



**UNL**

Universidad  
Nacional  
de Loja

**Universidad Nacional de Loja**

**Facultad de la Energía, las Industria y los Recursos**

**Naturales No Renovable**

**Carrera de Electromecánica**

**Diseño de una máquina de elevación de planchas de gypsum para  
trabajos en interiores**

**Trabajo de Titulación, previo a la  
obtención del título de Ingeniero  
Electromecánico**

**AUTOR:**

Miguel Alexander Romero Feijoo

**DIRECTOR:**

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz

Loja - Ecuador

2024

## Certificación

Loja, 5 de febrero de 2024

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

### **DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

#### **CERTIFICO:**

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina de elevación de planchas de gypsum para trabajos en interiores**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante **Miguel Alexander Romero Feijoo** con **cédula de identidad Nro.1104736192**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

### **DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

## Autoría

Yo, **Miguel Alexander Romero Feijoo**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.

**Firma:**



**Autor:** Miguel Alexander Romero Feijoo

**Cédula:** 1104736192

**Fecha:** 5 de febrero de 2024

**Dirección:** Loja, Las Palmeras

**Correo electrónico:** [miguel.romero@unl.edu.ec](mailto:miguel.romero@unl.edu.ec)

**Teléfono:** 099 107 8310

**Carta de autorización por parte del autor para la consulta de reproducción parcial o total, y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Titulación.**

Yo, **Miguel Alexander Romero Feijoo**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina de elevación de planchas de gypsum para trabajos en interiores**, como requisito para optar por el título de Ingeniero Electromecánico, autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior con las cuales tenga convenio la Universidad. La Universidad Nacional de Loja no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los cinco días del mes de febrero del dos mil veinticuatro.

**Firma:**



**Autor:** Miguel Alexander Romero Feijoo

**Cédula:** 1104736192

**Fecha:** 5 de febrero de 2024

**Dirección:** Loja, Las Palmeras

**Correo electrónico:** [miguel.romero@unl.edu.ec](mailto:miguel.romero@unl.edu.ec)

**Teléfono:** 099 107 8310

**Datos complementarios:**

**DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN:** Ing. Gonzalo Riofrío Cruz Mg. Sc.

## **Dedicatoria**

Con todo mi corazón, dedicado a mis eternos amores, mi padre, mi madre y mi hermana: Miguel, Alicia y Mayra; que su constante lucha por seguir adelante y apoyarme se vea reflejado en este logro, que es suyo tanto como mío.

A mis abuelos y mi hermana, que, aunque ya no se encuentran en este mundo terrenal, me ayudaron y guiaron a ser la persona que soy, por lo que donde sea que se encuentren, este logro es suyo también.

*Miguel Alexander Romero Feijoo*

## **Agradecimiento**

A mis padres Miguel y Alicia, y a mi hermana Mayra; por todo su esfuerzo, apoyo y sacrificio. Gracias por inculcarme sus valores, darme su confianza y su incondicional amor.

A mis tíos, a mi abuelo y familiares que supieron apoyarme, aconsejarme y brindarme la mano en momentos difíciles.

Al ingeniero Gonzalo Riofrío, por su apoyo y dirección durante el desarrollo de mi trabajo de titulación. Así también a los docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica de mi alma mater.

A mis amigos incondicionales, que siempre supieron brindarme su apoyo y sacarme una sonrisa para sobrellevar los malos momentos y dificultades.

A mi Nubecita, por amarme y apoyarme. Gracias por confiar en mis capacidades y ser mi luz en mis momentos más oscuros.

***Miguel Alexander Romero Feijoo***

## Índice de contenido

<b>Portada</b> .....	<b>i</b>
<b>Certificación</b> .....	<b>ii</b>
<b>Autoría</b> .....	<b>iii</b>
<b>Carta de autorización</b> .....	<b>iv</b>
<b>Dedicatoria</b> .....	<b>v</b>
<b>Agradecimiento</b> .....	<b>vi</b>
<b>Índice de contenido</b> .....	<b>vii</b>
Índice de tablas.....	xii
Índice de figuras .....	xiii
Índice de anexos .....	xvii
Índice de simbologías.....	xix
<b>1. Título</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Resumen</b> .....	<b>2</b>
Abstract .....	3
<b>3. Introducción</b> .....	<b>4</b>
<b>4. Marco teórico</b> .....	<b>6</b>
4.1 Capítulo I: Conceptos básicos de trabajo y sistemas de elevación de cargas .....	6
4.1.1 Manipulación de cargas.....	6
4.1.2 Sistema tipo Tijera .....	6
4.1.3 Sistema Neumático.....	7
4.1.4 Sistema Hidráulico .....	7
4.1.5 Sistema Electromecánico .....	8
4.1.5.1 Componentes de los elevadores electromecánicos.....	9
4.1.5.1.1 Motorreductor.....	9

4.1.5.1.2 Elementos para la transmisión de potencia .....	9
4.5.1.5.2.1 Polea .....	9
4.5.1.5.2.2 Polipasto .....	9
4.5.1.5.2.3 Cables de acero.....	10
4.2 Capítulo II: Nociones de física, estática, dinámica y resistencia de materiales	11
4.2.1 Peso, trabajo y potencia.....	11
4.2.1 Estática, generalidades .....	12
4.2.1.1 Equilibrio estático .....	12
4.2.1.2 Diagramas de cuerpo libre.....	12
4.2.2 Dinámica generalidades .....	13
4.2.2.1 Traslación .....	13
4.2.2.2 Rotación .....	14
4.2.2.3 Inercia Rotacional .....	14
4.2.3 Resistencia de Materiales .....	14
4.2.3.1 Esfuerzo normales .....	15
4.2.3.2 Esfuerzo cortante.....	15
4.2.3.3 Deformación y rigidez.....	16
4.2.3.5 Perfiles comerciales.....	16
4.2.3.6 Método de área tributaria para cargas distribuidas.....	17
4.3 Capítulo III: diseño mecánico .....	18
4.3.1 Proceso de diseño: Diseño conceptual y diseño detallado .....	18
4.3.2 Factor de seguridad y Factor de diseño.....	18
4.3.3 Diseño de Elementos de máquinas.....	19
4.3.3.1 Diseño de ejes.....	19
4.3.3.2 Diseño de uniones empernadas .....	19



4.3.3.3 Elementos cortos sometido a cargas excéntricas.....	20
4.3.3.4 Columnas cargadas excéntricamente .....	21
4.3.3.5 Cálculo de rodamientos de bolas.....	22
4.3.3.6 Acoplamiento de un engrane y tornillo sin fin.....	22
4.3.4 Elementos de transmisión por cables metálicos .....	23
4.3.4.1 Dimensionamiento de cables para máquinas de elevación .	23
4.3.5 Diseño de uniones soldadas.....	24
4.3.6 Análisis de elementos finitos.....	26
4.4 Capítulo IV: Máquinas de elevación de planchas de gypsum comerciales e investigaciones previas sobre de diseño de máquinas de elevación.....	27
4.4.1 Elevador de placas carton-yeso “Wurth” .....	27
4.4.2 Elevador de placas de yeso “Equus” .....	28
4.4.3 Elevador de placas y paneles “Svelt” .....	29
4.4.4 Diseño 1.....	29
4.4.5 Diseño 2.....	30
4.4.5 Diseño 3.....	30
<b>5. Metodología.....</b>	<b>31</b>
5.1 Búsqueda de información y observación del proceso de instalación .....	31
5.2 Selección del sistema de elevación en base a los requerimientos .....	31
5.3 Propuesta general o boceto del sistema.....	32
5.4 Diseño y cálculo de la plataforma de la máquina.....	32
5.5 Diseño del sistema de elevación.....	36
5.6 Diseño de la base de la máquina .....	45
5.7 Análisis técnico económico del diseño propuesto.....	47
<b>6. Resultados .....</b>	<b>48</b>

6.1 Definición de las características operacionales y de funcionamiento requeridas para el equipo. ....	48
6.1.1 Características de funcionamiento .....	48
6.1.2 Selección del sistema de elevación .....	51
6.2. Propuesta general del diseño .....	53
6.3 Diseño y piezas de la plataforma.....	54
6.3.1 Cálculos de los componentes de la plataforma .....	55
6.3.1.1 Cálculo de las barras transversales.....	55
6.3.1.2 Cálculo de la barra principal .....	61
6.3.1.3 Validación de la deformación de la plancha mediante análisis de elementos finitos.....	64
6.3.1.3 Sistema de anclaje de la barra transversal.....	69
6.3.1.4 Diseño del mecanismo de rotación de la plataforma de elevación.....	69
6.3.1.5 Diseño del soporte vertical de la plataforma.....	71
6.4 Diseño y piezas del sistema de elevación.....	75
6.4.1 Diseño del sistema de elevación.....	76
6.4.1.1 Cálculo de la columna del sistema telescópico .....	76
6.4.1.2 Comprobación de la deformación de la columna empleando análisis de elementos finitos.....	81
6.4.1.3 Cálculo del soporte de la plataforma.....	85
6.4.1.3.1 Cálculo del diámetro del perno de fijación .....	88
6.4.1.3.2 Cálculo del diámetro de los pernos de los rodamientos .....	89
6.4.1.3.3 Cálculo de la vida útil de los rodamientos .....	93

6.4.1.4	Cálculo y diseño del sistema de polipasto.....	93
6.4.1.3.1	Selección de cables, poleas y diseño de soportes.	94
6.4.1.5	Selección del sistema para la elevación .....	98
6.5	Diseño de la base de la máquina .....	102
6.5.1	Cálculo de la estructura de la base de la máquina.....	102
6.5.2	Selección de las ruedas de la máquina .....	108
6.6	Cálculo de las uniones soldadas .....	110
6.8	Diseño final de la máquina.....	113
6.9	Análisis técnico económico del diseño propuesto.....	115
<b>7.</b>	<b>Discusión .....</b>	<b>117</b>
<b>8.</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>119</b>
<b>9.</b>	<b>Recomendaciones .....</b>	<b>120</b>
<b>10.</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>121</b>
<b>11.</b>	<b>Anexos .....</b>	<b>126</b>

## Índice de tablas:

<b>Tabla 1.</b> Ventajas y desventajas de los diferentes sistemas de elevación .....	11
<b>Tabla 2.</b> Longitudes efectivas en función del tipo de soporte de la columna.....	21
<b>Tabla 3.</b> Clasificación de las máquinas de elevación según la norma DIN 4130.....	23
<b>Tabla 4.</b> Coeficientes c y k en función del grupo de elevación según la norma DIN 4130.. .....	24
<b>Tabla 5.</b> Tamaños mínimos de soldadura de filetes en función del espesor del metal base	25
<b>Tabla 6.</b> Tabla de dimensiones y pesos de las planchas en función de su espesor.....	50
<b>Tabla 7.</b> Matriz de ponderación para la selección del sistema de elevación más óptimo en base a las necesidades de diseño .....	52
<b>Tabla 8.</b> Características de funcionamiento que debe cumplir el diseño .....	53
<b>Tabla 9.</b> Pesos aproximados de los componentes de la plataforma.....	77
<b>Tabla 10.</b> Propiedades de las ruedas seleccionadas.....	109
<b>Tabla 11.</b> Costos de materiales de la máquina .....	115

## Índice de figuras:

<b>Figura 1.</b> Elevador de tijera .....	7
<b>Figura 2.</b> Elevador neumático .....	7
<b>Figura 3.</b> Elevador Hidráulico .....	8
<b>Figura 4.</b> Elevador Electromecánico .....	8
<b>Figura 5.</b> Polea Simple .....	9
<b>Figura 6.</b> Polipasto .....	10
<b>Figura 7.</b> Composición interna de un cable metálico .....	10
<b>Figura 8.</b> Diagrama de cuerpo libre del Bloque .....	13
<b>Figura 9.</b> Traslación rectilínea y curvilínea.....	13
<b>Figura 10.</b> Movimiento de rotación.....	14
<b>Figura 11.</b> Resistencia de materiales .....	15
<b>Figura 12.</b> Esfuerzo normales de tracción y compresión .....	15
<b>Figura 13.</b> Esfuerzo cortante .....	16
<b>Figura 14.</b> Diferentes perfiles comerciales.....	17
<b>Figura 15.</b> Método de área tributaria para elementos estructurales .....	17
<b>Figura 16.</b> Partes de un eje .....	19
<b>Figura 17.</b> Unión empernada.....	20
<b>Figura 18.</b> Elemento corto sometido a carga excéntrica .....	20
<b>Figura 19.</b> Distribución de esfuerzos de un elemento sometido a carga excéntrica .....	20
<b>Figura 20.</b> Carga excéntrica en una columna .....	21
<b>Figura 21.</b> Rodamiento rígido de bolas .....	22
<b>Figura 22.</b> Geometría de un tornillo sin fin-corona.....	22
<b>Figura 23.</b> Tipos de uniones soldadas .....	24
<b>Figura 24.</b> Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea.....	25
<b>Figura 25.</b> Análisis de elementos finitos .....	26
<b>Figura 26.</b> Máquina de elevación de placas de gypsum.....	27
<b>Figura 27.</b> Máquina de elevación de placas de gypsum.....	28
<b>Figura 28.</b> Máquina de elevación de placas de gypsum.....	29
<b>Figura 29.</b> Propuesta de diseño general de la máquina .....	54
<b>Figura 30.</b> Piezas que conforman la plataforma de elevación.....	55
<b>Figura 31.</b> Área tributaria de carga que soportará cada barra. ....	56

<b>Figura 32.</b> Peso de la plancha representado como una carga distribuida sobre el soporte según su área tributaria.....	57
<b>Figura 33.</b> Diagrama de cuerpo libre de la barra transversal con su carga distribuida y cargas puntuales en sus extremos.....	58
<b>Figura 34.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra transversal. ....	60
<b>Figura 35.</b> Esquema de la plancha de gypsum en el que se señala su peso como carga distribuida y la distancia entre apoyos. ....	61
<b>Figura 36.</b> Diagrama de cuerpo libre la barra principal. ....	62
<b>Figura 37.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra principal. ....	63
<b>Figura 38.</b> Vista inferior de la plancha de gypsum apoyada sobre los dos soportes brindados por las barras transversales. ....	64
<b>Figura 39.</b> Fuerza de gravedad aplicada sobre la plancha a simular. ....	65
<b>Figura 40.</b> Vista frontal de la deformación real de la plancha .....	65
<b>Figura 41.</b> Vista isométrica de la deformación de la plancha aumentada 0.5 x .....	66
<b>Figura 42.</b> Extremos extensibles añadidos .....	66
<b>Figura 43.</b> Vista inferior de la plancha apoyada en los 4 soportes.....	67
<b>Figura 44.</b> Vista inferior de la plancha apoyada en los 4 soportes.....	67
<b>Figura 45.</b> Vista frontal de la deformación real que sufre la plancha .....	68
<b>Figura 46.</b> Vista isométrica de la deformación de la plancha aumentada en 0.5x .....	68
<b>Figura 47.</b> Sistema de anclaje de la barra transversal con la barra principal .....	69
<b>Figura 48.</b> Vista superior y frontal de los ángulos de rotación del sistema propuesto.....	70
<b>Figura 49.</b> Vista frontal del sistema de rotación de la plataforma .....	70
<b>Figura 50.</b> Vista inferior del sistema de rotación de la plataforma .....	71
<b>Figura 51.</b> Vista isométrica del soporte vertical propuesto.....	71
<b>Figura 52.</b> Vista isométrica del soporte vertical propuesto.....	72
<b>Figura 53.</b> Fuerzas aplicadas sobre el soporte vertical.....	73
<b>Figura 54.</b> Distribución de esfuerzos dentro del elemento.....	73
<b>Figura 55.</b> Propuesta de diseño para el sistema de elevación .....	76
<b>Figura 56.</b> Columna con carga excéntrica.....	77
<b>Figura 57.</b> Vista superior de la sección en la que se presenta las medidas del corte .....	80
<b>Figura 58.</b> Sistema de elevación de placas de gypsum. ....	82
<b>Figura 59.</b> Propiedades físicas del acero ASTM A500 grado B .....	83
<b>Figura 60.</b> Columna del sistema y momento producido por la excentricidad de la carga. 84	

<b>Figura 61.</b> Deformación máxima producida en la columna del sistema en su punto más alto.....	84
<b>Figura 62.</b> Deformación máxima producida en la columna del sistema en su punto más alto.....	85
<b>Figura 63.</b> Soporte de la plataforma en la que se presenta la carga P y el ángulo de inclinación del soporte. ....	85
<b>Figura 64.</b> Triángulo de fuerzas del nodo B.....	86
<b>Figura 65.</b> Perno de fijación .....	88
<b>Figura 66.</b> Fuerza cortante aplicada al perno debido al peso de la plancha .....	88
<b>Figura 67.</b> Vista lateral izquierda del soporte de la plataforma. ....	90
<b>Figura 68.</b> Reacciones producidas en los rodamientos debido a la carga de compresión..	91
<b>Figura 69.</b> Unión simple a traslape producida en el rodamiento y la estructura del soporte. ....	91
<b>Figura 70.</b> Sistema de polipasto presente en la máquina representando el sistema de poleas y cable de acero. ....	94
<b>Figura 71.</b> Esquema simplificado del sistema del polipasto propuesto .....	95
<b>Figura 72.</b> Dimensión de la columna del sistema para elegir el tamaño de la polea. ....	96
<b>Figura 73.</b> Polea SEF.80.6002.....	97
<b>Figura 74.</b> Soporte de la polea.....	97
<b>Figura 75.</b> Medidas del ojal terminal del cable de acero.....	98
<b>Figura 76.</b> Esquema del sistema de un tornillo sin fin y corona, con accionamiento mediante taladro de 12 y manivela.....	99
<b>Figura 77.</b> Wincha de tornillo sin fin modelo WG1500HD para la elevación de carga ..	100
<b>Figura 78.</b> Línea de acción de las reacciones de los apoyos de la máquina y su centro de gravedad. ....	103
<b>Figura 79.</b> Diagrama de cuerpo libre de la barra donde se apoyará la columna. ....	104
<b>Figura 80.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra donde se apoyará la columna del sistema. ....	106
<b>Figura 81.</b> Vista frontal de la línea de acción de los apoyos de la máquina. ....	107
<b>Figura 82.</b> Esquema de la base para el soporte de la columna del sistema. ....	108
<b>Figura 83.</b> Reacciones presentes en la barra donde se colocarán las ruedas. ....	108
<b>Figura 84.</b> Uniones soldadas a filete existentes en el soporte de la plataforma. ....	110
<b>Figura 85.</b> Uniones soldadas a filete existentes en el soporte de la plataforma y la carga cortante aplicada.....	111

<b>Figura 86.</b> Elementos que conforman la máquina.....	113
<b>Figura 87.</b> Plancha de gypsum colocada sobre la plataforma. ....	113
<b>Figura 88.</b> Plancha de gypsum colocada sobre la plataforma en su altura máxima.....	114
<b>Figura 89.</b> Vista posterior de la plancha de gypsum colocada sobre la plataforma en su altura máxima.....	114



## Índice de anexos :

<b>Anexo 1.</b> Módulo de elasticidad de las placas de yeso laminado (gypsum).....	126
<b>Anexo 2.</b> Deformación máxima permitida en placas de gypsium según su longitud .....	126
<b>Anexo 3.</b> Propiedades físicas de distintos materiales .....	127
<b>Anexo 4.</b> Catálogo propiedades estáticas tubo cuadrado mecánico fabricante import aceros .....	128
<b>Anexo 5.</b> Catálogo pernería y fijación fabricante promesa.....	129
<b>Anexo 6.</b> Catálogo platinas laminadas de acero negro fabricante import aceros .....	130
<b>Anexo 7.</b> Norma inen 13:2006.....	131
<b>Anexo 8.</b> Propiedades físicas del acero a500.....	132
<b>Anexo 9.</b> Catálogo propiedades estáticas tubo cuadrado mecánico grandes dimensiones fabricante import aceros .....	133
<b>Anexo 10.</b> Medidas de planchas laminadas al caliente fabricante dipac .....	134
<b>Anexo 11.</b> Catálogo rodamientos fag.....	135
<b>Anexo 12.</b> Catálogo cables de acero 7x19 hilos fabricante fiero.....	136
<b>Anexo 13.</b> Propiedades mecánicas acero astm a-366 .....	137
<b>Anexo 14.</b> Catálogo propiedades estáticas tubo rectangular estructural y grandes dimensiones fabricante import aceros .....	138
<b>Anexo 15.</b> Catálogo ruedas comercial-industriales “ruedas afo” .....	139
<b>Anexo 16.</b> Catálogo de soldaduras- indura. ....	140
<b>Anexo 17.</b> Factor de seguridad mínimo para cables de acero incluyendo la norma ansi a17.1-1978.....	141
<b>Anexo 18.</b> Lineamientos mínimos para revisión y validación de tipologías de vivienda miduvi.....	142

<b>Anexo 19.</b> Planos wincha de tornillo sin fin modelo wg1500hd fabricante dutton-lainson company. ....	143
<b>Anexo 20.</b> Catálogo poleas para cable de acero “ropeblock” .....	144
<b>Anexo 21.</b> Planos mecánicos de la máquina .....	145
<b>Anexo 22.</b> Certificación de traducción del resumen de inglés a español .....	147

## Índice de simbologías:

<b>g:</b>	Gravedad de la tierra [ $\frac{m}{s^2}$ ]
<b>P:</b>	Peso por unidad de área [ $\frac{N}{m^2}$ ]
<b><math>M_{max}</math>:</b>	Momento flector máximo [Nm]
<b><math>S_u</math>:</b>	Módulo resistente de la sección [ $m^3$ ]
<b><math>\sigma</math>:</b>	Límite de fluencia [MPa]
<b><math>F_s</math>:</b>	Factor de seguridad
<b><math>S_r</math>:</b>	Módulo resistente del perfil comercial [ $m^3$ ]
<b><math>S_u</math>:</b>	Módulo resistente calculado [ $m^3$ ]
<b>D:</b>	Deformación máxima permitida [in]
<b>L:</b>	Longitud de la plancha [in]
<b>M:</b>	Momento flector [Nm]
<b>F:</b>	Fuerza aplicada [N]
<b>e:</b>	Excentricidad [m]
<b>S:</b>	Esfuerzo total [Pa]
<b>F:</b>	Fuerza aplicada [N]
<b>A:</b>	Área de la sección [ $m^2$ ]
<b>c:</b>	Distancia al centro de la sección [m]
<b>I:</b>	Momento de inercia de la sección [ $m^4$ ]
<b><math>S_a</math>:</b>	Esfuerzo calculado [Pa]
<b><math>S_u</math>:</b>	Esfuerzo del material a tracción o compresión [Pa]
<b>Cc:</b>	Relación de esbeltez
<b>P:</b>	Carga dinámica equivalente [kN]
<b>E:</b>	Módulo de elasticidad [Pa]

$\sigma_{pc}$ :	Esfuerzo de fluencia del material [Pa]
$L_e$ :	Longitud efectiva de la columna [m]
$r$ :	Radio de giro de la sección [m]
$P_s$ :	Carga de ruptura del perno [N]
$d$ :	Diámetro del perno [m]
$\tau$ :	Esfuerzo cortante del material [Pa]
$\sigma_b$ :	Esfuerzo de contacto [Pa]
$L$ :	Ancho de la placa [m]
$\sigma_t$ :	Esfuerzo de tensión [Pa]
$S_y$ :	Esfuerzo de fluencia [Pa]
$k$ :	Coefficiente según la figura 25
$S$ :	Tracción máxima sobre un ramal del cable [m]
$c$ :	Coefficiente según la figura 25.
$W$ :	Trabajo [Nm o J]
$\Delta d$ :	Desplazamiento [m]
$P_{ot}$ :	Potencia [W o hp]
$t$ :	Tiempo [s]
$T$ :	Torque o par motor [Nm]
$\omega$ :	Velocidad angular del eje del cigüeñal [rad/s]
$n$ :	Revoluciones por minuto [rpm]

## **1. Título**

**Diseño de una máquina de elevación de planchas de gypsum para trabajos en interiores.**

## 2. Resumen

En el presente trabajo se describe el proceso de diseño de una máquina de elevación de planchas de gypsum para trabajos en interiores. La máquina cuenta con la capacidad de elevación de planchas de  $12 \text{ kg/m}^2$ , permitiendo la elevación de planchas de 1.22 metros de ancho x 2.44 metros de largo como tamaño máximo, permitiendo elevar un peso total de 36 kg; la altura máxima de elevación de la plataforma es de 3.2 metros. El diseño de la máquina se compone de tres partes fundamentales compuestas por diferentes sistemas; como primero se tiene la plataforma de elevación, que es el sistema donde se colocará la plancha y evitará que esta sufra algún daño durante debido al movimiento durante la elevación; como segunda parte se encuentra el sistema de elevación, que es el encargado de elevar la plataforma empleando un sistema electromecánico de polipasto telescópico compuesto por poleas y cable de acero, accionado mediante un Drill Winch de tornillo sin fin, operado por un taladro de 12 V o de forma manual mediante una manivela; como tercera parte se encuentra la base de la máquina, que permite brindar la estabilidad a la máquina durante la elevación, además de permitir el desplazamiento de la misma mediante la configuración de ruedas con freno.

Dentro de la metodología de diseño de la máquina, como primer punto, se realizó la búsqueda y recopilación de información sobre el proceso de instalación de las planchas de gypsum. Como segundo paso, se analizó máquinas de elevación similares, comerciales y artesanales, para comprender su funcionamiento y partes principales. A partir de esto, se realizó un esquema en el que se planteaban las piezas y mecanismos que componen la máquina, con una configuración óptima para que la máquina brinde el mayor número de facilidades al operario. Posteriormente, se seleccionó el sistema de elevación para la máquina empleando una matriz de ponderación en la que se presentan diferentes opciones para el sistema de elevación, seleccionando un sistema electromecánico. Se dimensionaron y seleccionaron elementos como perfilera estructural, rodamientos, cables de acero, polea, pernos, entre otros. Se validó el elemento considerado crítico, que es la columna del sistema de elevación, mediante cálculos y análisis de elementos finitos empleando herramientas CAD. En el análisis técnico-económico se realizó una investigación en el mercado sobre el costo total de construcción de la máquina.

**Palabras clave:** *máquina elevadora, gypsum, sistemas de elevación de gypsum, sistemas telescópicos.*

## **Abstract**

This paper describes the design process of a gypsum slab lifting machine for indoor works. The machine has a plate lifting capacity of  $12 \text{ kg/m}^2$ , allowing the lifting of plates of 1.22 meters wide x 2.44 meters long as maximum size; the maximum lifting height of the platform is 3.2 meters. The design of the machine is composed of three fundamental parts composed of different systems; the first one is the lifting platform, which is the system where the plate will be placed and will prevent it from suffering any damage during the movement during the lifting; The second part is the lifting system, which is responsible for lifting the platform using an electromechanical system of telescopic hoist composed of pulleys and steel cable, driven by a worm screw Drill Winch, operated by a 12 V drill or manually by a crank; the third part is the base of the machine, which provides stability to the machine during lifting, in addition to allowing the displacement of the same through the configuration of wheels with brakes.

As part of the machine design methodology, the first step was to search for and gather information on the installation process of gypsum sheets. As a second step, similar lifting machines, both commercial and handmade, were analyzed to understand their operation and main parts. From this, a scheme was made in which the parts and mechanisms that make up the machine were proposed, with an optimal configuration for the machine to provide the greatest number of facilities to the operator. Subsequently, the elevation system for the machine was selected using a weighting matrix in which different options for the elevation system were presented, selecting an electromechanical system. Elements such as structural profiles, bearings, steel cables, pulley, bolts, among others, were dimensioned and selected. The critical element, which is the column of the lifting system, was validated by means of calculations and finite element analysis using CAD tools. In the technical-economic analysis, a market research on the total construction cost of the machine was carried out.

***Key words:*** *lifting machine, drywall, drywall lifting systems, telescopic system.*

### 3. Introducción

El gypsum es un elemento constructivo que se instala en los domicilios para hacer el cierre y realizar las terminaciones de la losa fundida o techos de estructura. En el medio local, la instalación de gypsum en interiores no emplea el uso de máquinas que faciliten la actividad, ya que no se comercializan en el mercado local. Debido a esto, la instalación se realiza completamente de forma manual, empleando la fuerza del operario durante el proceso.

El esfuerzo físico que realizan los trabajadores durante el proceso de instalación, puede ocasionar accidentes o enfermedades ocupacionales. Según una investigación realizada por el NIOSH las dos principales causas de lesiones en los trabajadores de instalación de planchas de gypsum son el esfuerzo excesivo y las caídas (NIOSH, 2006), esto se ve reflejado en gastos para recibir atención médica, discapacidad temporal o pérdidas de ingreso por los días no trabajados.

El presente trabajo plantea como primer objetivo determinar las características operacionales y de funcionamiento de la máquina. Esos parámetros se determinaron en función de las necesidades, normativas de construcción y materiales presentes en el mercado nacional. La altura máxima de elevación de la máquina es de 3.20 metros, el peso máximo permitido para la elevación es de 36 kg, y el tamaño máximo de plancha permitido es de 1.22 metros x 2.44 metros. El sistema de elevación se seleccionó empleando una matriz de ponderación considerando diferentes sistemas de elevación teniendo en cuenta los parámetros mencionados anteriormente, seleccionando finalmente un sistema electromecánico mediante el uso de cable de acero y poleas.

El segundo objetivo se centra en diseñar los diferentes sistemas y componentes de la máquina de elevación. La máquina está conformada por una plataforma de tubería estructural cuadrada configurada para mantener la deformación de la plancha dentro de límites permitidos en base a normativas brindadas por (USG Corporation, 2016). El sistema de elevación está constituido por una columna telescópica construida en tubería estructural de acero ASTM A500 que permite regular la altura de la plataforma. La columna se encuentra configurada para que permita acoplar el sistema electromecánico de polipasto mediante cable de acero y poleas para cable de acero. El mecanismo de polipasto está operado por un sistema de tornillo sin fin-corona con una capacidad de carga de 650 kg y una relación de transmisión de 30:1, accionado mediante el uso de un taladro de 12V o mediante una



manivela. También, se seleccionaron otros elementos como rodamiento, ruedas de la máquina, pernos, entre otros.

El tercer objetivo es realizar un análisis técnico económico de la máquina. Para esto, mediante un análisis de los materiales y piezas necesarias para la construcción la máquina tiene un precio de \$530.50.

El documento presente se divide en varias secciones; en la primera sección se presenta una revisión literaria sobre diferentes tipos de sistemas de elevación, fundamentos de estática, dinámica y diseño mecánico.

En la segunda sección se presenta la metodología en la que se presentan los pasos y ecuaciones que se utilizaron para realizar el diseño de la máquina.

En la tercera sección se muestran los resultados obtenidos, entre los que se encuentran las características de operación de la máquina, diseño y cálculo de los sistemas que conforman la máquina, además de la selección de elementos.

En la cuarta sección se presenta una discusión de los resultados obtenidos, contrastando los resultados del estudio, con otros estudios realizados. Las conclusiones y recomendaciones se encuentran presentes en la quinta y sexta sección del documento respectivamente.

## **4. Marco teórico**

### **4.1 Capítulo I: Conceptos básicos de trabajo y sistemas de elevación de cargas**

#### **4.1.1 Manipulación de cargas**

La manipulación de cargas es una actividad que está fundamentalmente asociada al riesgo de accidente laboral por exceso de trabajo, aunque también puede ser causa de otros accidentes como cortes, golpes, caídas del artículo procesado, etc. Incluso enfocándose solo en el riesgo de sobre trabajo, la VII Encuesta Nacional de Condiciones de Trabajo encontró que, según la percepción de los propios trabajadores, es un riesgo presente en los últimos 12 casos, que fueron significativamente más comunes en hombres que en mujeres, puede deberse a la diferencia entre las actividades realizadas en función del género. El exceso de trabajo es una de las causas más frecuentes de accidentes laborales.

En los últimos 10 años, el porcentaje de accidentes de trabajo sobre el total de casos de accidentes de trabajo con baja laboral ha aumentado de manera constante. En 2000, este número de accidentes representó el 28, % del total de accidentes, en 2011 fue 38,5%. Si bien estos accidentes no provocan lesiones mortales, pueden tardar en recuperarse y requieren tiempos de recuperación prolongados con el coste humano y económico que ello conlleva. (Ministerio de empleo y seguridad social, 2012)

Ciertamente, la mejor manera de prevenir este tipo de lesiones es evitar el riesgo, lo que se puede lograr mediante el uso de equipo mecánico de manipulación para cargas.

#### **4.1.2 Sistema tipo Tijera**

Un sistema de tipo tijera es un tipo de sistema de que permite la elevación vertical a una determinada altura.

Este tipo de sistema posee un diseño que ofrece maniobrabilidad, se puede utilizar en espacios reducidos para realizar trabajos de instalaciones eléctricas, mantenimiento, montajes industriales, entre otros. Funciona por medio de un sistema hidráulico alimentando ya sea por baterías o corriente alterna. Presenta gran seguridad debido a sus 4 estabilizadores (ver figura 1).



Figura 1. Elevador de tijera

Fuente: (Martínez, 2018)

#### 4.1.3 Sistema Neumático

Son sistemas que se fundamentan en la energía del aire. Su sistema transforma la energía del aire en energía mecánica y se suministra a un cilindro neumático a presión, lo cual genera el desplazamiento de un pistón para transportar la carga de forma vertical. El elevador está representado en la figura 2.



Figura 2. Elevador neumático

Fuente: (SL, 2022)

#### 4.1.4 Sistema Hidráulico

Son sistemas que utilizan el principio de pascal para poder levantar una carga.

En estos sistemas, el accionamiento dado por un motor combinado con una bomba encargada de guiar el aceite a través de las válvulas desde el depósito hasta el pistón encargado de realizar el desplazamiento vertical (ver figura 3). Para el descenso, se permite que el pistón se vacíe por medio de una válvula para que se pueda ajustar su velocidad de descenso.



Figura 3.Elevador Hidráulico

Fuente: (SoloStocks, 2022)

#### 4.1.5 Sistema Electromecánico

Son sistemas de tipo mecánico que emplean poleas, engranes, cables, ejes, entre otros, para realizar el levantamiento de la carga. Dentro del sistema la potencia de elevación es brindada por un motor eléctrico, el mismo que funciona con un sistema de cables de acero y poleas y un limitador de velocidad mecánico llamado motorreductor. El sistema está representado en la figura 4.



Figura 4.Elevador Electromecánico

Fuente: (Tools, 2022)

### 4.1.5.1 Componentes de los elevadores electromecánicos

#### 4.1.5.1.1 Motorreductor

Los motores reductores son sistemas que funcionan a base de engranajes de diferentes geometrías, permitiendo de esta forma, variar y regular su velocidad de forma segura, en base a los requerimientos de la máquina en la que se instalará.

El motorreductor se encuentra conformado por el motor, que proporciona la potencia para elevar la carga y el sistema propio de reducción que permite aumentar el torque.

#### 4.1.5.1.2 Elementos para la transmisión de potencia

La transmisión de potencia en este tipo de sistemas se realiza empleando cables metálicos y un sistema de poleas que permite elevar o bajar la carga.

El sistema de transmisión se compone normalmente de los siguientes elementos:

##### 4.5.1.5.2.1 Polea

La polea es un tipo de máquina simple que transmite fuerza, permitiendo disminuir la fuerza necesaria para poner o suspender un peso en el aire. La polea es una rueda que rota sobre un eje que atraviesa su centro y cuenta con una canal en su exterior donde pasa una cuerda o cable (ver figura 5).

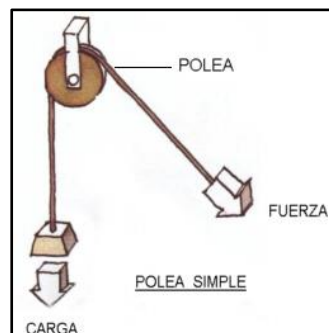


Figura 5. Polea Simple

Fuente: (DESIGN, 2022)

##### 4.5.1.5.2.2 Polipasto

También conocido como aparejo, se define como un mecanismo que se utiliza para elevar una carga mecánicamente. Está compuesto, por dos o más poleas fijas o móviles, que sirven para reducir el esfuerzo necesario para mover la carga (ver figura 6).

Los polipastos pequeños pueden utilizarse de forma manual, empleando una manivela de seguridad, o también se puede controlar eléctricamente por medio de motores.

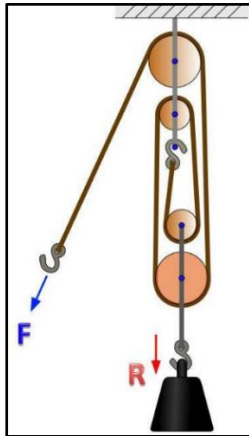


Figura 6. Polipasto

Fuente: (Galicía, 2022)

#### 4.5.1.5.2.3 Cables de acero

Los cables de acero son un tipo de cable mecánico, conformado por un conjunto de alambres de acero enrollados en una o varias capas sobre un alambre central. Los cables gruesos presentan una mayor resistencia al rozamiento, pero una menor flexibilidad, por otro lado, los cables delgados, son en comparación menos resistentes al rozamiento, pero presentan mayor flexibilidad.

Los cables de acero están compuestos por un número de alambres colocados alrededor de un alambre principal (figura 7), esto les permite a los cables tener una mayor flexibilidad, facilidad para su manejo y una duración superior a la fatiga.

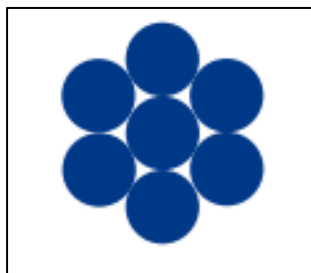


Figura 7. Composición interna de un cable metálico

Fuente: (AMC, 2022)

### Ventajas y Desventajas de los sistemas de elevación

Las ventajas y desventajas que presentan los diferentes tipos de sistemas de elevación están presentes en la tabla 1.

**Tabla 1**

*Ventajas y desventajas de los diferentes sistemas de elevación*

<b>Sistema de Elevación</b>	<b>De Tijeras</b>	<b>Hidráulico</b>	<b>Neumático</b>	<b>Electromecánico</b>
<b>Ventajas</b>	-Alta estabilidad. -Bajo costo de operación. -Fácil instalación. -Requiere poco mantenimiento.	-Poca probabilidad de averías. -Alta Eficiencia -Transmite potencias elevadas	-Sistema de alta velocidad, regulable y de buen control. -Fácil acople entre los elementos que componen el sistema.	-Facilidad para regular la potencia y la velocidad. -Menor costo de mantenimiento. -Alta seguridad. -Menor espacio requerido.
<b>Desventajas</b>	-Alto costo de inversión. -En caso de la falla de un elemento, esta afectará al funcionamiento de todo el sistema.	-Los elementos hidráulicos funcionan con bajas velocidades. -Alto costo de inversión debido a sus materiales.	-Probabilidad de generar ruidos. -Baja potencia de elevación de cargas.	-Requiere de un plan de mantenimiento preventivo y predictivo.

*Fuente:* (Farinango, 2014)

## **4.2 Capítulo II: Nociones de física, estática, dinámica y resistencia de materiales**

### **4.2.1 Peso, trabajo y potencia**

El peso de un cuerpo, es la fuerza que la gravedad ejerce sobre el mismo, y es directamente proporcional a la masa del cuerpo y la fuerza de gravedad que se le aplica. (Serway & John W. Jewett, 2008)

El trabajo, es la resultante de la fuerza aplicada a un cuerpo multiplicada por el desplazamiento que sufre el mismo. (Serway & John W. Jewett, 2008)

La potencia, es la cantidad de trabajo realizado en un tiempo determinado. Hablando de potencia mecánica, es aquella que resulta de aplicar una fuerza sobre un cuerpo. (Serway & John W. Jewett, 2008)

#### **4.2.1 Estática, generalidades**

La estática es la rama de la mecánica que se encarga de estudiar las condiciones que deben tener las fuerzas que actúan sobre un cuerpo o sistema para mantenerlo en reposo o en equilibrio.

La estática se encarga de estudiar el caso particular cuando el cuerpo se encuentra en reposo, es decir, que su aceleración será cero y la fuerza resultante aplicada al cuerpo será cero, permitiéndonos expresar el principio de equilibrio estático como:

“Cuando la resultante de un conjunto de fuerzas actuantes sobre un punto material es nula éste permanece en reposo - si originalmente estaba en reposo - o continúa con movimiento rectilíneo uniforme - si originalmente estaba en movimiento.” (Llano, 1999)

##### **4.2.1.1 Equilibrio estático**

Una objeto o partícula se encuentra en equilibrio estático cuando la sumatoria de las fuerzas y momentos que actúan sobre él es igual a cero. Cuando se aplican varias fuerzas sobre un cuerpo, la resultante de estas fuerzas es igual a la suma vectorial de cada una de ellas, es decir, se puede considerar que un objeto de masa constante está en equilibrio estático, cuando la sumatoria de todas estas fuerzas que actúan sobre él es igual a cero. (Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg, 2010)

##### **4.2.1.2 Diagramas de cuerpo libre**

El diagrama de cuerpo libre de un cuerpo, es una figura donde se muestra a un cuerpo aislado con todas las fuerzas en forma de vectores, que actúan sobre el mismo (peso, normal, rozamiento, tensión, etc.) Esto se encuentra representado en la figura 8.



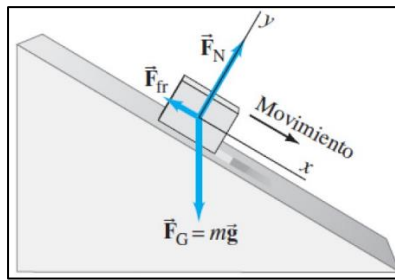


Figura 8. Diagrama de cuerpo libre del Bloque

Fuente: (Rodriguez, 2022)

## 4.2.2 Dinámica generalidades

La dinámica es la parte de la mecánica que se encarga del análisis de los cuerpos en movimiento. Dentro de la dinámica se incluye:

La cinemática, que estudia la geometría del movimiento. Se emplea para relacionar el desplazamiento, la velocidad, la aceleración y el tiempo, sin hacer referencia a la causa del movimiento. (Beer Johnston, 2010)

La cinética, que estudia la relación que existe entre las fuerzas que actúan sobre un cuerpo, su masa y el movimiento del mismo. Esta rama de la dinámica se utiliza para predecir el movimiento ocasionado por fuerzas dadas, o para determinar las fuerzas que se necesitan para generar un movimiento específico. (Beer Johnston, 2010)

### 4.2.2.1 Traslación

Se dice que un movimiento será de traslación si todas las líneas del interior del cuerpo mantienen la misma dirección durante todo el movimiento. También vemos que en traslación todas las partículas que componen el cuerpo se mueven a lo largo de órbitas paralelas. Si estas trayectorias son líneas rectas, se dice que el movimiento es una traslación rectilínea (figura 9); si la trayectoria es una curva, el movimiento es una traslación curvilínea.

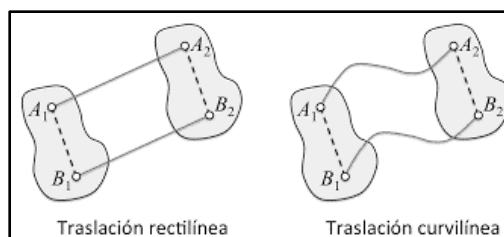


Figura 9. Traslación rectilínea y curvilínea

#### 4.2.2.2 Rotación

En este movimiento, las partículas que forman el cuerpo rígido se mueven en planos paralelos a lo largo de trayectorias circulares centradas en el mismo eje fijo. Si este eje, llamado eje de rotación, se cruza con el cuerpo rígido, las partículas que se encuentran sobre el eje tienen una velocidad y aceleración cero. Esto se encuentra representado en la figura 10.

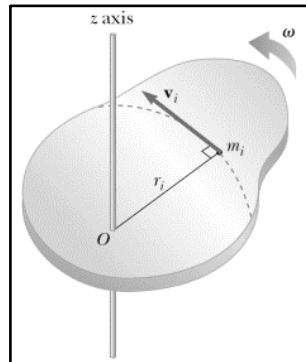


Figura 10. Movimiento de rotación

Fuente: (Junquera, 2020)

#### 4.2.2.3 Inercia Rotacional

La inercia rotacional es un valor escalar que indica qué tan difícil es cambiar la velocidad de rotación de un objeto alrededor de su eje de rotación determinado.

Es una magnitud que indica la resistencia que tiene un cuerpo a rotar, este momento de inercial depende de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de rotación.

#### 4.2.3 Resistencia de Materiales

Es una rama de la mecánica que estudia el comportamiento de los sólidos a los que se les aplica cargas exteriores.

La resistencia de materiales se encarga de estudiar las cargas exteriores y los efectos que estos producen en los cuerpos, es decir, las deformaciones que estas producen en el mismo (figura 11).

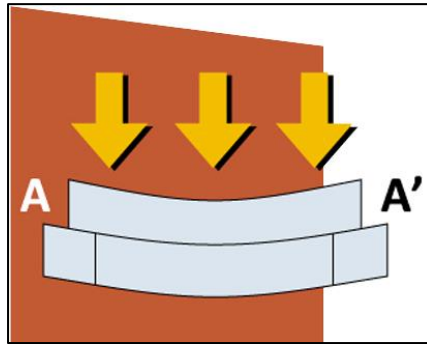


Figura 11. Resistencia de materiales  
(Gutiérrez, 2013)

#### 4.2.3.1 Esfuerzo normales

El esfuerzo normal, es aquel que tiene una dirección perpendicular a la cara sobre la que actúa, pudiendo ser este de tracción, si el esfuerzo tira de la cara intentando separar el elemento, o de compresión, si este empuja a la cara intentado comprimir el elemento (figura 12).

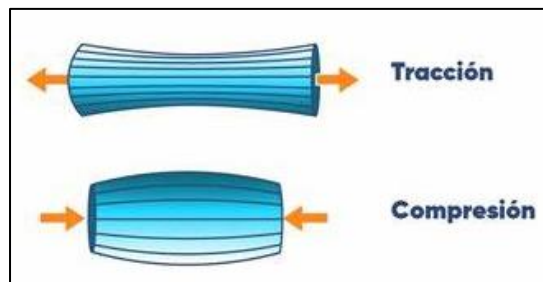


Figura 12. Esfuerzo normales de tracción y compresión  
Fuente: (e-STRUC, 2023)

#### 4.2.3.2 Esfuerzo cortante

La falla por corte es la falla más común que ocurre debido a una consideración inapropiada de las fuerzas de corte. Este tipo de esfuerzo, como su nombre lo indica, tratará de cortar el elemento.

El esfuerzo cortante o tangencial ocurre cuando la fuerza aplicada es paralela al área de aplicación, es decir, la fuerza y el área se encuentra en el mismo plano (figura 13).

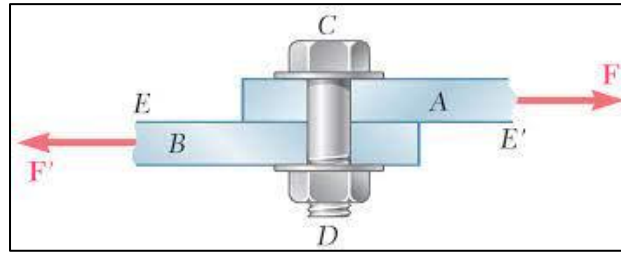


Figura 13. Esfuerzo cortante

Fuente: (Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg, 2010)

#### 4.2.3.3 Deformación y rigidez.

La deformación normal se define como la deformación del elemento por unidad de longitud. Estas deformaciones se producen debido a las tensiones internas causadas por fuerzas externas aplicadas en el cuerpo. Las deformaciones del cuerpo pueden ser:

- Elásticas: son las deformaciones que desaparecen luego de que se eliminan las fuerzas externas que la producen.

- Plásticas: estas deformaciones no desaparecen una vez que desaparecen las fuerzas aplicadas sobre el cuerpo

La rigidez es la capacidad que tiene un cuerpo para soportar un esfuerzo sin deformarse. La rigidez de los cuerpos está en función de su módulo de elasticidad, el momento de inercia y la longitud del elemento.

#### 4.2.3.5 Perfiles comerciales

En base a las diferentes geometrías de perfiles estructurales existen varios tipos (figura 14), su selección debe cumplir necesariamente que el momento que puede resistir, sea igual o mayor al que el momento flector máximo aplicado. (Pytel & Singer, 2012)

La selección del perfil comercial depende de las necesidades o los esfuerzos a los que estará sometido el perfil.

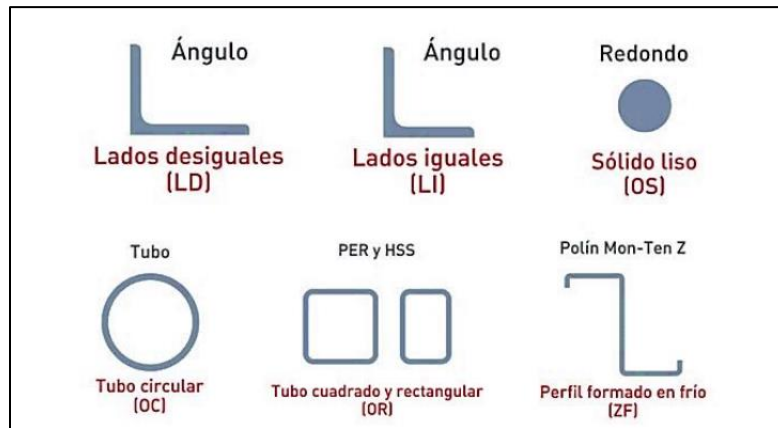


Figura 14. Diferentes perfiles comerciales

Fuente: (RODRIGUEZ, 2019)

#### 4.2.3.6 Método de área tributaria para cargas distribuidas

Un área tributaria es el área de carga que será sostenida por un miembro estructural. En un arreglo estructural, si una viga está soportando una carga perpendicular a la superficie, la fuerza total en el elemento estructural es igual al área correspondiente multiplicada por la carga distribuida en el área (figura 15).

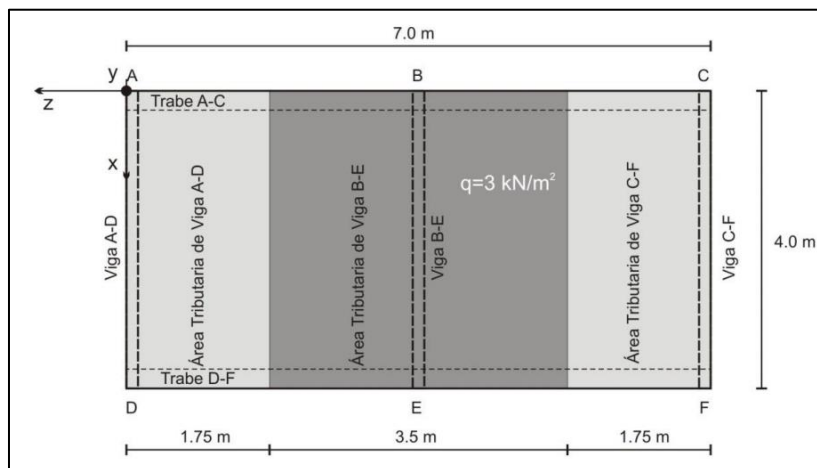


Figura 15. Método de área tributaria para elementos estructurales

Fuente: (Diego Cavazos de Lira, 2022)

## **4.3 CAPÍTULO III: DISEÑO MECÁNICO**

### **4.3.1 Proceso de diseño: Diseño conceptual y diseño detallado**

El proceso de diseño conceptual busca obtener una solución a un problema de diseño a partir de las especificaciones y necesidades planteadas.

(Horváth, 2005) hace referencia a que no existe una definición precisa de lo que es el diseño conceptual, debido a que esta definición se puede aplicar a varias disciplinas, sin embargo, estas definiciones tienen puntos en común, pudiendo resumir el diseño conceptual como un conjunto de tareas con el fin de obtener una solución un problema planteado.

La fase conceptual es el periodo más exigente para el diseñador, en la que se requiere de la ingeniería, la práctica, los procesos de producción, y los aspectos comerciales teniendo en cuenta que esta etapa conlleva consigo grandes tomas de decisiones. (French, 1999)

Por otro lado, el diseño detallado es la materialización del diseño conceptual ampliando y extendiendo las características del diseño que se habían planteado.

En el diseño detallado se puede incluir: dibujos, especificaciones de los equipos, documentos y pruebas. Cabe indicar que el diseño es un proceso, por lo que debe seguir una serie de pasos o etapas. El diseño busca aportar un valor añadido a los recursos disponibles para crear un nuevo producto útil o mejorado.

### **4.3.2 Factor de seguridad y Factor de diseño**

Esfuerzo de diseño

El diseño de elementos en base a su resistencia, busca evitar que los esfuerzos máximos se igualen o superen los valores de esfuerzo que provocan fallas. Por lo tanto, la tensión máxima en el elemento debe ser menor que el límite elástico (para evitar falla debido a la deformación plástica) y la resistencia última (para evita fallas debido a fallas totales). Por lo tanto, el esfuerzo de diseño debe ser menor que la resistencia del material. (Useche, 2018)

Factor de Seguridad

Hay incertidumbres en cada proceso de diseño. Los valores de resistencia del material seleccionado pueden tener ciertas inexactitudes o incertidumbres, los métodos de

diseño a menudo asumen condiciones que no se cumplen en la práctica, los valores de carga a menudo son inexactos y puede que no sean los propuestos para el diseño.

Las incertidumbres en el diseño, obligan al diseñador a utilizar cargas mucho mayores a las que se busca soportar originalmente. Sin embargo, cuanto mayor sea la carga máxima soportada por una pieza, más grandes serán las dimensiones o más resistente debe ser el material, lo que da como resultado un aumento en el costo. (Useche, 2018)

### 4.3.3 Diseño de Elementos de máquinas

#### 4.3.3.1 Diseño de ejes

Un eje es un elemento de los dispositivos mecánicos que permiten transmitir movimiento rotacional y, además, transmitir potencia, formando parte de cualquier sistema que transmite potencia desde un motor (figura 16).

Debido a que el eje sufre simultáneamente de esfuerzos cortantes, torsionales y flexores, el análisis de un eje implica casi siempre emplear un método de esfuerzos combinados.

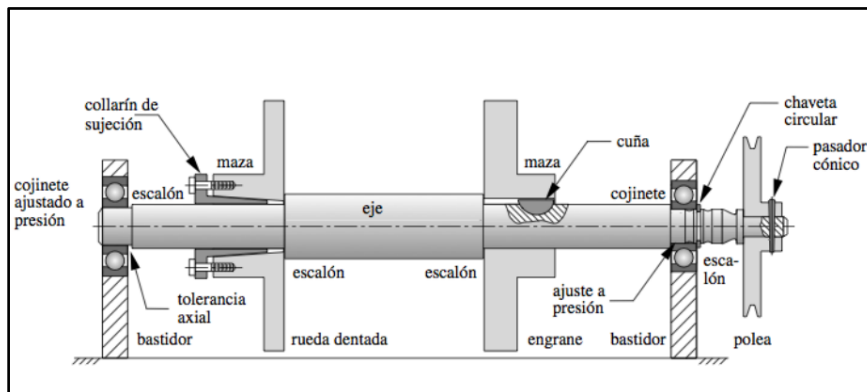


Figura 16: Partes de un eje

Fuente: (Rodríguez, 2022)

#### 4.3.3.2 Diseño de uniones emperradas

En el análisis de uniones emperradas, existen dos tipos de juntas: juntas a traslape y a tope. En las uniones a traslape, las placas a unir se colocan una sobre otra y se unen entre sí mediante uno o varios pernos. En una unión a tope, los extremos de las placas se juntan y estas se sujetan mediante dos placas, una a cada lado. La unión emperrada se ve representada en la figura 17.

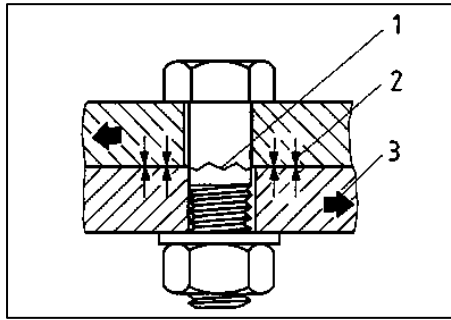


Figura 17. Unión emperrada

Fuente: (Project, 2000)

### 4.3.3 Elementos cortos sometido a cargas excéntricas

En base a la figura 18, debido a la excentricidad que existe entre la línea de aplicación de la fuerza y el centroide del elemento de análisis, se produce un momento flector interno, (Useche, 2018)

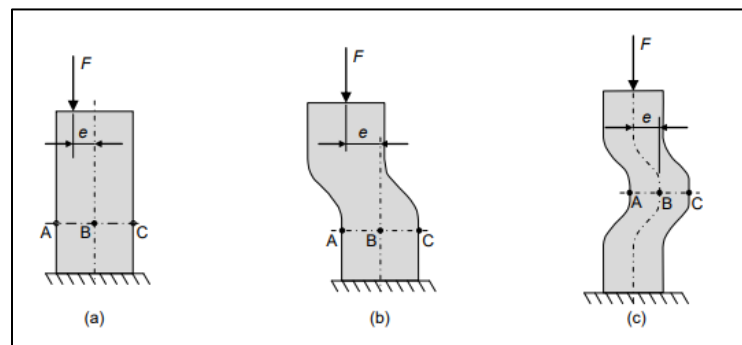


Figura 18. Elemento corto sometido a carga excéntrica

Fuente: (Useche, 2018)

La distribución de los esfuerzos generados internamente se puede ver representados en la figura 19

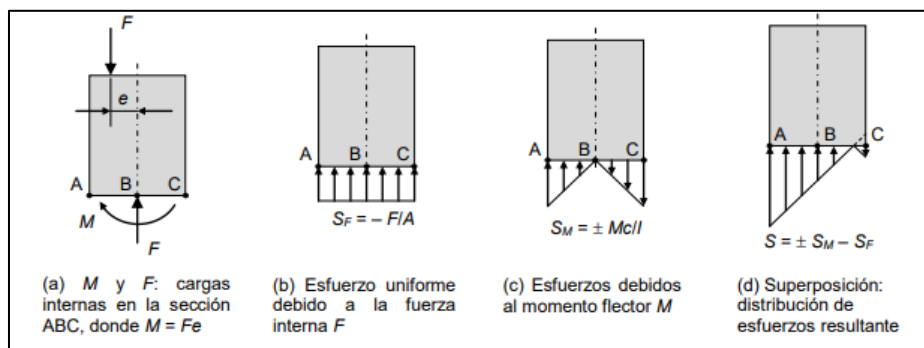


Figura 19. Distribución de esfuerzos de un elemento sometido a carga excéntrica

Fuente: (Useche, 2018)



#### 4.3.3.4 Columnas cargadas excéntricamente

A pesar de que las columnas suelen ser diseñadas para soportar carga axial, en ciertas ocasiones estas pueden estar sometidas a cargas que distan de su centro presentándose entonces una excentricidad (figura 20).

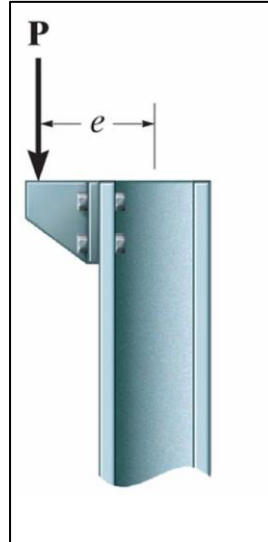


Figura 20. Carga excéntrica en una columna

Fuente: (Mora, 2023)

Para poder analizar este tipo de columnas se presentan las siguientes ecuaciones.

La relación de esbeltez que define el límite entre columnas intermedias y largas según el AISC (Instituto Americano de la Construcción en Acero) y cuya metodología de cálculo se encuentra representada en el libro “Resistencia de materiales” (Pytel & Singer, 2008).

Las longitudes efectivas varían en función del tipo de soporte de la columna y se presentan en la tabla 2:

**Tabla 2**

*Longitudes efectivas en función del tipo de soporte de la columna*

Condiciones de sujeción	$L_e =$ longitud efectiva
Ambos extremos empotrados	$\frac{1}{2}L$
Un extremo empotrado y el otro articulado	$0.7L$
Ambos extremos articulados	$L$
Un extremo empotrado y el otro libre	$2L$

Fuente: (Pytel & Singer, 2012)

#### 4.3.3.5 Cálculo de rodamientos de bolas

En base a la normativa (DIN/ISO 281), para la selección de rodamientos, se considera la fatiga del material para la selección de los rodamientos de bolas, considerando esto como el principal motivo de daño del mismo. La capacidad de carga dinámica está brindada por el fabricante y depende del modelo y tamaño del rodamiento. El rodamiento se ve representado en la figura 21.



Figura 21. Rodamiento rígido de bolas

Fuente: (NSK, 2023)

#### 4.3.3.6 Acoplamiento de un engrane y tornillo sin fin

El tornillo sin fin (figura 22) es un tipo de engrane que permite transmitir movimiento entre dos ejes perpendiculares, empleando dos elementos: el tornillo y un engrane circular también conocido como corona. A pesar de tener una eficiencia no muy alta, debido a las pérdidas de energía debido al rozamiento, es un elemento que sigue siendo muy usado ya que permite realizar reducciones de velocidad grandes, no ocupa un gran espacio y es irreversible, es decir, el tornillo siempre será el elemento conductor.

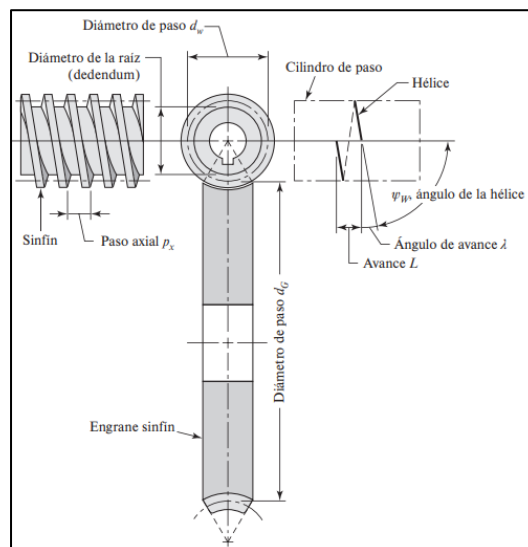


Figura 22. Geometría de un tornillo sin fin-corona

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

#### 4.3.4 Elementos de transmisión por cables metálicos

##### 4.3.4.1 Dimensionamiento de cables para máquinas de elevación

El dimensionamiento de cables se realiza en función de la normativa DIN 4130, que tiene en cuenta las condiciones de uso de la máquina, frecuencia de movimientos e importancia de la carga, clasificando los tipos de máquinas de elevación en diferentes grupos. Los grupos y coeficientes se especifican en la tabla 3 y 4.

**Tabla 3**

*Clasificación de las máquinas de elevación según la norma DIN 4130.*

	<b>Tipo de aparato</b>	<b>Movimiento</b>	<b>Grupo</b>
<b>1</b>	Polipasto y cabrestantes manuales	Cabrestante	II
<b>2</b>	Puente grúa de central	Cabrestante	II
<b>3</b>	Puente grúa para locomotoras	Cabrestante	II o III
<b>4</b>	Puente grúa de taller y de parque de pequeña potencia	Cabrestante	II o III
<b>5</b>	Puente grúa de taller y de parque de gran potencia	Cabrestante	II o III
<b>6</b>	Puente grúa de montaje	Cabrestante	II
<b>7</b>	Puentes grúa de fundición	Cabrestante	II o III
<b>8</b>	Grúas de suspensión para máquinas de remachar	Cabrestante	II o III
<b>9</b>	Grúas de astillero	Cabrestante	II o III
<b>10</b>	Grúas gigantes	Cabrestante/variación de alcance	I o II
<b>11</b>	Grúas giratorias	Cabrestante	I
<b>12</b>	Grúas de canteras	Cabrestante	III
<b>13</b>	Pórticos de descarga	Traslación del carro	II o IV
<b>14</b>	Volcadores de vagones	Variación de alcance	I
<b>15</b>	Grúas de obra de edificación	Cabrestante/variación de alcance	I o II

Fuente: (DIN,2009)

**Tabla 4**

*Coefficientes  $c$  y  $k$  en función del grupo de elevación según la norma DIN 4130.*

Grupo	Valores de $V$ para $160 \text{ kg/mm}^2$	Cable	Tambor	Polea	Polea de compensación
		$k$	$c$	$c$	$c$
Para cables de $160$ y $180 \text{ kg/mm}^2$					
<b>I</b>	5.5 a 6	0.30 a 0.32	5 a 6	5.5 a 7	4.5 a 5
<b>II</b>	5.5 a 6	0.30 a 0.32	6 a 7	7 a 8	4.5 a 5
<b>III</b>	6 a 7	0.32 a 0.34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
<b>IV</b>	7 a 8	0.34 a 0.37	8 a 9	9 a 12	6 a 7.5
<b>V</b>	8 a 9.5	0.37 a 0.4	8 a 9	9 a 12	6 a 7.5

Fuente: (DIN,2009)

#### 4.3.5 Diseño de uniones soldadas

La soldadura es un proceso en el cual se unen dos elementos metálicos, ya sea mediante la fusión de los mismos elementos, o por la fusión de un metal de aportación (electrodo), el mismo que se coloca entre las dos superficies a unir. En la figura 23 se especifican los tipos de uniones soldadas y en la figura 24 los factores geométricos para el cálculo de la soldadura.

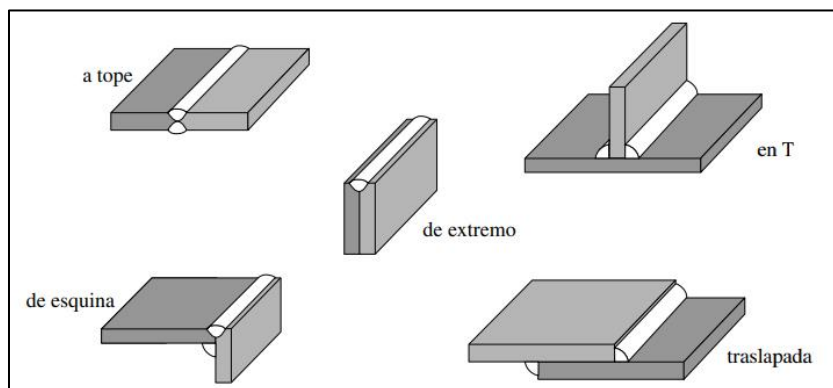


Figura 23. Tipos de uniones soldadas

Fuente: (Norton, 2011)

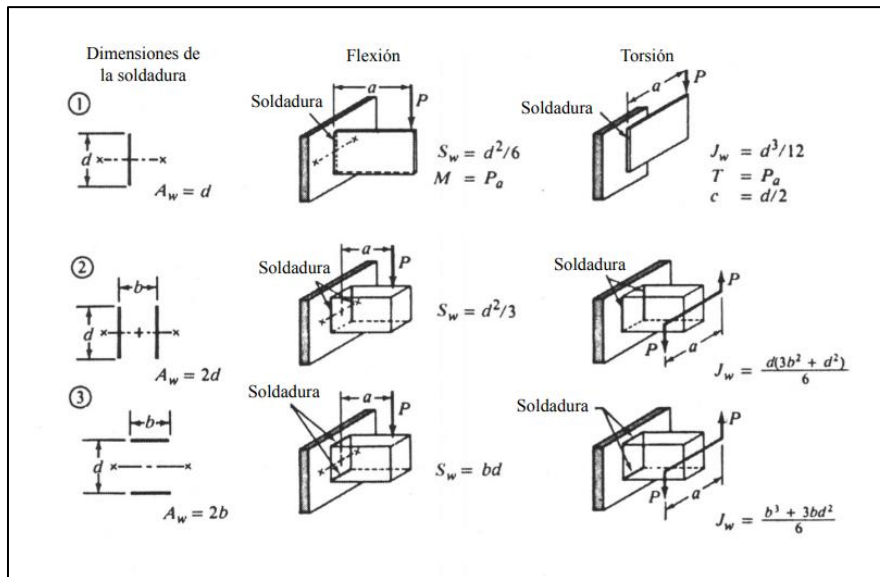


Figura 24. Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea

Fuente: (Norton, 2011)

En la tabla 5, se presenta los tamaños mínimos de ancho de pierna de la soldadura en función del espesor del metal base.

**Tabla 5**

*Tamaños mínimos de soldadura de filetes en función del espesor del metal base*

Espesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
<u>Tamaño en pulgadas</u>	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
<u>Tamaños en milímetros</u>	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Fuente: (Norton, 2011)

### 4.3.6 Análisis de elementos finitos

El análisis de elementos finitos es un método que emplea el uso de software especializado para pronosticar el comportamiento de una pieza ante la presencia de fuerzas, calor, vibración entre otros fenómenos físicos. (AUTODESK, 2023)

Este tipo de análisis divide una pieza real en un gran número de elementos, para poder predecir el comportamiento de cada una de estas pequeñas partes, y de esta forma, poder predecir si la pieza analizada se romperá, desgastará o funcionará correctamente.

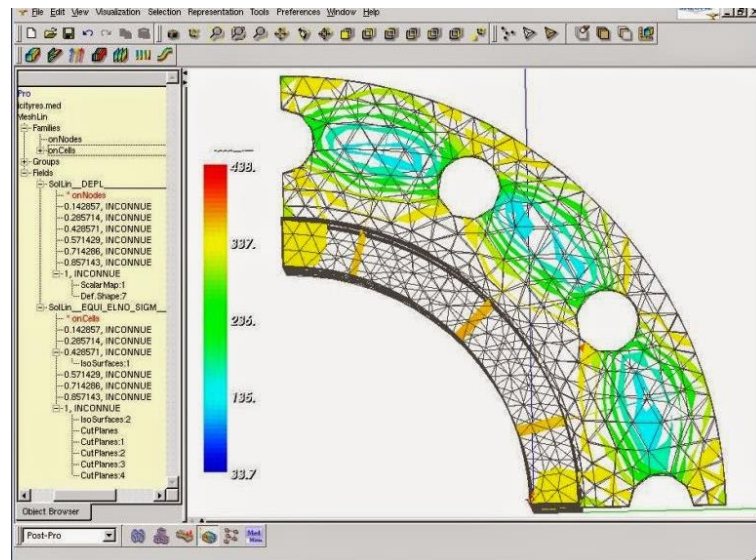


Figura 25. Análisis de elementos finitos

Fuente: (S.L, 2023)

## 4.4 Capítulo IV: Máquinas de elevación de placas de gypsum comerciales e investigaciones previas sobre de diseño de máquinas de elevación

### 4.4.1 Elevador de placas carton-yeso “Wurth”

Máquina de elevación de placas de gypsum de la empresa “WURT España” (figura 26)



Figura 26.Máquina de elevación de placas de gypsum

Fuente: WURT

Cuenta con un sistema de elevación telescópico utilizando poleas internas, empleando para la elevación de la plataforma un sistema con cable de acero y cabestrante con manivela. Además, permite colocar dos tableros de madera en su base para que suba el instalador.

Características:

- Altura máxima de elevación: 3.50 metros
- Carga máxima: 75 kg
- Tamaño máximo de plancha soportada: 1.22 metros x 3 metros
- Equipado de 4 ruedas Ø125mm, 2 de ellas equipadas con freno.
- Base de 0,95 x 0,95 m para garantizar una gran estabilidad.

#### 4.4.2 Elevador de placas de yeso “Equus”

Máquina de elevación de placas de gypsum de la empresa “EQUUS” Argentina” (figura 27).



Figura 27.Máquina de elevación de placas de gypsum

Fuente: EQUUS

Cuenta con un sistema de elevación telescópico utilizando poleas internas, empleando para la elevación de la plataforma un sistema con cable de acero y cabestrante con manivela mediante el uso de un volante. El sistema cuenta con un freno separado que debe ser operado por el instalador durante la elevación.

Características:

- Altura mínima: 1.4 metros
- Altura máxima de elevación: 3.35 metros
- Carga máxima: 68 kg
- Tamaño máximo de plancha soportada: 1.22 metros x 4.87 metros
- Base plegable.



#### 4.4.3 Elevador de placas y paneles “Svelt”

Máquina de elevación de placas de gypsum de la empresa “SVELT” Italia. (figura 28).



Figura 28.Máquina de elevación de placas de gypsum

Fuente: SVELT

Cuenta con un complejo sistema de elevación telescópico utilizando poleas internas, empleando para la elevación de la plataforma un sistema con cable de acero y cabestrante con manivela.

Características:

- Altura mínima: 1.55 metros
- Altura máxima de elevación: 3.3 metros
- Carga máxima: 65 kg
- Tamaño máximo de plancha soportada: hasta 2.8 metros
- Base plegable con soportes que permiten colocar tablonces para el instalador.

#### 4.4.4 Diseño 1

La investigación llamada “Diseño de una mesa elevadora para un sistema de transporte terrestre en las líneas de ensamble aeronáutico” (Montaño, 2018), se centra en el

diseño de un sistema de elevación para el transporte de componentes aeronáuticos. Como resultado, el diseño se realizó seleccionando un sistema que se adapte a las necesidades del elemento a elevar teniendo en cuenta los requisitos, planteando las alternativas que puedan satisfacer estas necesidades: Gatos con cables, Plataforma Metal Systema, Elevador GL-8 y Tornillo JACK, seleccionando la más óptima mediante una matriz de ponderación; la mesa elevadora se seleccionó y diseñó para que cumpla los requerimientos del proceso y la carga de aplicación. Posteriormente se validaron los elementos mediante simulación computacional.

#### **4.4.5 Diseño 2**

El trabajo de investigación “Diseño de un elevador montacargas con capacidad de 500 kilogramos” (Gómez, 2016), se centraliza en el diseño de un elevador de carga capaz de transportar 500 kg a 3.37 metros de altura a una velocidad promedio de 8 metros por minuto. Como resultados de la investigación se realizaron los cálculos correspondientes al diseño planteado; estructura comercial para la construcción del elevador, vigas, potencia, selección de cable que en este caso es de 10.34 mm y diámetro de poleas de 50 cm, en base a la carga a elevar, centrándose especialmente el sistema de polipasto y motorreductor para alcanzar la velocidad planteada.

#### **4.4.5 Diseño 3**

El trabajo titulado “Diseño de una máquina elevadora eléctrica con capacidad de 500 kg para un taller mecánico automotriz” (Cacarín, 2014) se centra en el diseño de una máquina para la elevación de cargas presentes en el parque automotriz, planteando una carga máxima de 500 kg y una altura máxima de 2 metros. Como resultados se plantearon las restricciones y limitaciones del diseño en base a los requerimientos que se presentan en el ambiente de trabajo, posteriormente se realizó un estudio de las alternativas para la elevación considerando factores como: bajo costo, facilidad de mantenimiento y operación, bajo peso, etc. Como opciones se seleccionaron los sistemas de engranes, tambor y cables, de tornillo sin fin-corona, tambor y cable y engranes cónicos tambor y cable. Seleccionado el sistema más óptimo mediante una matriz de ponderación. Posteriormente se realizó el cálculo, dimensionamiento y selección de elementos, seleccionando un cable de acero de 8 mm de diámetro con una polea de 272 mm.

## 5. Metodología

Para llevar a cabo el diseño de la máquina, a continuación, se propone la metodología que se ha considerado para el planteamiento y posterior cálculo de sus partes y componentes:

### 5.1 Búsqueda de información y observación del proceso de instalación

- ✓ Mediante el análisis del proceso de instalación de placas de gypsum, se logra definir las características de operación y los parámetros que debe cumplir la máquina a diseñar. Aquí se analizó los siguientes puntos:

- Altura de elevación
- Maniobrabilidad de la máquina
- Tamaño máximo de la plancha a elevar
- Peso a elevar
- Usabilidad y mantenimiento

En base a la observación del proceso de instalación, se definieron las características y posibles sistemas de elevación que servirán para el diseño de la máquina.

### 5.2 Selección del sistema de elevación en base a los requerimientos

- ✓ Teniendo en cuenta los puntos mencionados anteriormente y con el fin de seleccionar de manera correcta el sistema de elevación más óptimo para las necesidades planteadas, se planteó una matriz de ponderación.

Los puntos principales a tener en cuenta para la selección, en base a los parámetros de funcionamiento mencionados son:

- Precio
- Mantenimiento
- Facilidad de Operación
- Tamaño/Peso

Los parámetros seleccionados cuentan con los siguientes pesos:

- Precio —→ 35 %
- Mantenimiento —→ 35 %
- Facilidad de Operación —→ 15 %
- Tamaño/Peso —→ 35 %

Los valores para la selección van desde el 1 al 5, siendo el número 1 el de menor valor y el número 5 el valor más óptimo para el diseño.

### 5.3 Propuesta general o boceto del sistema

- ✓ Una vez que se seleccionó el sistema de elevación más óptimo para la máquina, se planteó un boceto simple de la máquina, en el que se señalan las principales partes que la conforman, todo esto en base a las características operacionales planteadas anteriormente.

En este caso, las partes que conforman la máquina son:

-Plataforma

-Sistema de elevación

-Base de la máquina

### 5.4 Diseño y cálculo de la plataforma de la máquina

- ✓ Se planteó un boceto donde se presentan todos los elementos que conforman la plataforma en la que se colocará la plancha durante su elevación.

La longitud mínima que deben tener los soportes y la distancia entre estos, está determinada por la expresión dada por el manual “The Gypsum Construction Handbook” (USG Corporation, 2016) en su capítulo 13:

$$\text{Distancia entre soportes} = \frac{\text{Ancho de la plancha}}{2} \quad (1)$$

- ✓ Como siguiente punto se seleccionaron los perfiles comerciales que constituyen la plataforma del sistema. Para determinar la carga que debe soportar cada una de las barras transversales de la plataforma, se empleó el método de área tributaria para cargas distribuidas.

El peso por unidad de área producido por la plancha se determinó empleando la siguiente expresión:

$$\text{Peso por unidad de área} = m * g \quad (2)$$

Donde:

$g$ = gravedad de la tierra  $[\frac{m}{s^2}]$

$P$ = peso por unidad de área  $[\frac{N}{m^2}]$

$m$ = masa por unidad de área de la plancha  $[\frac{kg}{m^2}]$

El análisis de las barras transversales, se realizó un empleando un diagrama de cuerpo libre, teniendo en cuenta la carga que soportará en base a su área tributaria correspondiente.

Para la selección del perfil comercial, se realiza una sumatoria de fuerzas, y posteriormente se planteó el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra.

El módulo resistente mínimo necesario para el perfil se determinó empleando la siguiente expresión:

$$S_u \geq \frac{M_{max} * F_s}{\sigma} \quad ( 3 )$$

Donde:

$M_{max}$  : Momento flector máximo [Nm]

$S_u$  : Módulo resistent de la sección [m<sup>3</sup>]

$\sigma$  : Límite de fluencia [MPa]

$F_s$  : Factor de seguridad

Para elegir el perfil comercial, se cumplió la siguiente desigualdad:

$$S_r \geq S_u \quad ( 4 )$$

Donde:

$S_r$ : Módulo resistente del perfil comercial[m<sup>3</sup>]

$S_u$ : Módulo resistente calculado [m<sup>3</sup>]

Este procedimiento se repitió para la selección de la barra principal del soporte.

- ✓ En base a los elementos seleccionados, se determinó la deformación en la plancha utilizando los dos soportes, mediante un análisis de elementos finitos en el software CAD Inventor. Esto con el fin de verificar que la deformación se encuentre dentro del rango permitido.

Para esto, primero se modeló la plancha de Gypsum, y se realizó la simulación empleando las restricciones correspondientes, utilizando las propiedades mecánicas del material (Yeso laminado).

La deformación máxima permitida en la plancha se determinó mediante la siguiente expresión presente en el manual de la (USG Corporation, 2016) :

$$D = \frac{L}{240} \quad ( 5 )$$

Donde:

$D$ = deformación máxima permitida [in]

$L$ = longitud de la plancha [in]

Se comprobó que la deformación no se encontraba dentro del rango permitido por lo que se añadieron dos soportes extensibles en los extremos de la plancha y se determinó su deformación otra vez mediante el análisis de elementos finitos, comprobando que, agregando estos soportes adicionales, se encuentra dentro del rango de deformación permitido.

El perno y pletina solo servirán para mantener los soportes transversales en su posición, por lo que no soportan ningún esfuerzo, por lo que su selección quedó a criterio del diseñador.

- ✓ Se calculó el soporte vertical de la plataforma, que permitirá unir esta con el sistema de elevación de la máquina. Se determinó que este soporte está sometido a cargas que se encuentran fuera de su línea de acción, por lo que para esto se empleó las siguientes expresiones que sirven para el análisis de elementos cortos sometidos a cargas excéntricas:

El momento flector se determinó empleando:

$$M = e * F \quad ( 6 )$$

Donde:

$M$  : Momento flector [Nm]

$F$ : Fuerzo aplicada[N]

$e$ : excentricidad [m]

Los esfuerzos dentro de elemento se determinaron empleando la siguiente ecuación:

$$S = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{Mc}{I} \quad ( 7 )$$

Donde:

$S$ : Esfuerzo total[Pa]

$F$ : Fuerza aplicada [N]

$A$ : Área de la sección [m<sup>2</sup>]

$M$ : Momento flector[Nm]

$c$ : distancia al centro de la sección[m]

$I$ : Momento de inercia de la sección[m<sup>4</sup>]

Y como último el factor de seguridad se lo calculó empleando:

$$F_s = \frac{S_u}{S_a} \quad ( 8 )$$

Donde:

$F_s$ : Factor de seguridad

$S_a$ : Esfuerzo calculado [Pa]

$S_u$ : Esfuerzo del material a tracción o compresión [Pa]

- ✓ Se planteó un mecanismo de rotación de la plataforma en base a los requerimientos observados durante el proceso de instalación. En este caso se optó por un sistema sencillo que consta de dos discos de plancha de acero, uno soldado en el centro del soporte de la plataforma y otro soldado en el soporte vertical de la plataforma, unidos por un perno en el centro. Su rotación se delimitó a 45° mediante un sistema de corredera con un perno

## 5.5 Diseño del sistema de elevación

- ✓ Teniendo en cuenta las características operacionales mencionadas anteriormente, se realizó un esquema con las piezas que conforman el sistema de elevación.
- ✓ Como primero elemento, para la columna del sistema de elevación, se seleccionó un sistema telescópico compuesto por dos perfiles de tubería estructural cuadrada, una introducida dentro de otra. Este sistema también permite configurar de una manera óptima el sistema de elevación electromecánico que se seleccionó.

Planteando un diagrama de la disposición de los elementos, se pudo notar que la columna del sistema, que está conformado por los dos perfiles, trabaja bajo una carga excéntrica, por lo que se la analizó como una columna excéntrica con un extremo empotrado y uno libre teniendo en cuenta que la base la máquina se encontrará fija y el extremo superior libre, por lo que su longitud efectiva se determinó a partir de la figura 22.

Teniendo en cuenta que se empleó una metodología simplificada del AISC, representada en el libro “Resistencia de materiales” (Pytel & Singer, 2008), para analizar los elementos estructurales de la columna, primero se seleccionó un perfil estructural cuadrado de 70 mm x 1.8 mm de espesor de acero ASTM A 500 grado B y posteriormente se validó la selección mediante el factor de seguridad.

La relación de esbeltez se determinó mediante la siguiente expresión:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_{Pc}}} \quad (9)$$



Donde:

$C_c$ = Relación de esbeltez

$E$ = Módulo de elasticidad[Pa]

$\sigma_{pc}$ = Esfuerzo de fluencia del material[Pa]

Si determinó si se cumple o no la siguiente relación:

$$C_c \geq \frac{L_e}{r} \quad ( 10 )$$

Donde:

$L_e$ = Longitud efectiva de la columna [m]

$r$ = radio de giro de la sección[m]

Al determinar que se cumplió la relación, el esfuerzo se determinó empleando la siguiente ecuación:

$$\sigma_T = \left[ 1 - \frac{(L_e / r)^2}{2 C_c^2} \right] * \frac{\sigma_{pc}}{FS} \quad ( 11 )$$

Donde:

$L_e$ = Longitud efectiva de la columna[m]

$r$ = radio de giro[m]

$C_c$ = Relación de esbeltez

$\sigma_{pc}$ = Esfuerzo de fluencia del material[Pa]

$FS$ : Factor de seguridad

Y el factor de seguridad se determinó empleando:

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(L_e / r)}{8C_c} - \frac{(L_e / r)^3}{8C_c^3} \quad ( 12 )$$

Donde:

$L_e$  = Longitud efectiva de la columna[m]

$r$  = radio de giro[m]

$Cc$  = Relación de esbeltez

$F_s$ : Factor de seguridad

Finalmente, empleando la ecuación 13, se despejó la carga crítica:

$$P_{crit} = \frac{\sigma_T}{\frac{1}{A} + \frac{e}{S}} \quad ( 13 )$$

El factor de seguridad real se calculó, comparando la carga crítica, que es la que provoca la falla en el elemento estructural, con la carga real.

En el segundo perfil, en el diseño se realizó un corte para facilitar la instalación del sistema electromecánico, por lo que, para validar el segundo perfil seleccionado, que es un perfil cuadrado de 75 mm x 2 mm, se calcularon sus propiedades estáticas luego de realizar el corte y se comparó con las que presenta el primer perfil seleccionado de 70mm, para determinar que son superiores, por lo que se validó la selección.

El momento de inercia es igual a:

$$I = \frac{bh^3}{3} \quad ( 14 )$$

Donde:

$I$  : momento de inercia [m<sup>4</sup>]

$b$  : base del rectángulo [m]

$h$ : altura del rectángulo [m]

El radio de giro es igual a:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad ( 15 )$$

Donde:

$r$  : radio de giro[m]

$I$  : momento de inercia respecto al eje [m<sup>4</sup>]

$A$ : área de la sección [m<sup>2</sup>]

El módulo de resistencia es igual a:

$$S = \frac{I}{y_{max}} \quad ( 16 )$$

Donde:

$S$ = módulo resistente [m<sup>3</sup>]

$I$ = momento de inercia[m<sup>2</sup>]

$y_{max}$  = distancia desde el centro de gravedad o eje neutro al punto más alejado de la sección. [m]

Posterior a esto se realizó una comprobación de la deformación de la columna seleccionado empleando un análisis de elementos finitos en el software Inventor, teniendo en cuenta las restricciones y cargas que soportará el elemento.

- ✓ Como segundo, para el cálculo del soporte de la plataforma, se seleccionó la distancia mínima que debe tener el centro de la plataforma hasta la columna del sistema para que la plancha no choque con la misma y se eligió una inclinación de 25° para el soporte inferior.

Para la selección de la tubería para el soporte, teniendo en cuenta su disposición, se realizó un análisis de armadura simple empleando el método de nodos, por lo que se trazó el triángulo de fuerzas de la estructura y se determinó las fuerzas presentes mediante identidades trigonométricas.

Se identificó los elementos que se encontraban a compresión y a tracción, y se determinó el área mínima necesaria para el perfil en base a la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad ( 17 )$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo a tracción o compresión del material [Pa]

$F$  = Fuerza aplicada [N]

$A$  = Área en la que se aplica la fuerza [m<sup>2</sup>]

Luego de determinar el área mínima necesaria del perfil para que soporte las cargas que se le aplicarán, se seleccionó un perfil comercial y se comparó el área que presenta, teniendo que cumplir que el área del perfil comercial sea mayor a la mínima necesaria que se calculó.

Teniendo en cuenta que está sometido a esfuerzos iguales a los que se utilizaron anteriormente en el cálculo de elementos cortos sometidos a cargas excéntricas, para el soporte en el que irá fijo la plataforma, se eligió un perfil de dimensiones y propiedades superiores a la del perfil seleccionado con anterioridad.

El perno que servirá para sujetar y unir la plataforma con el soporte de la plataforma, se seleccionó teniendo en cuenta que está sometido a una fuerza cortante. Por lo que el diámetro mínimo para el perno se determinó empleando la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4 * P_s * F_s}{\pi * \tau}} \quad ( 18 )$$

Donde:

$P_s$  : Carga de ruptura del perno [N]

$d$  : diámetro del perno [m]

$\tau$  : Esfuerzo cortante del material [Pa]

$F_s$  : Factor de seguridad

- ✓ La selección de los pernos que servirán para fijar los rodamientos que permiten el desplazamiento del soporte de la plataforma sobre la columna de la máquina, se realizó analizando la situación mediante una unión simple a traslape debido a las fuerzas que soportará el rodamiento y el perno que servirá como eje. Para el análisis de esta situación se optó por realizar los cálculos considerando que la fuerza se aplicará en un solo rodamiento, ya que no se puede garantizar que la carga estará repartida equitativamente entre los rodamientos.

Por lo que el diámetro del perno se calculó empleando la ecuación 19.

El espesor mínimo que debe tener la estructura en la que se colocarán los pernos de los rodamientos se la determinó empleando la ecuación:

$$F_s * P_b = (e * d) \sigma_b \quad ( 19 )$$

Donde:

$F_s$  : Factor de seguridad

$P_b$  : Carga de ruptura del perno [N]

$e$  : Espesor de la placa [m]

$d$  : diámetro del perno[m]

$\sigma_b$  : Esfuerzo de contacto[Pa]

El ancho mínimo que debe tener la placa para no sufrir una ruptura por tensión se la calculó empleando la siguiente expresión:

$$F_s * P_t = (L - d) e * \sigma_t \quad ( 20 )$$

Donde:

$F_s$  : Factor de seguridad

$P_t$  : Carga de ruptura del perno [N]

$e$  : Espesor de la placa [m]

$L$  : Ancho de la placa[m]

$\sigma_t$ : Esfuerzo de tensión [Pa]

- ✓ Los rodamientos se seleccionaron en base a la geometría del diseño, teniendo en cuenta el diámetro mínimo de perno calculado anteriormente. Posteriormente se determinó su vida útil, aplicando carga estática al rodamiento, teniendo en cuenta la baja velocidad y que la elevación será ocasional y no continua.

En base a la normativa (DIN/ISO 281) la vida útil de un rodamiento se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 [10^6 \text{ revoluciones}] \quad ( 21 )$$

Donde:

$L$ : Vida nominal del rodamiento en revoluciones

$C$ : Capacidad de carga dinámica [kN]

$P$ : Carga dinámica equivalente [kN]

La capacidad de carga dinámica está brindada por el fabricante y depende del modelo y tamaño del rodamiento.

- ✓ Una vez calculados los elementos en los que se colocarán las piezas del sistema de elevación, se procedió a calcular los elementos que conforman el sistema de polipasto de la máquina.

En este caso, el diámetro mínimo de cable de acero y de polea para la máquina, se seleccionó en función de la norma DIN 4130, que permitió categorizar la máquina.

El diámetro mínimo del cable se seleccionó empleando la siguiente ecuación:

$$d = k\sqrt{S} \quad ( 22 )$$

Donde:

$S$ = tracción máxima sobre un ramal del cable [m]

$d$ = diámetro del cable[mm]

$k$ = coeficiente según la figura 26.

Posterior a esto, se seleccionó un perfil de cable de acero comercial.

El factor de seguridad debe ser mayor a 5, según la normativa ANSI A17.1-1978 para cables de acero de elevadores manuales, como es el caso, por lo que se comparó la carga de rotura del cable seleccionado con la carga real que soportará.

De la misma manera, el diámetro de la polea o tambor, se dimensionó mediante la siguiente expresión:

$$d = c \sqrt{S} \quad ( 23 )$$

Donde:

$S$ = tracción máxima sobre un ramal del cable [m]

$d$ = diámetro del cable[mm]

$c$ = coeficiente según la figura 26.

Posterior a esto, se seleccionó un perfil de polea comercial para cable de acero.

El soporte para la polea, se diseñó empleando los materiales seleccionados anteriormente debido a que estarán sometidos a esfuerzos similares a elementos calculados anteriormente.

La disposición de elementos para la fijación del cable de acero se realizó en función de la norma NCh 885.

- ✓ La selección del elemento que permitirá enrollar el cable para el sistema de polipasto y poder elevar la plataforma y la plancha se realizó mediante la investigación de dispositivos que cumplan con los requisitos que se determinaron en las características operacionales del sistema, estos fueron:

- Velocidad baja

- Accionamiento eléctrico y manual en caso de ser necesario

- Sistema de bloqueo que impida que la carga caiga descontroladamente en caso de alguna falla del operario

Posterior a la selección se determinó el trabajo que se debe realizar para elevar la plancha y demás elementos a elevar mediante la siguiente expresión:

$$W = F * \Delta d \quad ( 24 )$$

Donde:

Donde:

$W$ = trabajo [Nm o J]

$F$ = fuerza [N]

$\Delta d$ = desplazamiento [m]

Se determinó la velocidad promedio de elevación y la potencia que se necesita para elevar la plancha hasta su altura máxima empleando la expresión:

$$P_{ot} = \frac{W}{t} \quad ( 25 )$$

Donde:

$W$ = trabajo [Nm o J]

$P_{ot}$ = potencia [W o hp]

$t$ =tiempo [s]

Se calculó la potencia del taladro y se comparó con la requerida para validar que el taladro permitirá elevar la carga.

La potencia del taladro se determinó empleando la ecuación:

$$P = T * \omega = \frac{T * n}{\frac{60}{2\pi}} \quad ( 26 )$$

$P$ : Potencia del motor [kW]

$T$ : Torque o par motor [Nm]

$\omega$ : Velocidad angular del eje del cigüeñal [rad/s]



$n$ : Revoluciones por minuto [rpm]

## 5.6 Diseño de la base de la máquina

- ✓ El diseño de la base se realizó teniendo en cuenta la excentricidad que existe entre la columna del sistema y la plataforma donde se coloca la plancha de gypsum, por lo que, para asegurar que estos elementos se encuentren siempre en equilibrio y la máquina no vuelque, el centro de gravedad de la plancha y de la plataforma se deben encontrar siempre dentro de la línea de acción de los soportes generado por las ruedas de la base.

Debido a que la plataforma y la plancha son cuerpos simétricos, cuando la plancha se encuentre colocada sobre la plataforma su centro de gravedad se encontrará en el centro geométrico de los cuerpos, punto en el cual, se mantendrán en equilibrio, por lo que se debe asegurar que este centro de gravedad esté siempre dentro de los apoyos.

A partir de estas consideraciones, se planteó un esquema en el que se presentan las longitudes de la base de la máquina y se trazó un diagrama de cuerpo libre de la barra. Se determinaron las reacciones y momentos que influyen en la barra y se realizó el diagrama de fuerza cortante y momento flector, seleccionando el módulo resistente mínimo necesario para el perfil en base a la ecuación 3.

Posterior a estos se seleccionó un perfil estructural comercial y se añadieron apoyos y soportes para la columna del sistema.

- ✓ Para la selección de las ruedas de la máquina, se realizó un diagrama de cuerpo, y se calcularon las reacciones que debe soportar cada rueda, posterior a esto, de un catálogo comercial se seleccionaron 4 ruedas que permitan su libre desplazamiento sobre cualquier superficie y el bloqueo de las mismas.
- ✓ En las uniones soldadas, se eligió un elemento crítico y se asumirá el mismo tipo de soldadura para demás elementos. En este caso, la unión que existe entre el soporte de la plataforma y el brazo de la misma, y se procedió a determinar la dimensión de la garganta y ancho de pierna que debe cumplir la soldadura, posterior a esto, se calculó el factor de seguridad y se validaron las dimensiones.

Los cálculos se realizaron aplicando la metodología propuesta en el libro “Diseño de máquinas” (Norton, 2011)

Para cortante directo:

$$f_s = \frac{V}{A_w} \quad ( 27 )$$

Donde:

$A_w$  = área cortante por unidad de longitud de soldadura [mm]

$f_s$  = carga cortante por unidad de longitud de soldadura  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

$V$  = carga cortante [N]

Para torsión:

$$f_t = \frac{T_c}{J_w} \quad ( 28 )$$

Donde:

$f_t$  = carga de torsión por unidad de longitud de soldadura  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

$T_c$  = carga de torsión [Nm]

$J_w$  = segundo momento polar por unidad de longitud de soldadura [mm<sup>3</sup>]

Posteriormente, se seleccionó el electrodo que se empleará para la soldadura.

La American Welding Society (AWS) recomienda que los esfuerzos cortantes en una soldadura se limiten al 30%, por lo que su expresión es:

$$\tau_{permisible} = 0.30Exx \quad ( 29 )$$

Siendo

$Exx$  = mínima resistencia del metal de aportación [ksi]

La dimensión de la garganta de la soldadura se determinó empleando la ecuación 30:

$$t = \frac{F}{\tau_{permisible}} \quad ( 30 )$$

Donde:

$t$  = dimensión de la garganta [mm]

$\tau_{permisible}$  = esfuerzo permisible según la ecuación 29

$F$  = fuerza aplicada [N]

El ancho de pierna [ $w$ ], se calculó en base al ángulo del filete de la pierna:

$$w = \frac{t}{\cos\theta} \quad ( 31 )$$

Donde:

$t$  = dimensión de la garganta [mm]

$\theta$  = ángulo de filete de pierna [grados]

## 5.7 Análisis técnico económico del diseño propuesto

Para este punto, se realizó una investigación del costo de los materiales para la construcción de la máquina, luego de determinar el costo total de la máquina, se indagó en el mercado local el costo promedio de instalación de m<sup>2</sup> de gypsum, y se determinó el número de metros cuadrados a instalar para recuperar la inversión, esto asumiendo que la máquina sea construida directamente por la persona que realizará la instalación.

## **6. Resultados**

### **6.1 Definición de las características operacionales y de funcionamiento requeridas para el equipo.**

Con el fin de determinar las características que debe cumplir el diseño, como primer paso, se analizó el proceso de instalación de gypsum, teniendo en cuenta las necesidades que presenta el trabajador al momento de realizar la instalación.

El proceso de instalación de gypsum en el medio local se realiza enteramente de forma artesanal, utilizando andamios y empleando dos o más trabajadores para realizar la instalación en interiores. El proceso de instalación sigue normalmente los siguientes pasos:

- Reconocimiento de la altura a la que se instalará el gypsum
- Trazado de línea de nivel por el perímetro del cuarto
- Instalación y fijado de los ángulos perimetrales a la pared mediante el uso de clavos, con una separación de 30 centímetros.
- Los canales de carga deben ir sujetos a la losa o estructura mediante tornillos autoperforantes.
- Instalación de la estructura omega sobre los canales de carga.
- Los instaladores elevan las planchas de gypsum manualmente hasta el andamio, y posteriormente, se colocan en su posición de instalación y son soportadas enteramente por los trabajadores mientras se colocan tornillos autoperforantes en sus esquinas.

#### **6.1.1 Características de funcionamiento**

##### **Altura de elevación de las planchas**

La Ficha del MIDUVI “LINEAMIENTOS MÍNIMOS PARA REVISIÓN Y VALIDACIÓN DE TIPOLOGÍAS DE VIVIENDA” (Anexo 18), indica que la altura libre mínima entre el piso y el techo terminado de acuerdo a la región es de 2.50 metros para la Costa y Oriente y de 2.30 metros para la región Sierra. Además, la altura útil en techos inclinados será de 2.10 metros en su punto mínimo.

Por otro lado, la norma INEN 313 1978-01 de Coordinación modular de la construcción - Alturas modulares de pisos y de locales, indica que las alturas modulares de locales, es decir, la distancia entre el solado terminado y el cielo raso

del local, tendrán una altura mínima de 2.20 metros, recomendando incrementos de 20 centímetros.

En base a las normativas ya mencionadas, y con el fin de evitar el posible balanceo de la carga en su punto máximo de elevación, la altura de elevación que tendrá la máquina desde el suelo hasta el lugar de instalación del gypsum será de 3.20 metros.

### **Maniobrabilidad de la máquina**

El Decreto Ejecutivo 2393 (Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo) presentado por el Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social indica que el transporte o manejo de materiales deberá ser en la medida de lo posible mecanizado, empleando elevadores o transportadores, indicando que, el peso máximo de la carga que puede soportar un trabajador varón de más de 18 años es de hasta 175 libras (80 kg aproximadamente), haciendo hincapié en que es preferible mantenerse alejado de pesos que puedan comprometer su salud o seguridad.

En base a esto, el diseño de la máquina debe basarse en el sistema de elevación que presente el menor peso y ofrezca una mayor maniobrabilidad y facilidad de transporte para el operario, por lo que sus piezas deben tener un tamaño compacto y/o desmontable.

### **Tamaño de la plancha**

El tamaño estándar de una plancha de gypsum según la norma NTE INEN UNE-EN 520:2005 es de 1.22m x 2.44m, pero, debido a que normalmente se deben realizar cortes en las planchas durante su instalación para cubrir espacios pequeños, el diseño de la plataforma en la que se colocará la plancha debe cubrir la medida estándar como medida máxima y brindar la opción de cargar planchas de una menor medida.

### **Peso a elevar**

El peso de las planchas de gypsum varía en función de su espesor, características de construcción y resistencia, pero manteniendo la misma medida estándar para cada una de ellas.

En base a las especificaciones brindadas por Etex Ecuador en su catálogo “Placas Gypsum” se tiene los siguientes pesos en función de su espesor:

**Tabla 6**

*Tabla de dimensiones y pesos de las planchas en función de su espesor*

<b>Espesor (in)</b>	<b>Espesor (mm)</b>	<b>Ancho (m)</b>	<b>Largo (m)</b>	<b>Peso (kg/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Peso total (kg)</b>
1/2	12.7	1.22	2.44	8.81	26.23
5/8	5.9	1.22	2.44	10.68	31.79
1/2	12.7	1.22	2.44	8.86	26.37
5/8	15.9	1.22	2.44	10.73	31.94
5/8	15.9	1.22	2.44	12	35.72

Fuente: (Etex, 2022)

En base a lo mostrado en la tabla 6, se debe seleccionar la plancha que presenta el peso más alto para el diseño de la máquina.

### **Movimiento del sistema**

Debido a las necesidades que se presentan durante el proceso de instalación de las planchas de gypsum, el diseño debe permitir el desplazamiento de la máquina sobre el suelo en cualquier dirección, además de permitir la rotación de la plancha durante su instalación.

El sistema de elevación tendrá una velocidad baja-controlada que permita al operario colocar la plancha de una manera segura para su instalación, permitiendo también, mantener la plataforma fija en la altura requerida por el operario.

### **Usabilidad y mantenimiento**

El diseño debe brindar la facilidad de uso y de aprendizaje, requiriendo la mínima capacitación para su correcta operación.

Ya que el ambiente de trabajo en el que se realiza la instalación, es un ambiente con polvo y otros contaminantes, el sistema de elevación debe presentar facilidad de mantenimiento y no contar con elementos de gran complejidad.

Partiendo de lo expuesto, los componentes principales que debe tener el diseño son los siguientes:

- Plataforma para colocar la plancha a elevar que permita regular su tamaño a diferentes medidas.
- Sistema de elevación de baja velocidad.
- Sistema de bloqueo que permita fijar la plancha en la altura en la que se instalará.
- Base que permita su desplazamiento sobre el piso.

### **6.1.2 Selección del sistema de elevación**

Realizando una inspección de los sistemas de elevación empleados por máquinas similares para elevar carga, y partiendo de las ventajas y desventajas de cada uno de ellos, se tiene como opción los siguientes sistemas:

- Sistema de tijeras.
- Sistema hidráulico.
- Sistema neumático.
- Sistema electromecánico.

Basándose en los parámetros y los pesos planteados en la metodología presente en el capítulo 5, se tiene la siguiente matriz de ponderación:

**Tabla 7**

*Matriz de ponderación para la selección del sistema de elevación más óptimo en base a las necesidades de diseño*

<b>Selección del sistema de elevación</b>													
<b>Criterio Opción</b>	<b>Precio</b>	<b>Peso</b>	<b>Total</b>	<b>Mantenimiento</b>	<b>Peso</b>	<b>Total</b>	<b>Operación</b>	<b>Peso</b>	<b>Total</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Peso</b>	<b>Total</b>	<b>Total</b>
<b>Tijeras</b>	2	35%	0.7	3	35%	0.45	4	15%	0.6	2	35%	0.7	2.45
<b>Hidráulico</b>	3	35%	1.05	2	35%	0.3	3	15%	0.45	3	35%	1.05	2.85
<b>Neumático</b>	3	35%	1.05	3	35%	0.45	3	15%	0.45	3	35%	1.05	3
<b>Electromecánico</b>	4	35%	1.4	4	35%	0.6	4	15%	0.6	4	35%	1.4	<b>4</b>

Fuente: Autor

Observando los resultados de la matriz de ponderación, se selecciona el sistema de elevación electromecánico como el más óptimo para el diseño de la máquina.



## 6.2. Propuesta general del diseño

Teniendo en cuenta los puntos mencionados en la sección definición de las características operacionales y de funcionamiento requeridas para el equipo, el diseño debe cumplir con las características de funcionamiento que se señalan en la tabla 8:

**Tabla 8**

*Características de funcionamiento que debe cumplir el diseño*

<b>Características operacionales y de funcionamiento</b>	
Altura máxima de elevación	3.20 m
Tamaño máximo de plancha soportado	1.22 m x 2. 44 m
Masa máxima a elevar	35.72 kg
Sistema de elevación	Sistema telescópico electromecánico con sistema de bloqueo
Forma de elevación	Mediante motor y manual
Velocidad de elevación	velocidad baja-controlada
Usabilidad y mantenimiento	Facilidad de uso, bajo mantenimiento y facilidad de transporte
Plataforma de elevación de la plancha	Desmontable y ajustable a diferentes medidas
Base de la máquina	Desmontable y que permita el desplazamiento sobre el piso.

Fuente: Autor

Basándose en estas características, se proponen las partes principales que constituirán el diseño conceptual: La parte de la máquina en la que se coloca la plancha para elevarla, se la denomina plataforma, la parte destinada a realizar la elevación de la plataforma mediante poleas, el control de la velocidad de elevación y bloqueo del mismo a diferentes

alturas, se denomina sistema de elevación. La base de la máquina, será la parte que permitirá a la máquina realizar su libre desplazamiento sobre el suelo.

El diseño propuesto de la máquina se plantea en la figura 29.

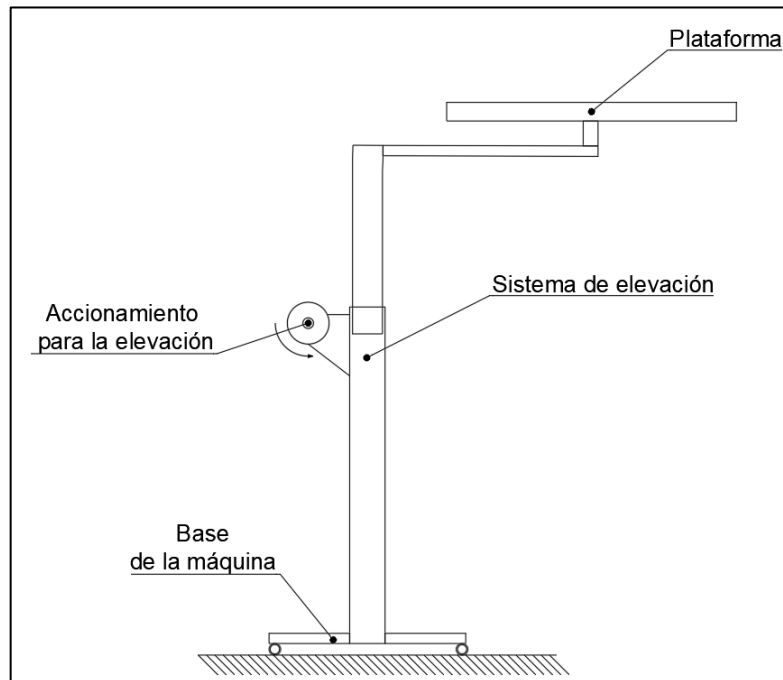


Figura 29. Propuesta de diseño general de la máquina

Fuente: Autor

### 6.3 Diseño y piezas de la plataforma

Para plantear y diseñar las piezas que formarán parte de la plataforma, se debe conocer las características que debe cumplir. De la tabla 6, se tiene que la medida máxima de plancha que se elevará es de 1.22 metros de ancho por 2.44 metros de largo.

De esta tabla, también se obtiene la masa máxima que puede presentar la plancha, que es de 12 kg/m<sup>2</sup>. Teniendo en cuenta que las planchas de gypsum se encuentran formadas por yeso con aditivos y capas de papel de celulosa como revestimiento, se debe proponer un diseño para la plataforma en el que la deformación de la plancha sea mínima evitando fracturas y que, además, permita su fácil transporte y desmontaje.

Adicional a estas condiciones, la plataforma debe permitir que el instalador pueda rotar la plancha en función de las necesidades de instalación.

El modelo consta de una barra principal de tubo mecánico. Debajo de esta barra se encuentran soldados dos pletinas de acero en los que se asegurarán las barras transversales mediante pernos.

Sobre este tubo principal, se montan de forma transversal, dos barras de tubo mecánico cuadrado, estos se aseguran sobre la barra principal mediante un soporte en forma de U soldado en su base, con una perforación en la que irá colocado un perno.

Para permitir la rotación, debajo de la barra principal, se encuentra soldada una pieza circular de acero, que se une a otra de iguales dimensiones mediante un perno que sirve para limitar su ángulo de giro.

Estos elementos se encuentran detallados en la figura 30.

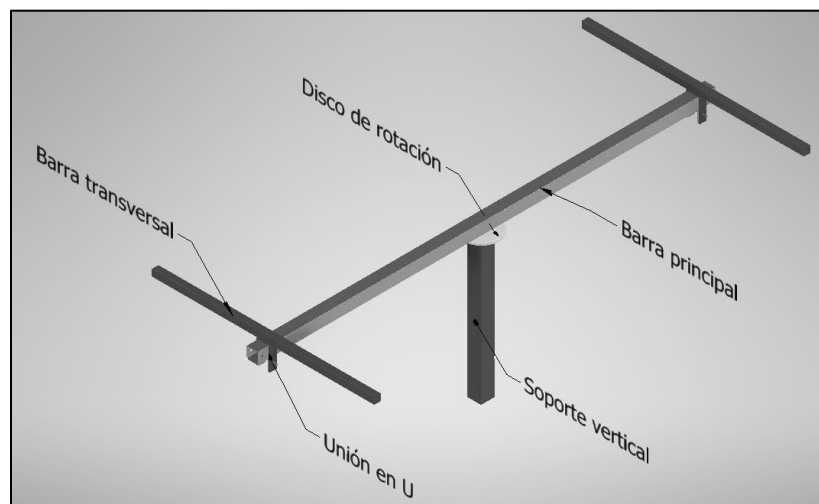


Figura 30. Piezas que conforman la plataforma de elevación.

Fuente: Autor

### 6.3.1 Cálculos de los componentes de la plataforma

#### 6.3.1.1 Cálculo de las barras transversales

De la tabla 6 se obtiene la masa máxima que puede presentar la plancha de gypsum. Este peso se encuentra repartido simétricamente en las dos barras transversales, por lo que cada barra soportará la misma carga. Como se puede observar en la figura 30, las barras transversales soportan el peso de la plancha dejando una porción de la misma en voladizo.

Lo que se busca calcular, es la longitud mínima que deben tener estas barras para soportar las planchas y que estas presenten una deflexión permisible para evitar daños y roturas; posterior a esto, seleccionar el perfil comercial de tubería cuadrada adecuada.

Tomando en cuenta de la tabla 6, la masa máxima, el ancho de la plancha y su largo, primero se multiplica la masa de la plancha por el valor de la gravedad, para encontrar su peso por unidad de área.

Por lo tanto, el peso por unidad de área empleando la ecuación 2 es igual a:

$$\text{Peso por unidad de área} = 12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Peso por unidad de área} = 117.68 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Debido a que la plancha se encuentra en el centro de las barras transversales y estas se encuentran simétricas desde centro de la plancha, el área tributaria de carga para cada soporte, se encontrará repartido simétricamente, como se puede observar con ayuda del eje de simetría planteados en la figura 31.

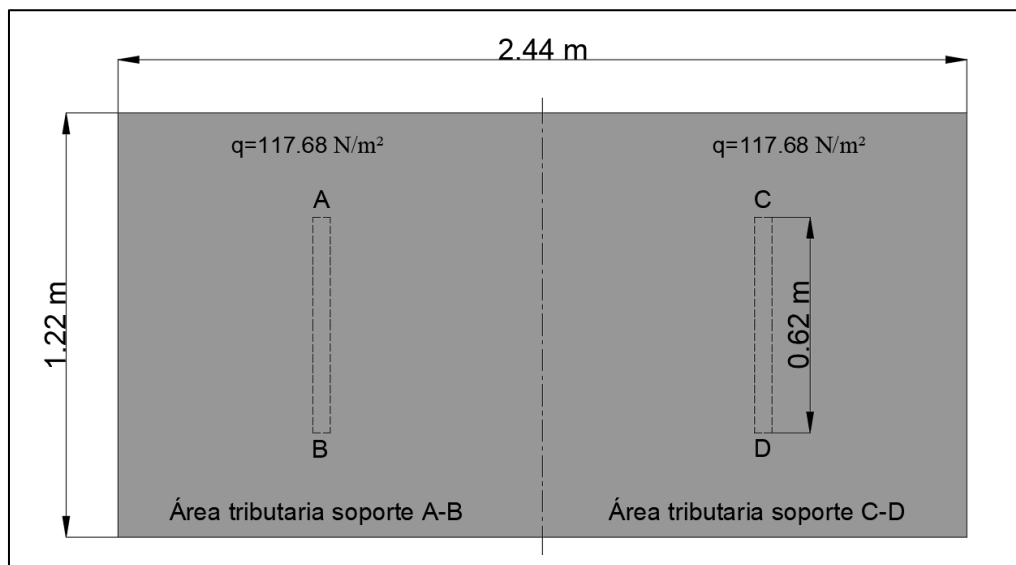


Figura 31. Área tributaria de carga que soportará cada barra.

Fuente: Autor

Para reducir la carga, teniendo en cuenta el área que va a soportar cada barra trasversal, se debe multiplicar el peso por unidad de área, por el largo del área tributaria, que en este caso es de 1.22 m, ya que la división es simétrica en el centro de la plancha:

$$\text{Carga distribuida} = \text{peso por unidad de área} * \text{Largo de la plancha}$$

$$\text{Carga distribuida} = 117.68 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 1.22 \text{ m}$$

$$\text{Carga distribuida} = 143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

La longitud de la barra transversal, se selecciona en base al manual “The Gypsum Construction Handbook” (USG Corporation, 2016), que en su capítulo 13 “Consideraciones de seguridad y manejo de material”, señala que la distancia entre soportes debe ser como mínimo, la mitad de la longitud del panel, por lo que la longitud de la barra según la ecuación 1 será:

$$\text{Longitud de la barra} = \frac{\text{Ancho de la plancha}}{2}$$

$$\text{Longitud de la barra} = \frac{1.22 \text{ m}}{2}$$

$$\text{Longitud de la barra} = 0.62 \text{ m}$$

Una vez reducida el área tributaria que resistirá el soporte, se traza un esquema en el que se represente la reducción de la carga a una carga distribuida sobre la barra (figura 32).

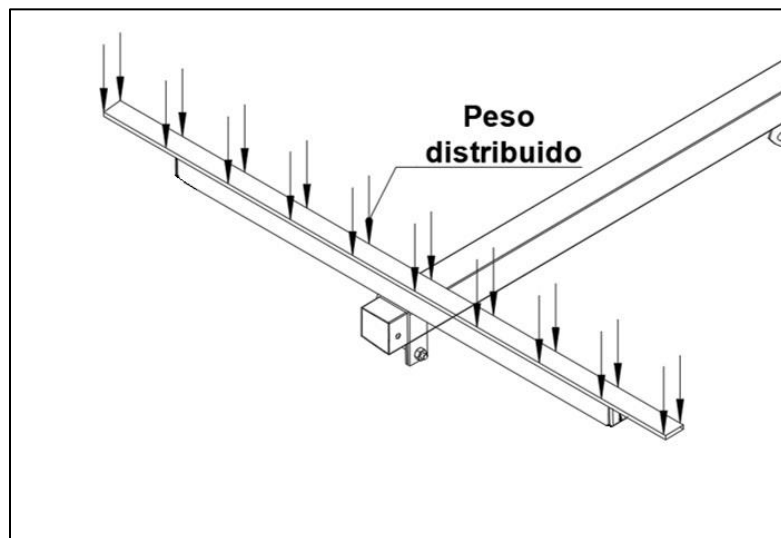


Figura 32. Peso de la plancha representado como una carga distribuida sobre el soporte según su área tributaria.

Fuente: Autor

En base a la figura 32 se puede observar que una porción en cada extremo del soporte queda en voladizo, por lo que, para realizar el análisis de la barra, esta porción en voladizo se debe convertir en una carga puntual en el extremo de la barra.

Esta carga puntual se determina multiplicando la carga distribuida, por la longitud que está en voladizo fuera de la barra, que según la figura 31 es de 0.30 m, por lo que:

$$\text{Carga puntual} = 143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.30 \text{ m}$$

$$\text{Carga puntual} = 43.6 \text{ N}$$

Una vez determinada la carga puntual que estará en cada extremo, se plantea el diagrama de cuerpo libre de la barra transversal en la figura 33.

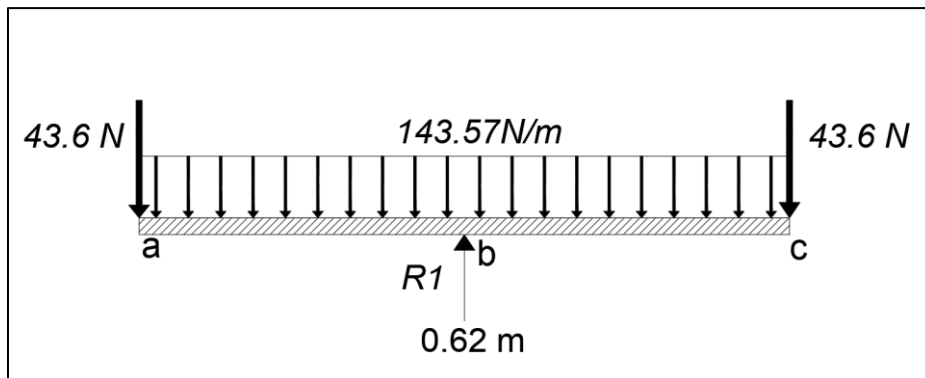


Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de la barra transversal con su carga distribuida y cargas puntuales en sus extremos.

Fuente: Autor

De la figura 33, sabiendo que el cuerpo se encuentra en equilibrio estático, aplicando una sumatoria de fuerzas en el eje y, se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - 2(43.6\text{N}) - \left(143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.62\text{m}\right) = 0$$

$$R_1 = 2(43.6\text{N}) + \left(143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.62\text{m}\right)$$

$$R_1 = 176.3 \text{ N}$$

Una vez calculadas las reacciones, se plantean las ecuaciones de fuerza cortante y momento flector para la barra.

Las fuerzas cortantes según la figura 38 para cada tramo trazado son:

Para el punto a:

$$V_a = -43.6 \text{ N}$$

Para el punto b:

$$V_b = -43.6 \text{ N} - 143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.31 \text{ m}$$

$$V_b = -88.1 \text{ N}$$

Para el punto b' (teniendo en cuenta la reacción del soporte):

$$V_{b'} = -88.1 \text{ N} + 176.3 \text{ N}$$

$$V_{b'} = 88.1 \text{ N}$$

Para el punto c':

$$V_{c'} = V_{b'} - 143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.31 \text{ m}$$

$$V_{c'} = 88.1 \text{ N} - 143.57 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.31 \text{ m}$$

$$V_{c'} = 43.6 \text{ N}$$

Para el punto c:

$$V_c = V_{c'} - 43.6 \text{ N}$$

$$V_c = 43.6 \text{ N} - 43.6 \text{ N}$$

$$V_c = 0 \text{ N}$$

Empleando el método de área de momentos para determinar el momento flector máximo:

$$M = -43.6 \text{ N} * 0.31 - \frac{1}{2} * 0.31 * 88.1 \text{ N}$$

$$M = 20.4 \text{ Nm}$$

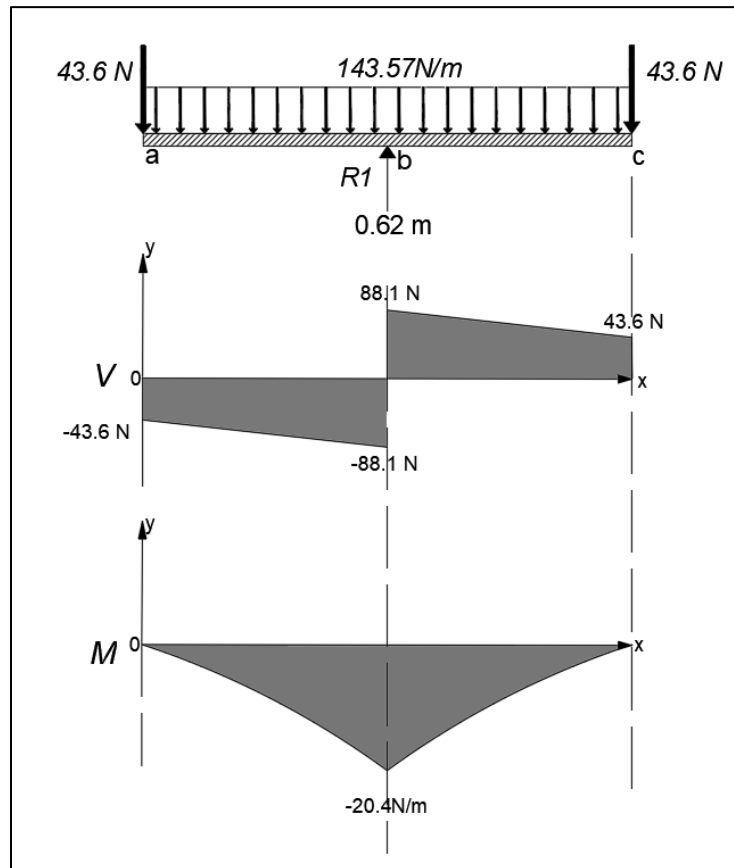


Figura 34. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra transversal.

Fuente: Autor

En base al momento flector máximo presente en la figura 34, se selecciona el perfil adecuado. El perfil con el que se trabajará será tubo mecánico cuadrado de acero ASTM A-366 de la empresa “Import Aceros”. El esfuerzo de fluencia se selecciona del anexo 13.

Se calculó el módulo resistente mínimo necesario que debe tener el perfil en base al material seleccionado empleando la ecuación 3:

$$S_u = \frac{20.4 \text{ Nm} * 2}{285 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$S_u = 1.43 * 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$S_u = 0.143 \text{ cm}^3$$

Seleccionando el valor de  $S_r$  en el catálogo brindado por Import Aceros (anexo 4), teniendo en cuenta que debe ser mayor al calculado, se elige un perfil de tubo mecánico cuadrado de 3/4" con espesor de 1.1 mm, empleando la ecuación 4 para comparar su módulo resistente se tiene:



$$0.29 \text{ cm}^3 \geq 0.143 \text{ cm}^3$$

Se puede comprobar que el módulo resistente seleccionado es mayor al módulo resistente requerido, por lo que la selección es correcta.

### 6.3.1.2 Cálculo de la barra principal

Como ya se conoce, la distancia entre soportes o en este caso, la separación que existirá entre las dos barras transversales ubicadas sobre la barra principal, se determina en función del largo del panel, por lo que se tiene según la ecuación 1:

$$\text{Distancia entre soportes} = \frac{\text{Largo de la plancha}}{2}$$

$$\text{Distancia entre soportes} = \frac{2.44 \text{ m}}{2}$$

$$\text{Distancia entre soportes} = 1.22 \text{ m}$$

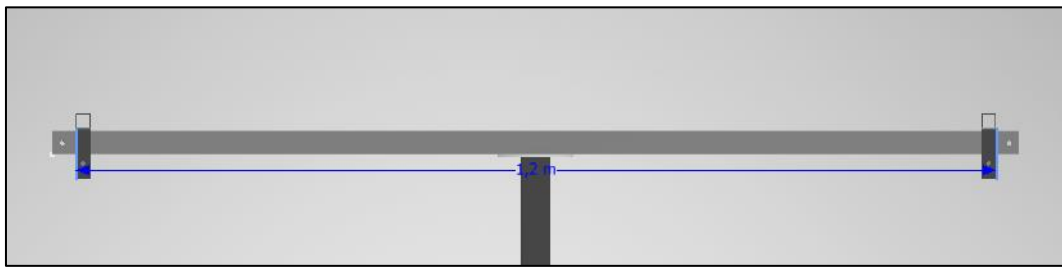


Figura 35. Esquema de la plancha de gypsum en el que se señala su peso como carga distribuida y la distancia entre apoyos.

Fuente: Autor

Una vez determinada la distancia entre apoyos, se procede con la selección del perfil de tubo mecánico cuadrado (soporte principal), para esto, se realiza el diagrama de cuerpo libre de la barra principal en base a la figura 35, teniendo en cuenta que las reacciones generadas por las barras transversales se encuentran apoyadas en los extremos de la barra principal. El diagrama de cuerpo libre se ve representado en la figura 36.

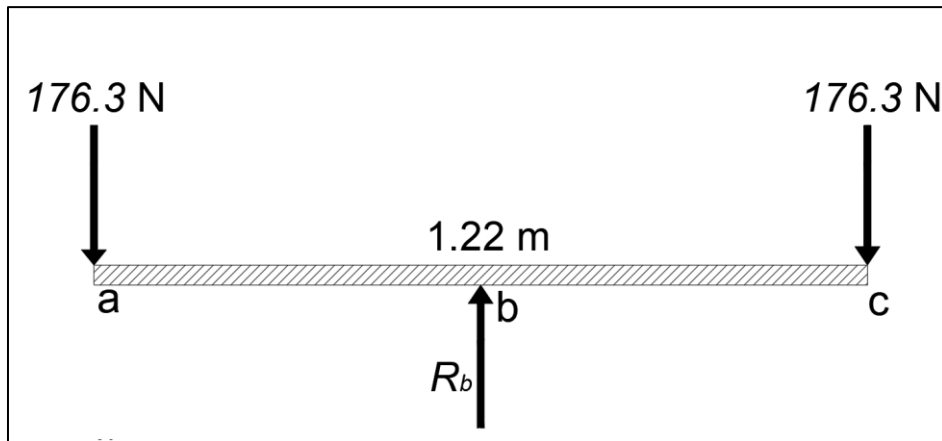


Figura 36. Diagrama de cuerpo libre la barra principal.

Fuente: Autor

Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje Y, se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_b - 2 * 176.3\text{N} = 0$$

$$R_b = 352.6 \text{ N}$$

Una vez realizado, se plantea las ecuaciones de fuerzas cortantes y momentos flector para los diferentes tramos de la figura 46.

Para el tramo a-b:

$$V_{ab} = -176.3 \text{ N}$$

$$M_{ab} = -176.3 \text{ N} * 0.61 \text{ m}$$

$$M_{ab} = -107.54 \text{ Nm}$$

Para el tramo b-c:

$$V_{bc} = -176.3 + 352.6 \text{ N}$$

$$V_{bc} = 176.3 \text{ N}$$

$$M_{bc} = M_{ab} + 176.3\text{N} * 0.61\text{m}$$

$$M_{bc} = -107.54\text{Nm} + 107.54 \text{ N}$$

$$M_{bc} = 0 \text{ Nm}$$

Se traza el diagrama de fuerza cortante y momento flector en la figura 37.

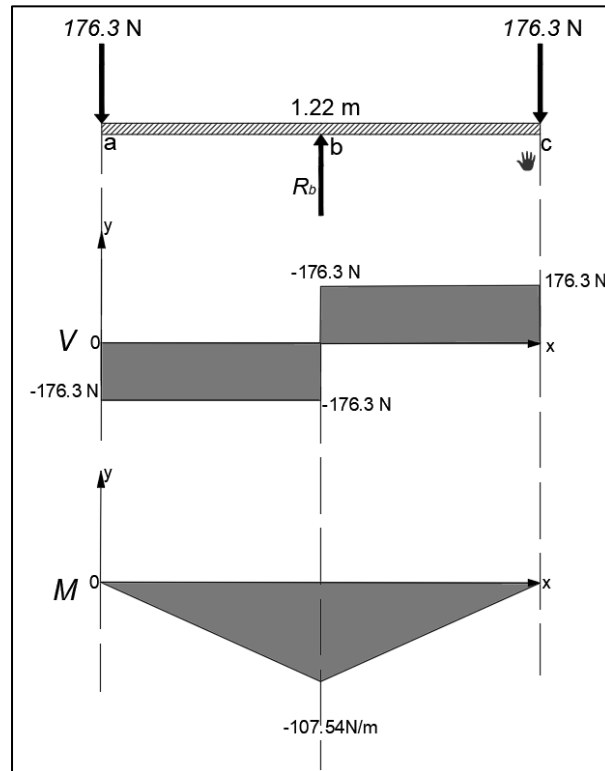


Figura 37. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra principal.

Fuente: Autor

En base al momento flector máximo presente en la figura 47, se selecciona el perfil adecuado. El perfil con el que se trabajará será tubo mecánico cuadrado de la empresa “Import Aceros”. El esfuerzo de fluencia se selecciona del anexo 13.

Empleando la ecuación 3 se tiene:

$$S_u = \frac{107.54 \text{ Nm} * 2}{285 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$S_u = 7.54 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S_u = 0.754 \text{ cm}^3$$

Seleccionando el valor de  $S_r$  en el catálogo brindado por Import Aceros (anexo 4), se selecciona un perfil de tubo mecánico cuadrado de 1 1/4 " con espesor de 0.9 mm para el soporte principal

Empleando la ecuación 4 para comparar sus módulos resistentes se tiene:

$$1\text{cm}^3 \geq 0.75 \text{ cm}^3$$

Comprobando así, que el módulo de resistencia del perfil seleccionado es superior al requerido.

### 6.3.1.3 Validación de la deformación de la plancha mediante análisis de elementos finitos.

Una vez determinada la geometría que tendrá el soporte, se validó la deformación de la plancha una vez esté apoyada en los soportes. Para esto, se realizó una simulación del comportamiento que tendrá la plancha sobre los soportes mediante un análisis de elementos finitos en el software Inventor.

Primero se modeló la plancha en función de su espesor máximo 15.9 mm y sus dimensiones 1.22 m x 2.44 m y se aplicaron las propiedades físicas del material a analizar (placas de yeso), luego, se añadieron los soportes y restricciones necesarias para poder realizar la simulación.

Para realizar la simulación, la única carga que se consideró fue del peso de la plancha producido por la gravedad (figura 38).

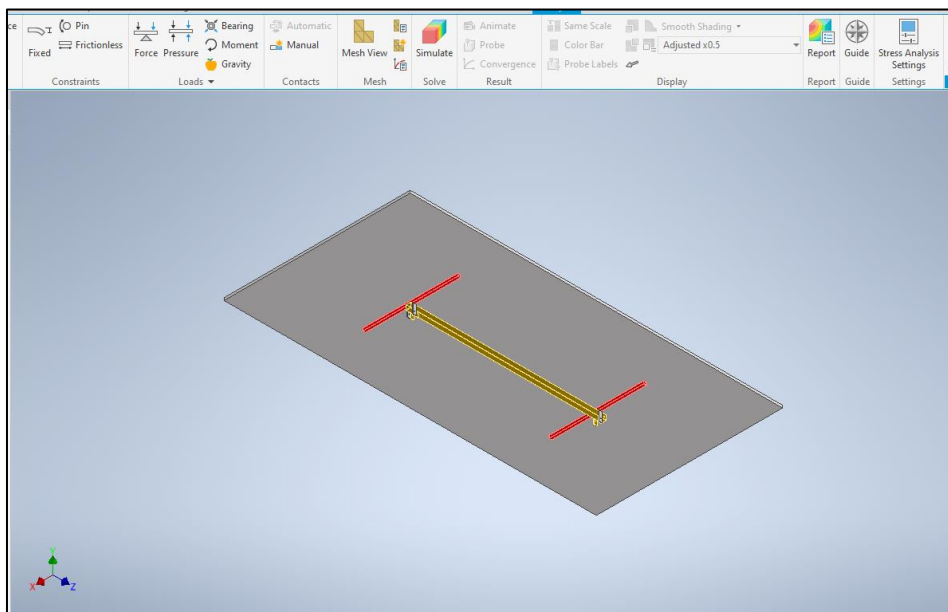


Figura 38. Vista inferior de la plancha de gypsum apoyada sobre los dos soportes brindados por las barras transversales.

Fuente: Autor

Posteriormente se aplica la fuerza de gravedad en la simulación(figura 39).

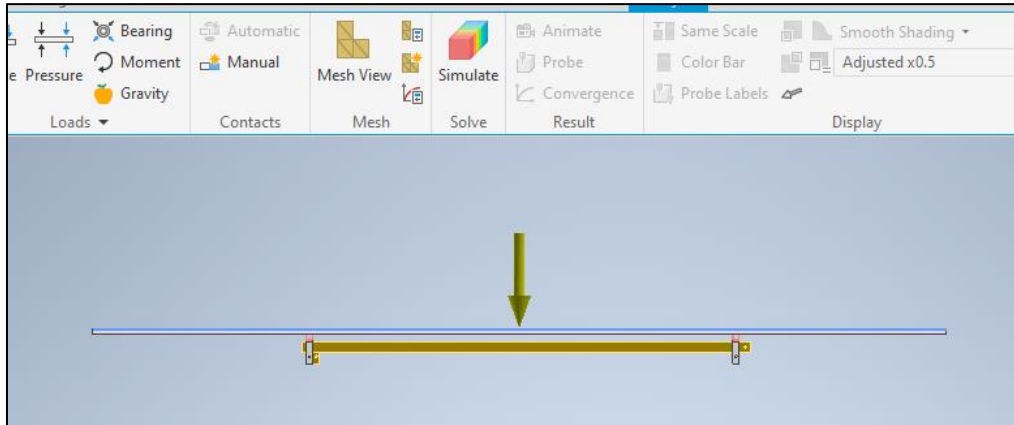


Figura 39. Fuerza de gravedad aplicada sobre la plancha a simular.

Fuente: Autor

Una vez aplicada la carga se realiza la simulación teniendo en cuenta las restricciones para los soportes transversales. (Figura 40 y 41)

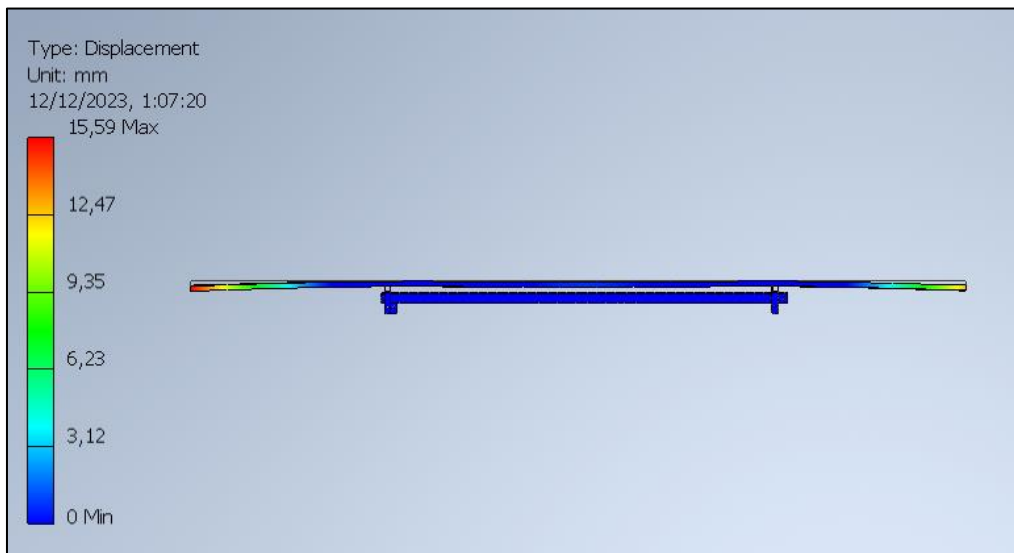


Figura 40. Vista frontal de la deformación real de la plancha

Fuente: Autor

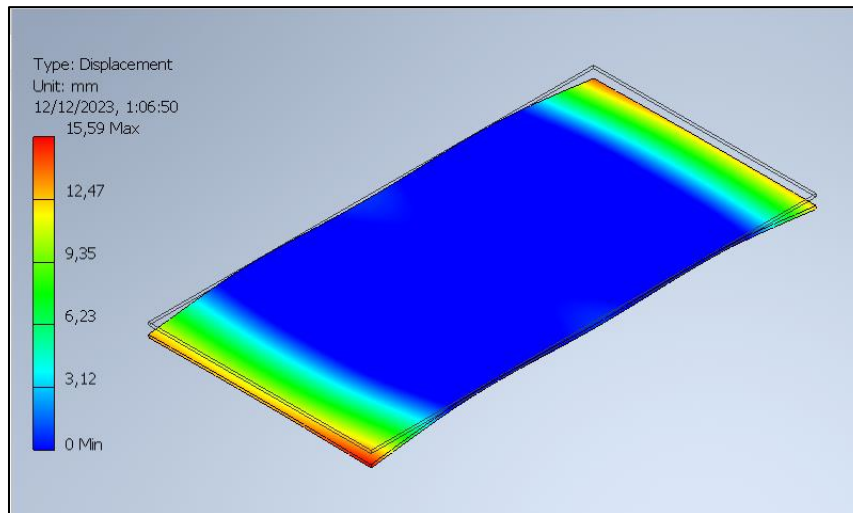


Figura 41. Vista isométrica de la deformación de la plancha aumentada 0.5 x

Fuente: Autor

Se calcula el límite de deflexión permitido en la plancha en función de su longitud empleando la ecuación 5:

$$D_{max} = \frac{96''}{240''}$$

$$D_{max} = 0.4''$$

$$D_{max} = 10.16 \text{ mm}$$

Mediante el análisis, se puede notar que la deformación máxima se presenta en los extremos de la plancha, teniendo un valor de 15.59 mm, que es superior al máximo permitido, motivo por el cual, se opta por añadir dos soportes más a la plataforma, estos se añadirán como extremos extensibles como se muestra en la figura 42 y estarán contruidos por un perfil de tubo mecánico cuadrado de 1" con espesor de 1.5 mm.

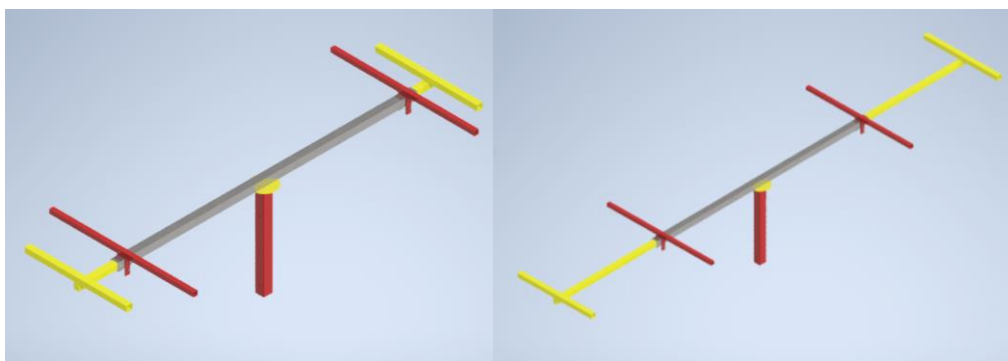


Figura 42. Extremos extensibles añadidos

Fuente: Autor

Una vez añadidos estos soportes, se realizó nuevamente la simulación de la deformación de la plancha, teniendo en cuenta que ahora estará apoyada en 4 puntos (figura 43 y 44).

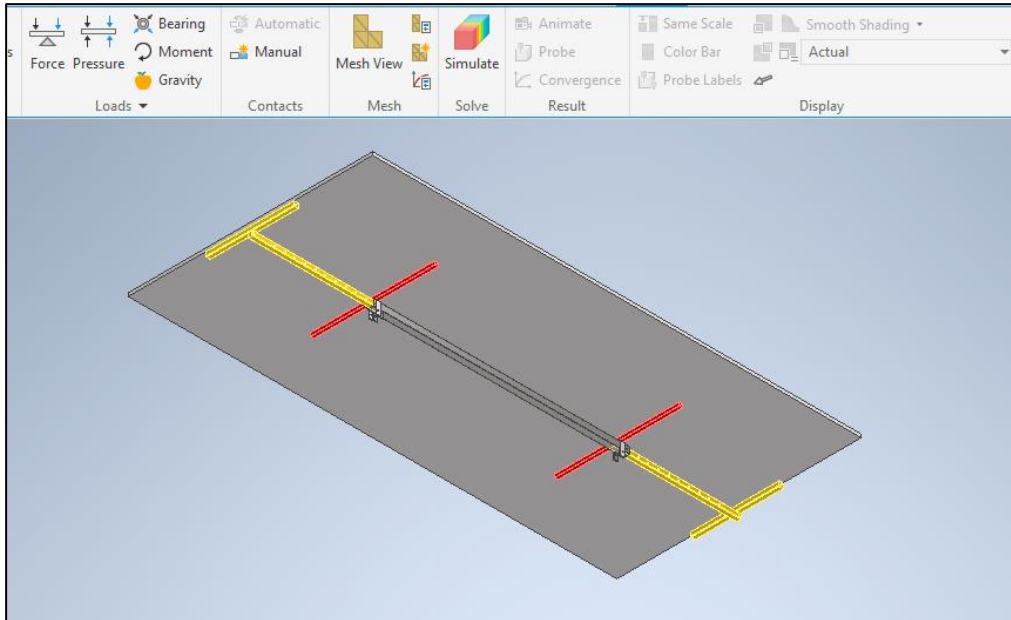


Figura 43. Vista inferior de la plancha apoyada en los 4 soportes

Fuente: Autor

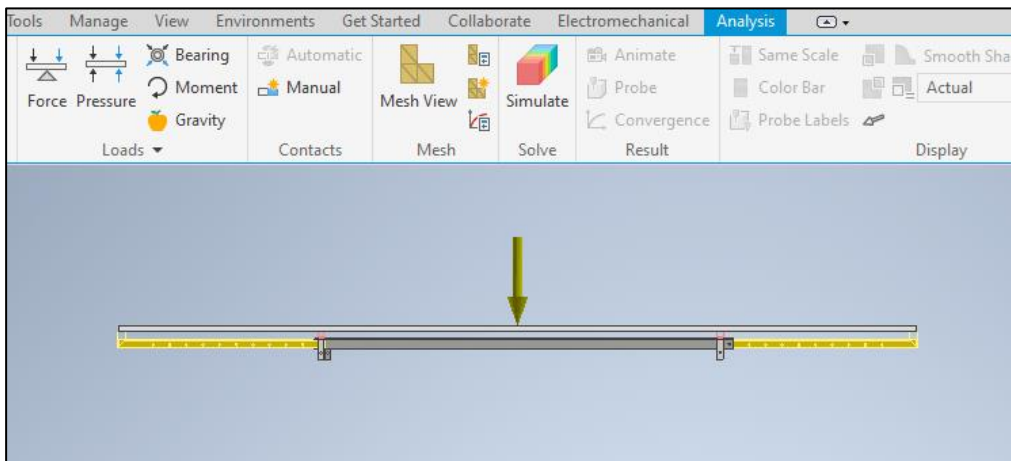


Figura 44. Vista inferior de la plancha apoyada en los 4 soportes

Fuente: Autor

La deformación se presenta en la figura 45 y 46.

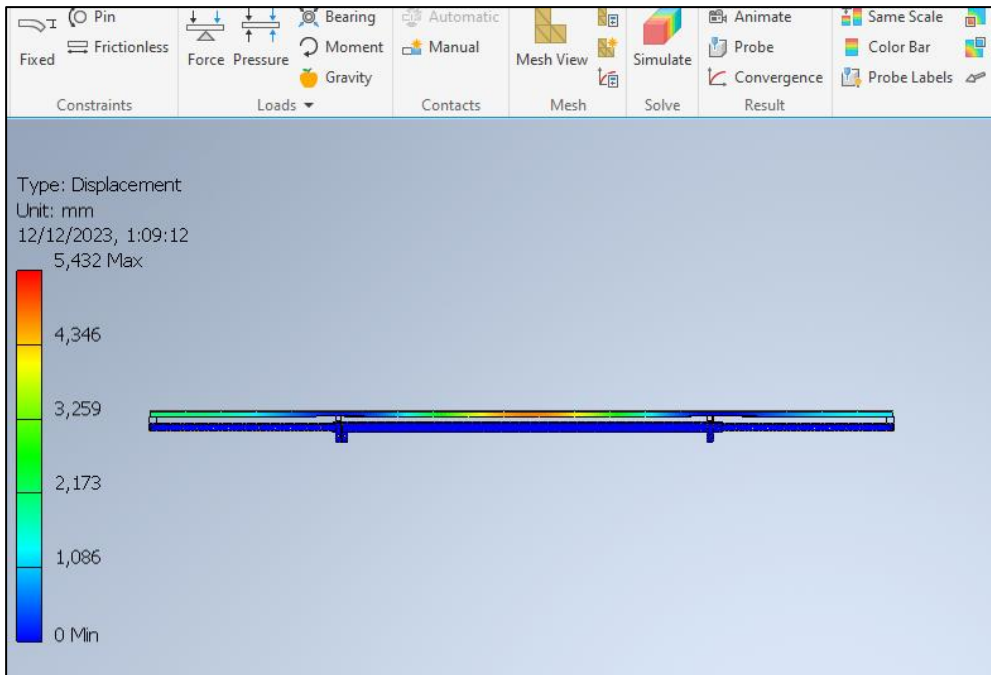


Figura 45. Vista frontal de la deformación real que sufre la plancha

Figura 49:

Fuente: Autor

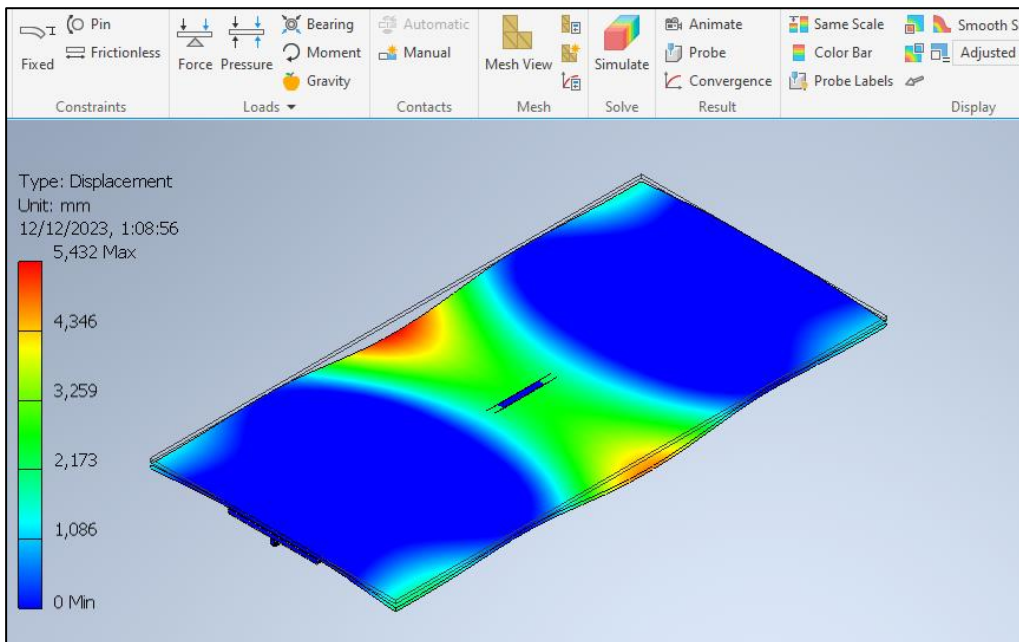


Figura 46. Vista isométrica de la deformación de la plancha aumentada en 0.5x

Fuente: Autor

Se puede comprobar mediante la simulación que, en este caso, con los 4 apoyos, la deformación máxima es de 5.432 mm, siendo inferior a la máxima permitida según la



formula presente en la manual de la (USG Corporation, 2016), por lo que se valida la configuración de los soportes.

### 6.3.1.3 Sistema de anclaje de la barra transversal

En base a la figura 47, se puede observar que las barras transversales se encuentran fijadas a la barra principal mediante una unión simple a traslape. Esta unión se realiza empleando una pletina en forma de U que se encuentra soldada en el centro de la barra transversal y un perno que se asegura a otra pletina soldada bajo la barra principal.

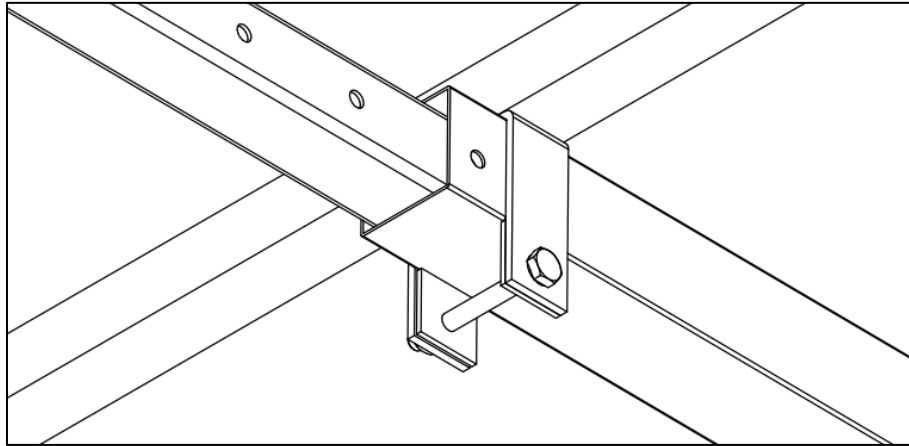


Figura 47. Sistema de anclaje de la barra transversal con la barra principal

Fuente: Autor

Ya que este perno solo servirá para fijar los soportes y no estará sometido a ningún esfuerzo considerable de tracción o corte, del anexo 5 se selecciona un perno de 1/4" x 2" de rosca UNC para fijar los dos anclajes. Para el soporte en U se propone una pletina de 3mm de espesor y 19 mm de ancho ASTM A36 seleccionada del anexo 6.

### 6.3.1.4 Diseño del mecanismo de rotación de la plataforma de elevación

En base a la observación del proceso de instalación, se puede notar la necesidad de que la plataforma presente un sistema de rotación. Este sistema busca facilitar la instalación de las planchas permitiendo rotar la plataforma en función de las necesidades del instalador.

Para la rotación, se opta por permitir una rotación de 45 grados hacia cada lado respecto a la horizontal, con el fin de evitar golpes de la plataforma con el sistema de elevación.

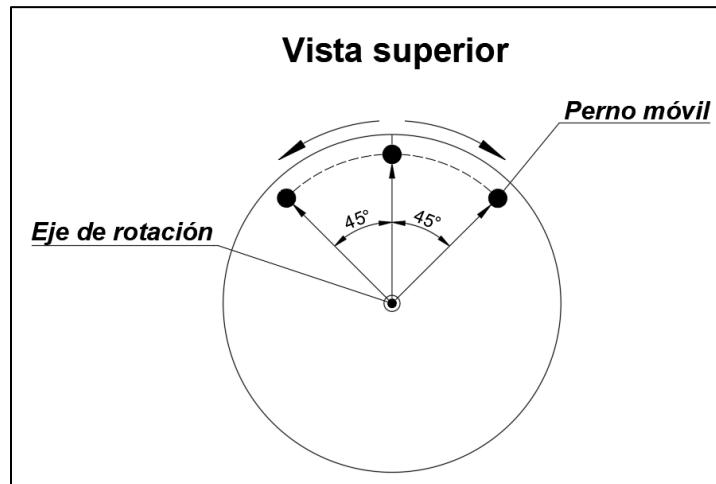


Figura 48. Vista superior y frontal de los ángulos de rotación del sistema propuesto.

**Fuente:** Autor

Para permitir la rotación de la plataforma se empleará un movimiento de rotación alrededor de un eje de rotación compuesto por un perno. El sistema está constituido por dos placas circulares de metal con un perno en el medio que funcionará como eje de rotación y una corredera que permitirá delimitar el movimiento en diferentes posiciones, la placa que lleva el perno para la rotación irá soldada sobre el soporte principal de la plataforma; por otro lado, la placa que tiene la perforación estará soldada en el soporte vertical, como se indica en la figura 49 y 50.

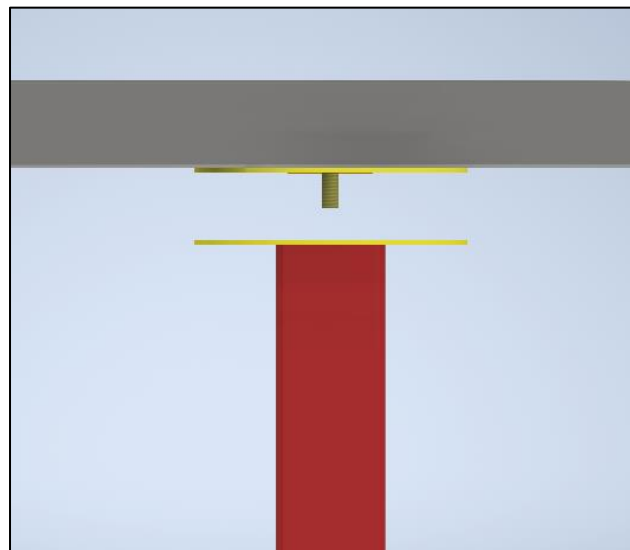


Figura 49. Vista frontal del sistema de rotación de la plataforma

**Fuente:** Autor

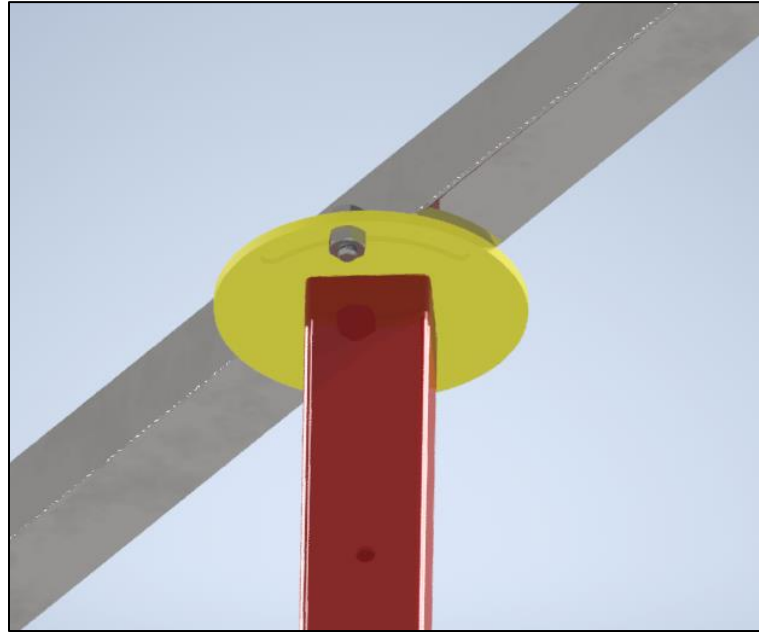


Figura 50. Vista inferior del sistema de rotación de la plataforma

**Fuente:** Autor

Ya que este perno solo servirá para delimitar la rotación de la plataforma y no estará sometido a ningún esfuerzo considerable, del anexo 5 se selecciona un perno de 1/4" x 1" de rosca UNC para la corredera, el mismo que se asegurará con una tuerca de 1/4" rosca UNC.

### 6.3.1.5 Diseño del soporte vertical de la plataforma

El soporte vertical servirá para fijar el sistema de inclinación y para unir la plataforma con el sistema de elevación. El soporte estará constituido por tubería cuadrada estructural con perforaciones a diferentes alturas para permitir su ajuste. La pieza se encuentra representada en la figura 51.

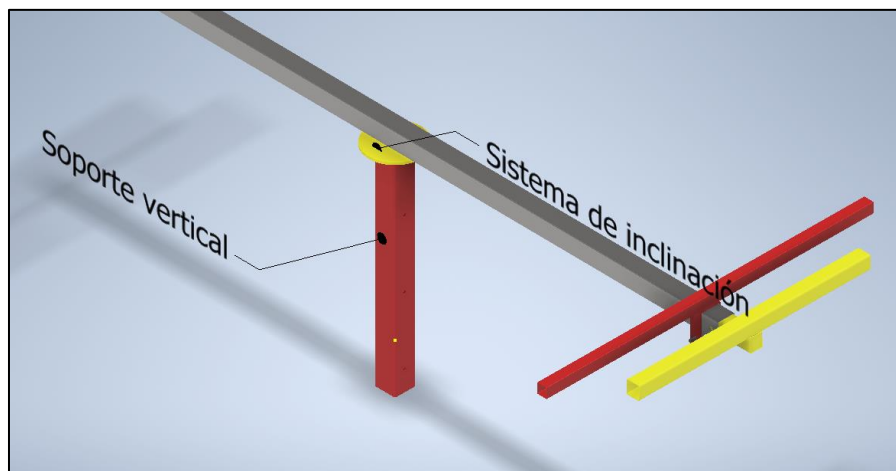


Figura 51. Vista isométrica del soporte vertical propuesto.

**Fuente:** Autor

Para realizar la selección de la tubería adecuada para el soporte, se realiza el análisis cuando el elemento se encuentra en la posición más crítica, esto se daría cuando la plataforma se encuentre totalmente horizontal, la plancha se apoye enteramente en uno de los extremos extensibles y este esté extendido enteramente, siendo este el punto más alejado del soporte vertical, tal y como se puede observar en la figura 52.

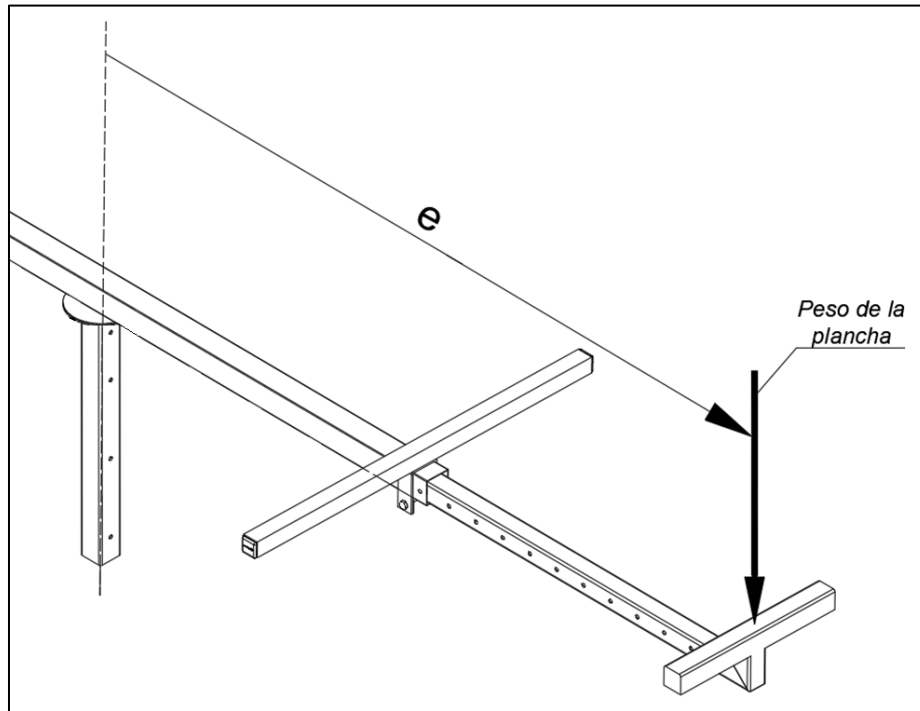


Figura 52. Vista isométrica del soporte vertical propuesto.

**Fuente:** Autor

Al momento de colocarse esta carga fuera del eje central del soporte vertical, se genera una excentricidad, generando un momento flector, sometiendo al soporte a esfuerzos de compresión y de tracción. La excentricidad en este caso, sería la distancia entre el centro del soporte vertical, hasta el extremo del soporte extensible (figura 53).

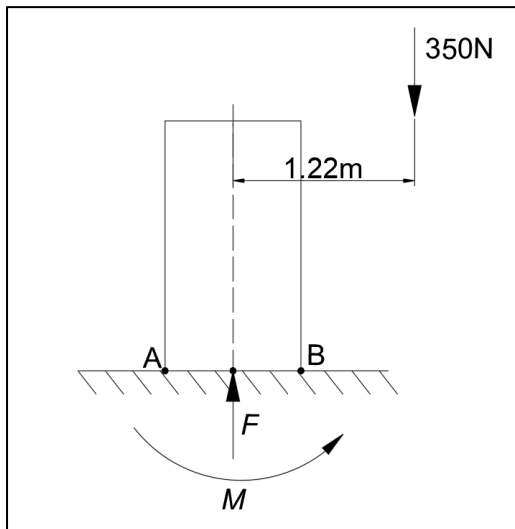


Figura 53. Fuerzas aplicadas sobre el soporte vertical

Fuente: Autor

Basándose en la figura 53 se puede determinar el momento empleando la ecuación 6:

$$M = (350\text{N} * 1.22\text{m})$$

$$M = 427 \text{ Nm}$$

Analizando la distribución de esfuerzos del elemento se tiene que el punto A se encuentra a tracción y el punto B a compresión:

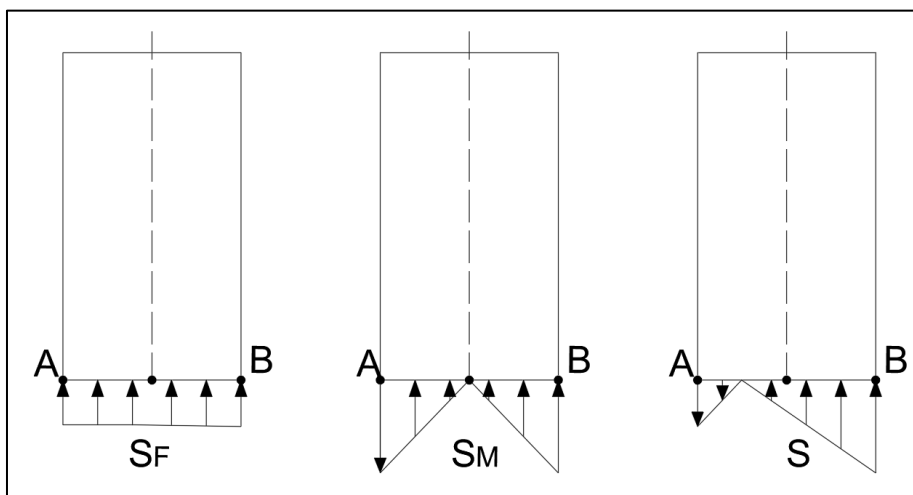


Figura 54. Distribución de esfuerzos dentro del elemento

Fuente: Autor

Para aplicar la ecuación 7, se opta por seleccionar un perfil de tubería comercial y elegir el perfil que presente un factor de seguridad adecuado para el diseño.

En base al catálogo del fabricante “Import Aceros” en su apartado de Tubo cuadrado estructural (Anexo 4), se opta por seleccionar un perfil de 40 mm con las siguientes características.

$$e = 1.5 \text{ mm}$$

$$A = 2.25 \text{ cm}^2$$

$$I = 6.48 \text{ cm}^4$$

Empleando la ecuación 7 para el punto A y seleccionando los esfuerzos del anexo 3, se tiene:

$$S_A = -\frac{350\text{N}}{2.25 * 10^{-4} \text{ m}^2} + \frac{427 \text{ Nm} * 0.02\text{m}}{6.48 * 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$S_A = -1.55 \text{ MPa} + 131.8 \text{ MPa}$$

$$S_A = 130.25 \text{ MPa}$$

Para el punto B, se tiene:

$$S_b = -\frac{350\text{N}}{2.25 * 10^{-4} \text{ m}^2} - \frac{427 \text{ Nm} * 0.02\text{m}}{6.48 * 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$S_A = -1.55\text{MPa} - 131.8 \text{ MPa}$$

$$S_A = -133.35\text{MPa}$$

Empleando la ecuación 8 con el criterio de resistencia máxima se tiene:

Para el punto A

$$S_A = \frac{S_u}{F_s}$$

$$F_s = \frac{S_u}{S_A}$$

$$F_s = \frac{270\text{MPa}}{130.25 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 2.07$$

Para el punto B

$$F_s = \frac{S_u}{S_B}$$
$$F_s = \frac{310 \text{ MPa}}{133.35 \text{ MPa}}$$
$$F_s = 2.32$$

Con el análisis realizado se puede notar, que el punto crítico es el A, que presenta un menor factor de seguridad, teniendo un factor de seguridad de 2.07, considerándose un factor de seguridad adecuado para la pieza, ya que se optó por seleccionar la distancia más crítica para realizar el cálculo.

#### **6.4 Diseño y piezas del sistema de elevación**

Como se señala en la tabla 8, el sistema de elevación propuesto, debe cumplir con la altura máxima de elevación, que es de 3.20 metros a partir del suelo, empleando un sistema telescópico electromecánico, con velocidad de elevación baja y que permita bloquear la plataforma a diferentes alturas.

Con base en las características mencionadas, se propone las partes principales que constituirán el sistema de elevación; El soporte de la plataforma, permitirá unir el soporte vertical de la plataforma con el sistema telescópico de elevación, además de que permitirá a la plataforma desplazarse sobre el sistema telescópico. El sistema telescópico permitirá elevar la plataforma a diferentes alturas, además de que servirá como anclaje para el mecanismo de polipasto que realizará la elevación. El motor y sistema de control, permitirá regular la velocidad de elevación de la plataforma, además de permitir su bloqueo a diferentes alturas.

La propuesta de diseño se presenta en la figura 55.

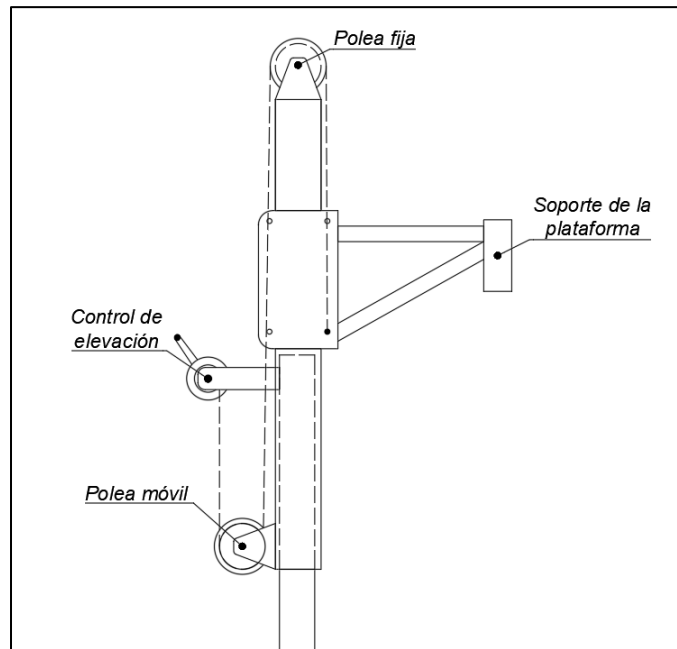


Figura 55. Propuesta de diseño para el sistema de elevación

**Fuente:** Autor

El soporte de la plataforma está formado por tubería estructural cuadrada, en el que se fijará el soporte vertical mediante un perno, el brazo del soporte está constituido por tubería cuadrada. Para permitir el desplazamiento sobre el sistema telescópico, se empleará rodamientos ubicados dentro de una estructura formada por plancha de metal, que cubrirá la tubería del sistema telescópico y estarán ubicados sobre un perno que servirá como eje de los rodamientos.

Para el sistema telescópico se empleará dos piezas de tubería estructural, una insertada dentro de la otra, en las cuales se instalarán las diferentes poleas que conformarán el sistema de polipasto para permitir la elevación del soporte de la plataforma y del sistema telescópico.

Para controlar la velocidad de elevación y la altura de la plataforma se empleará el motor y el sistema de control.

#### **6.4.1 Diseño del sistema de elevación**

##### **6.4.1.1 Cálculo de la columna del sistema telescópico**

En base a lo mostrado en la figura 55, se puede observar que el sistema que servirá como columna está conformado por dos perfiles de tubería cuadrada que se encuentran colocados uno sobre otro, permitiendo que el de menor tamaño pueda introducirse enteramente sobre el primero, esto con el fin de poder reducir la altura de la plataforma



mediante el sistema de polipastos. También se puede notar que los elementos que conforman la columna del sistema de elevación, actúan bajo una carga excéntrica.

Una simplificación de estos elementos se encuentra representada en la figura 56.

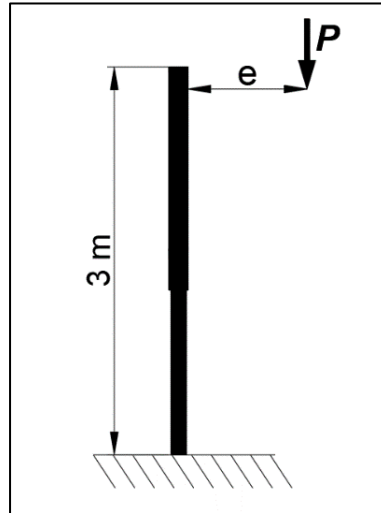


Figura 56. Columna con carga excéntrica

Fuente: Autor

Teniendo en cuenta las longitudes de los soportes de la plataforma, se puede notar que, en un caso extremo, la excentricidad máxima que debe soportar la columna es de 1.22 metros, que es la distancia desde el extremo de la plataforma, hasta su centro

La carga P, es el peso de la plancha de Gypsum que se muestra en la tabla 9 y el de los elementos que conforman la plataforma.

**Tabla 9**

*Pesos aproximados de los componentes de la plataforma*

<b>Tubo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Peso (kg/m)</b>	<b>Longitud (m)</b>	<b>Total (kg)</b>
Tubo 3/4	2	0.64	0.62	0.79
Tubo 1 1/4"	1	0.81	1.22	0.99
Tubo 1	2	1.08	0.65	1.40
Tubo 40 mm	1	1.77	0.4	0.71
Tubo 75mm	1	4.19	1.6	6.70
Otros	1			3
<b>Total</b>				<b>14</b>

Fuente: Autor

Como columna del sistema se opta por seleccionar un perfil tubería cuadrada estructural y comprobar el factor de seguridad del mismo, aplicando la carga y condiciones mencionadas anteriormente.

Debido a que una columna debe estar insertada dentro de la otra, y estas deben tener la menor holgura posible, para la comprobación se selecciona un perfil cuadrado de 70 mm x 1.8 mm de espesor de acero ASTM A 500 grado B.

Las propiedades se seleccionan del anexo 8 y 9.

$$L = 150[\text{m}]$$

$$A = 4.83 [\text{cm}^2]$$

$$S = 10.60 [\text{cm}^3]$$

$$r = 2.77[\text{cm}]$$

$$E = 200 [\text{GPa}]$$

$$\sigma_{PC} = 250 [\text{MPa}]$$

Aplicando la ecuación 9 se tiene:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 200 \text{ GPa}}{0.25 \text{ GPa}}}$$

$$Cc = 125.66$$

En base a la tabla 2, se conoce que la longitud efectiva  $L_e$  es igual a  $2L$ , ya que se trata de una columna con un extremo empotrado y uno libre.

Aplicando la relación de la ecuación 10:

$$125.66 \geq \frac{2 * 150\text{cm}}{2.77 \text{ cm}}$$

$$125.66 \geq 108.3$$

Ya que  $L_e/r$  es menor que  $Cc$ , se utiliza la ecuación 15 para calcular el esfuerzo:

El factor de seguridad se calcula empleando la ecuación 12:

$$Fs = \frac{5}{3} + \frac{3(108.3)}{8 * 125.6} - \frac{(108.3)^3}{8 * 125.6^3}$$

$$F_s = 1.909$$

Empleando la ecuación 11:

$$\sigma_T = \left[ 1 - \frac{(108.3)^2}{2 * 125.6^2} \right] * \frac{250 \text{MPa}}{1.909}$$

$$\sigma_T = 82.23 \text{ MPa}$$

Finalmente, de la ecuación 13, la carga crítica es:

$$P_{crit} = \frac{\sigma_T}{\frac{1}{A} + \frac{e}{S}}$$

$$P_{crit} = \frac{82.23 \text{ MPa}}{\frac{1}{0.000483 \text{m}^2} + \frac{1.22 \text{ m}}{0.0000106 \text{m}^3}}$$

$$P_{crit} = 701.86 \text{ N}$$

Calculando su factor de seguridad

$$F_s = \frac{701.86 \text{N}}{487.6 \text{ N}}$$

$$F_s = 1.44$$

Se considera un factor de seguridad adecuado, debido a que se seleccionó la distancia más crítica para su análisis y en condiciones de uso normal (reduciendo la excentricidad de la carga respecto a la columna), el factor de seguridad será mayor.

Para la segunda columna, en la que se instalará el soporte de la plataforma, se opta por seleccionar un perfil de tubería estructural de superiores dimensiones a la calculada, con el fin de que pueda desplazarse sobre la misma.

Del anexo 9 se selecciona un perfil cuadrado de 75 mm x 75 mm para su comprobación.

Con el fin de facilitar la instalación del sistema de polipasto, se opta por realizar un corte en el perfil, tal y como se muestra en la figura 57.

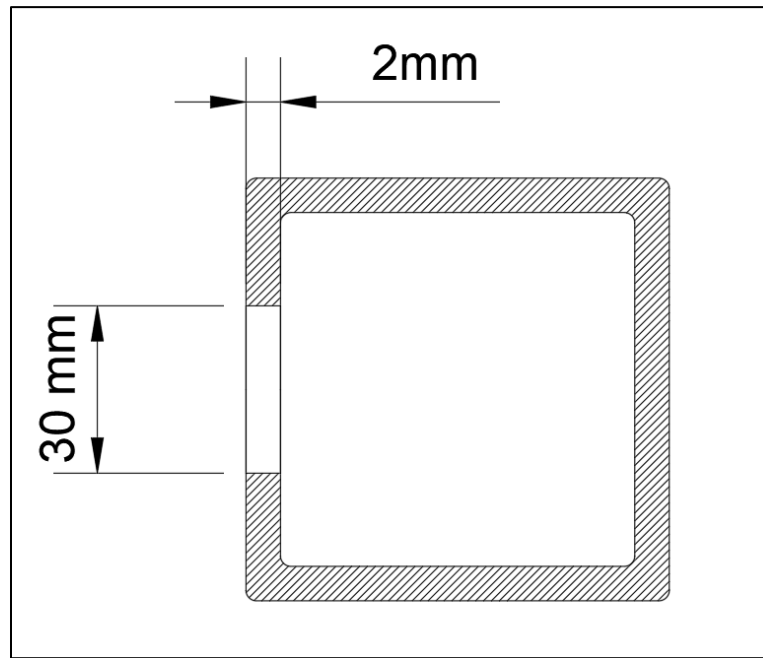


Figura 57. Vista superior de la sección en la que se presenta las medidas del corte

**Fuente:** Autor

Debido a que las fórmulas empleadas anteriormente dependen enteramente de las propiedades estáticas de la sección, se calcula las propiedades de la sección que se va a cortar y se restan de las propiedades brindadas por el fabricante, para así obtener las propiedades de la pieza luego del corte.

Empleando la ecuación 14, se determina el momento de inercia de la sección:

$$I = \frac{0.3 \text{ cm} * (0.02)^3 \text{ cm}}{3}$$

$$I = 8 * 10^{-7} \text{ cm}^4$$

El radio de giro se calcula empleando la ecuación 15.

$$r = \sqrt{\frac{8 * 10^{-7} \text{ cm}}{0.3 \text{ cm} * 0.02 \text{ cm}}}$$

$$r = 0.0115 \text{ cm}$$

Por último, el módulo de resistencia se calcula utilizando la ecuación 16:

$$S = \frac{8 * 10^{-7} \text{ cm}}{0.15 \text{ cm}}$$

$$S = 5.33 * 10^{-6} \text{ cm}^3$$

Obteniendo las propiedades estáticas del anexo 9 y restando las de la sección calculada, de la sección original del perfil se tiene:

$$A = 5.34 \text{ cm}^2 - (0.3 \text{ cm} * 0.02 \text{ cm}) = 5.334 [\text{cm}^2]$$

$$S = 11.64 \text{ cm}^3 - 5.33 * 10^{-6} \text{ cm}^3 = 11.63 [\text{cm}^3]$$

$$r = 2.98 \text{ cm} - 0.0115 \text{ cm} = 2.968 [\text{cm}]$$

Se puede comprobar que las propiedades estáticas de la sección son mayores a las que presenta la primera columna, y debido a que ambas estarán sometidas a la misma carga, se comprueba que la sección es correcta.

#### **6.4.1.2 Comprobación de la deformación de la columna empleando análisis de elementos finitos**

Una vez realizados los cálculos correspondientes y el dimensionamiento de los diferentes elementos que constituirán la máquina, se selecciona como elemento crítico o principal, a la columna del sistema debido a la importancia que presenta en todo momento durante la elevación, motivo por el cual, se realizará una comprobación de la deformación que presentará la pieza.

Para comprobar esta deformación, se empleará el software CAD Autodesk Inventor Profesional con licencia de uso estudiantil. Para el análisis se utiliza la herramienta “Análisis de estrés” del software CAD.

Como se puede observar en la figura 58, la columna sufrirá una carga de momento producido por la excentricidad existente entre la columna y la carga resultante del peso de la plancha y la plataforma.



Figura 58. Sistema de elevación de placas de gypsum.

**Fuente:** Autor

De la tabla 9, se conoce que el peso de la plataforma es de 6.9 kg, teniendo en cuenta que el peso del tubo de 75 mm no genera ningún momento, por lo que se lo excluye del cálculo.

De la tabla 6, se conoce que el peso máximo a elevar de la plancha es de 35.72 kg y se sabe también, que la excentricidad o brazo de momento es igual a 0.7 m, por lo que el momento que se produzca será igual a:

$$M = F * d$$

$$M = (6.9 \text{ kg} + 35.72 \text{ kg}) * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.7 \text{ m}$$

$$M = 292.6 \text{ Nm}$$

Para la simulación solo se analizará la columna del sistema sometida al momento producido por la carga, por lo que la restricción se encontrará en la parte inferior de la columna, dejándola fija.

En la sección 6.4.1.1 “Cálculo de la columna del sistema telescópico” se seleccionó una tubería estructura cuadrada de acero ASTM A500 grado B para la columna, por lo que las propiedades físicas del material se seleccionando del anexo 8.

El comportamiento del acero es isotrópico ya que sus propiedades mecánicas son iguales en todas las direcciones, teniendo un coeficiente de amortiguamiento generalmente de 0.02 para el acero.

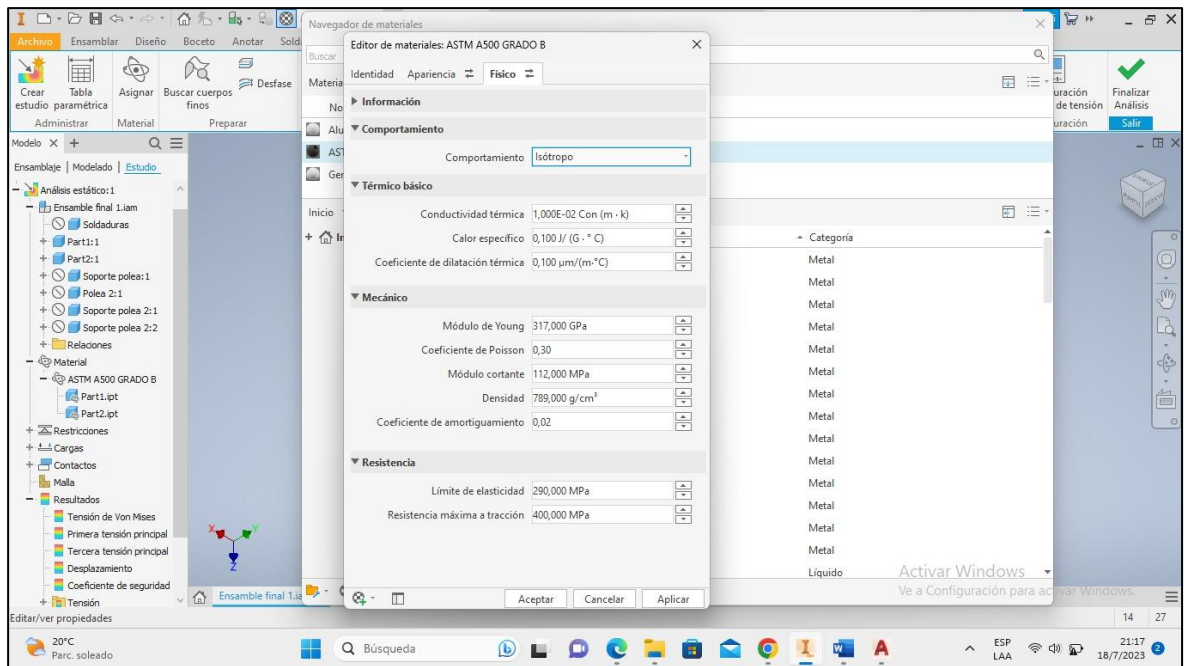


Figura 59. Propiedades físicas del acero ASTM A500 grado B

**Fuente:** Autor

En este caso, las propiedades térmicas del material no se tomarán en cuenta para el análisis.

Aplicando el momento y la restricción mencionada anteriormente, se coloca la columna en su posición más alta para el análisis ( ver figura 60).

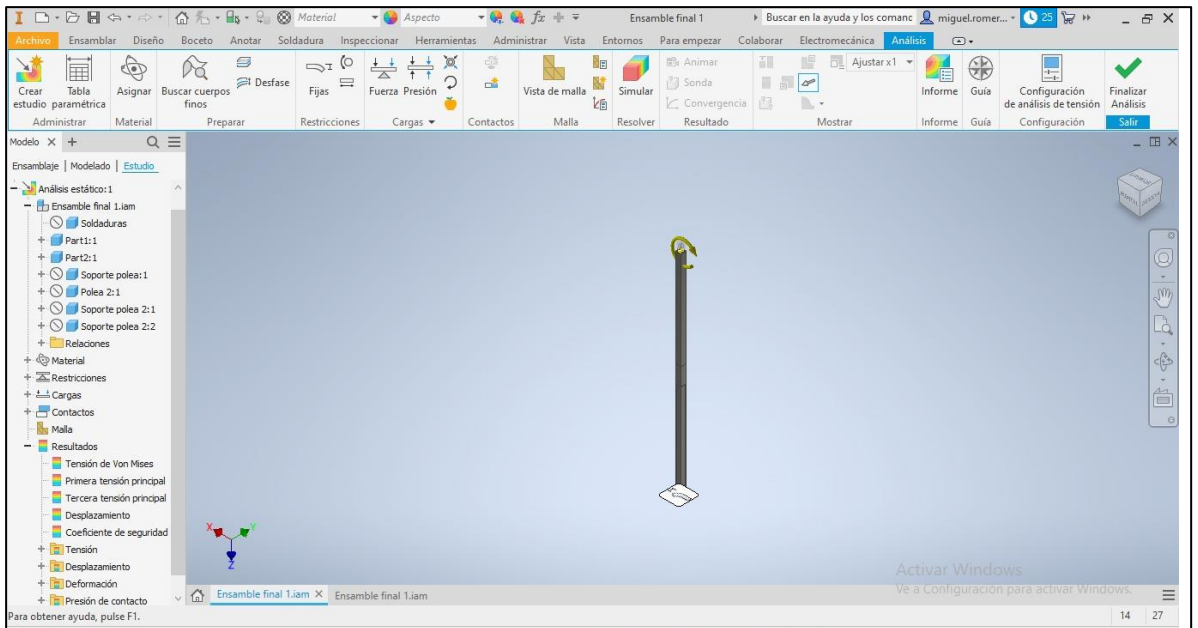


Figura 60. Columna del sistema y momento producido por la excentricidad de la carga.

**Fuente:** Autor

Realizando la simulación y comprobando la deformación máxima que presenta la columna en su punto más alto se tiene un desplazamiento de 0.784 mm en su valor máximo según la figura 61 y 62.

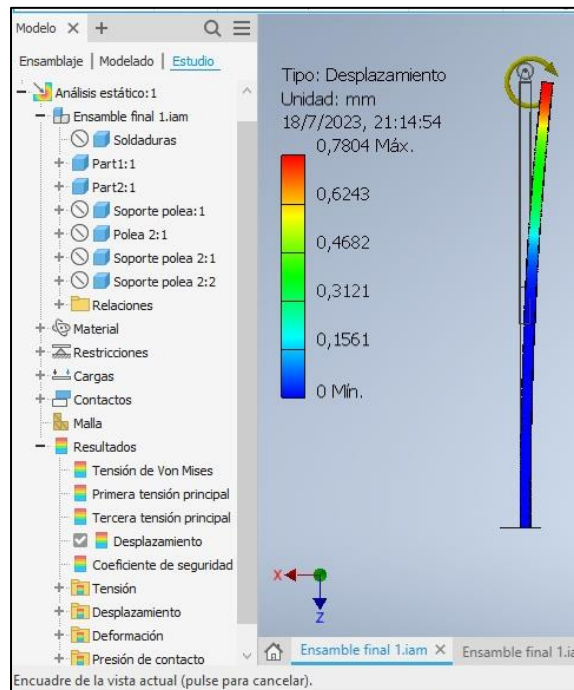


Figura 61. Deformación máxima producida en la columna del sistema en su punto más alto.

**Fuente:** Autor



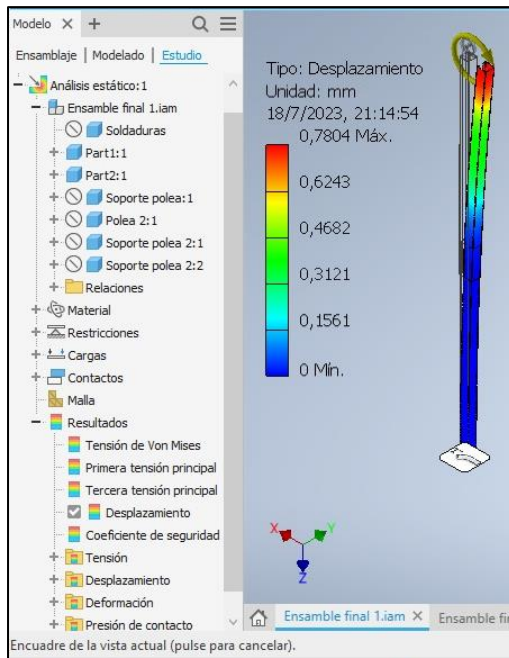


Figura 62. Deformación máxima producida en la columna del sistema en su punto más alto.

**Fuente:** Autor

Teniendo en cuenta que la longitud de la columna es de 3 m, el valor de la deformación máxima representada en porcentaje es del 0.026 %, considerándose un porcentaje aceptable, validando así el dimensionamiento de la pieza.

### 6.4.1.3 Cálculo del soporte de la plataforma

En base al diseño de la columna del sistema de elevación, se conoce que la distancia del brazo será de 0.7 metros, y se propone una inclinación de  $25^\circ$  entre los soportes, estas medidas se ven representadas en la figura 63.

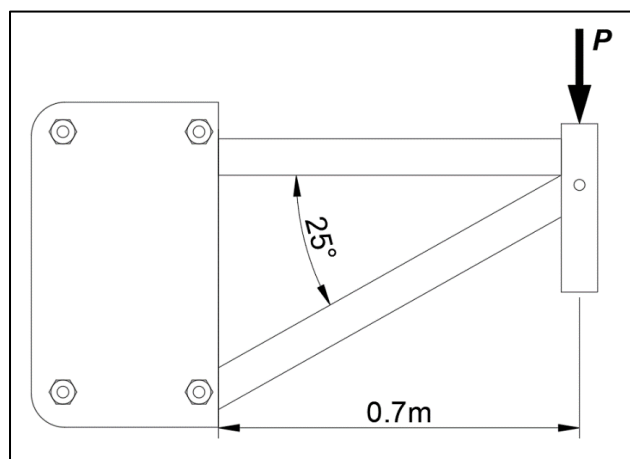


Figura 63. Soporte de la plataforma en la que se presenta la carga P y el ángulo de inclinación del soporte.

**Fuente:** Autor

Fijándose en la figura 63, se puede notar que la estructura del soporte de la plataforma forma una armadura simple, por lo que se realiza un análisis de las fuerzas que actúan sobre los tubos empleando el método de nodos (figura 64).

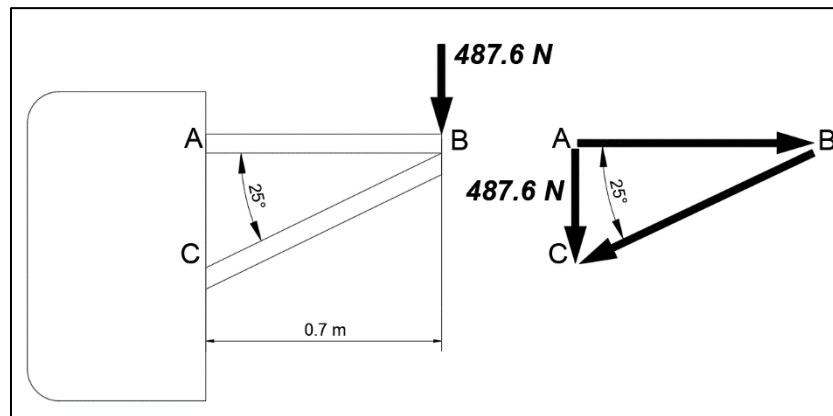


Figura 64. Triángulo de fuerzas del nodo B.

**Fuente:** Autor

Realizando un análisis del triángulo de fuerzas de la figura 64, y empleando funciones trigonométricas se tiene:

$$\text{Sen } 25^\circ = \frac{P}{FBC}$$

Despejando la fuerza FBC

$$FBC = \frac{P}{\text{Sen } 25^\circ}$$

$$FBC = \frac{487.6 \text{ N}}{\text{Sen } 25^\circ}$$

$$FBC = 1153.76 \text{ N(Compresión)}$$

Para la fuerza FAB

$$\text{Cos } 25^\circ = \frac{FAB}{FBC}$$

$$FAB = FBC * \text{Cos } 25^\circ$$

$$FAB = 1153.76 \text{ N} * \text{Cos } 25^\circ$$

$$FAB = 1045.66 \text{ N(Tracción)}$$

Seleccionando un esfuerzo normal de compresión para la barra BC, se puede determinar el área mínima necesaria de perfil:

$$\sigma_t = \frac{FBC}{A}$$

Despejando el área

$$A = \frac{FBC}{\sigma_t}$$

Del anexo 3, se obtiene el esfuerzo de tracción, teniendo así

$$A = \frac{1153.76 \text{ N}}{240 \text{ MPa}}$$

$$A = 0.0481 \text{ cm}^2$$

De la misma forma, asumiendo un esfuerzo normal de tracción para la barra AB, se puede determinar el área mínima necesaria de perfil:

$$A = \frac{FAB}{\sigma_c}$$

Del anexo 3, se obtiene el esfuerzo de compresión y reemplazando se tiene

$$A = \frac{1045.66 \text{ N}}{240 \text{ MPa}}$$

$$A = 0.0435 \text{ cm}^2$$

Con las áreas mínimas calculadas y con ayuda del anexo 4, a pesar de que se puede ver sobredimensionado, se selecciona un perfil de tubería estructural cuadrada de 1 1/4" con 0.9 mm de espesor para ambos tubos, con el fin de emplear el mismo tipo de tubería que se utilizará en los soportes de la plataforma y evitar gastos innecesarios.

El tubo en el que irán soldados estos dos soportes, y en el que irá fijo la plataforma mediante un perno, es un tubo de 50 mm con 1.5 mm de espesor, esto debido a que en cálculos anteriores se pudo comprobar que un perfil con propiedades estáticas inferiores a la de esta tubería ofrece un factor de seguridad adecuado para la máquina, asegurando de esta manera que el perfil seleccionado no fallará.

### 6.4.1.3.1 Cálculo del diámetro del perno de fijación

El soporte vertical y el soporte de la plataforma se fijarán mediante un perno tal y como se muestra en la figura 65.

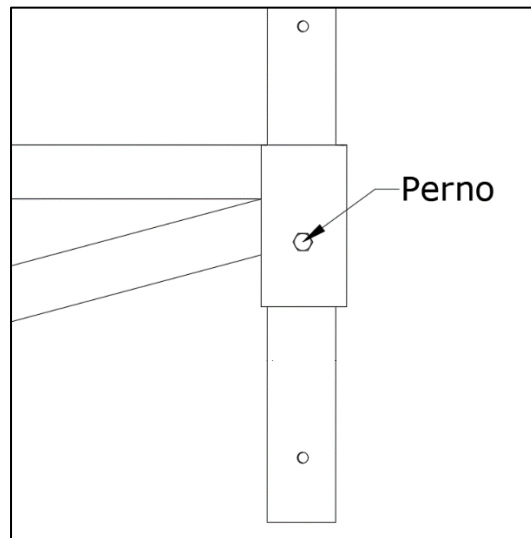


Figura 65. Perno de fijación

**Fuente:** Autor

Este perno estará sometido a esfuerzos cortante debido al peso de la plataforma y el peso de la plancha (figura 66), por lo que se debe determinar su diámetro mínimo.

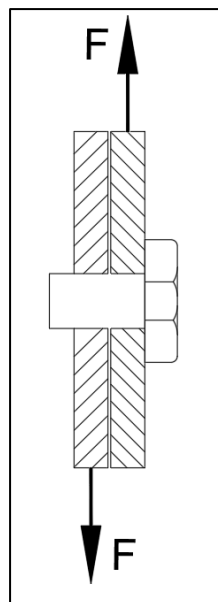


Figura 66. Fuerza cortante aplicada al perno debido al peso de la plancha

**Fuente:** Autor

La fuerza que se aplicará es la producida por el peso de la plancha y el peso de la plataforma, por lo que para determinar el diámetro mínimo del perno se analizará su ruptura por cortante simple.

### **Ruptura por cortante simple**

En el primero tipo de Ruptura se puede determinar el diámetro mínimo que debe tener el perno y posterior a esto, seleccionar una medida comercial en base a las necesidades del diseño.

Empleando el anexo 3, para seleccionar el esfuerzo cortante y empleando la ecuación 18 se tiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 * P_s * F_s}{\pi * \tau}}$$
$$d = \sqrt{\frac{4 * 418 \text{ N} * 3}{\pi * (150 * 10^6) \text{ Pa}}}$$
$$d = 3.26 * 10^{-3} \text{ m}$$
$$d = 3.26 \text{ mm}$$

Se debe emplear un perno largo para poder atravesar las dos uniones, además de esto, se desea emplear un perno de cabeza hexagonal para facilitar su montaje, motivo por el cual se opta por seleccionar un perno de  $1/4$  " x 2 " de rosca UNC en base al catálogo presentado en el anexo 5.

#### **6.4.1.3.2 Cálculo del diámetro de los pernos de los rodamientos**

En la vista superior del soporte de la plataforma representado en la figura 61, se puede observar la estructura interna que permitirá el desplazamiento de la plataforma sobre la columna. En esta figura se puede observar los rodamientos que se deslizarán sobre las columnas y que estarán fijos a la estructura mediante un perno largo de cabeza hexagonal en la derecha de la figura, y dos pernos de cabeza redonda a su izquierda.

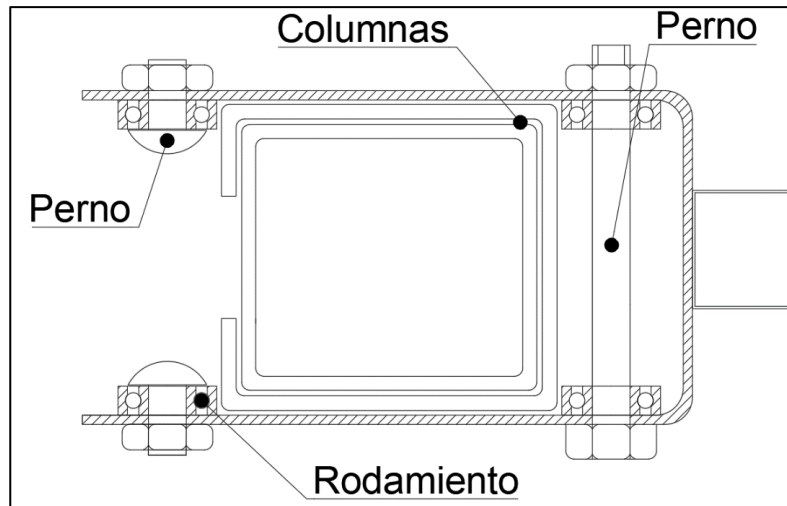


Figura 61: Vista superior del soporte de la plataforma.

**Fuente:** Autor

En base a la figura 67 y cálculos anteriores, se puede saber que dos fuerzas actúan sobre los rodamientos, una a tracción y otra a compresión, y que estas estarán repartidas en las dos filas de rodamientos que se muestran en la vista lateral izquierda del soporte de la plataforma representado en la figura 62.

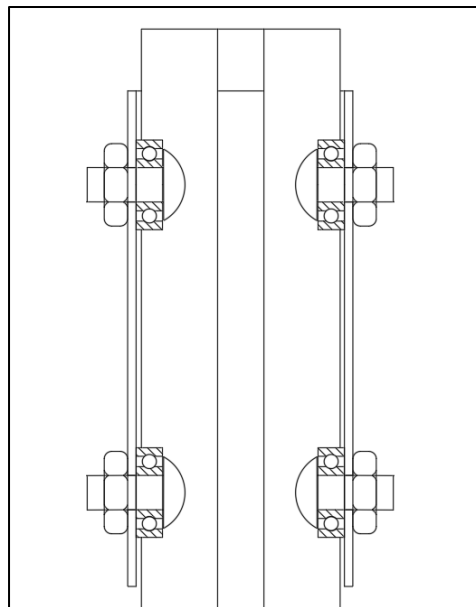


Figura 67. Vista lateral izquierda del soporte de la plataforma.

**Fuente:** Autor

Aunque los pernos servirán como un eje para los rodamientos, en estos no ingresará ni saldrá ninguna potencia, motivo por el cual, pueden ser analizados como una viga estática a corte.

Para el cálculo del perno, se analizará la fila de rodamientos que soportan la reacción de mayor valor, que es la fila inferior sometida a la carga de compresión. Como se observa en la figura 68, la carga de compresión genera dos reacciones en los rodamientos y por lo tanto en el perno.

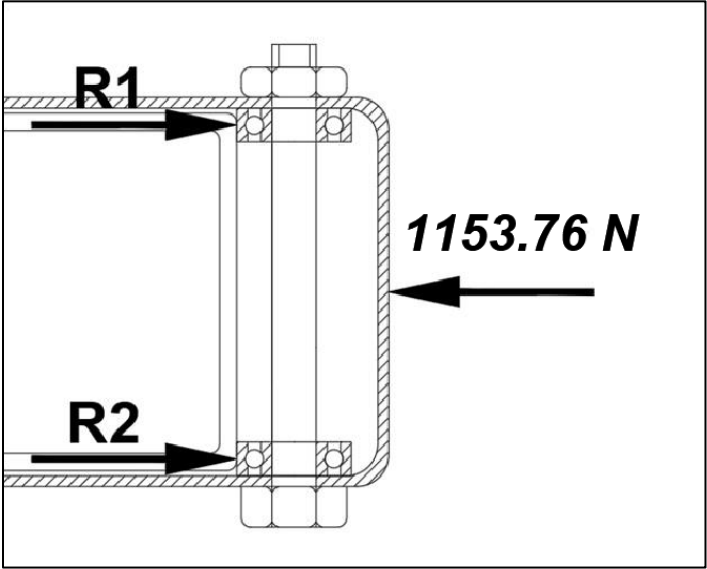


Figura 68. Reacciones producidas en los rodamientos debido a la carga de compresión.

Fuente: Autor

A pesar de que se puede observar que la fuerza se encuentra aplicada en el centro del soporte de la plataforma, durante la elevación no se puede asegurar que esta se reparta equitativamente entre los dos rodamientos, por lo que, para el análisis de la unión se opta por asumir que el valor total de la carga se apoyará solo en un rodamiento.

Para el análisis del perno, el rodamiento y la estructura en la que se instalarán, se opta por asimilar la unión como una unión simple a traslape. Esto se ve representado en la figura 69.

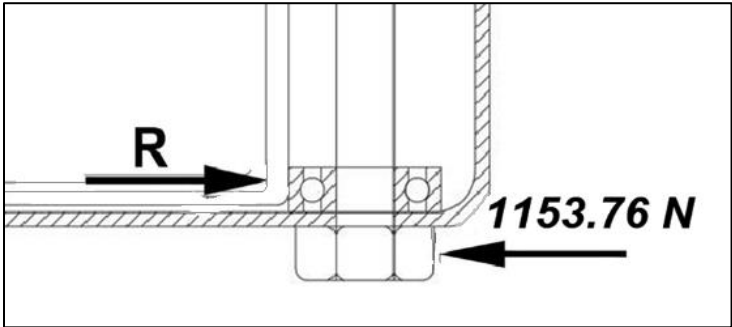


Figura 69. Unión simple a traslape producida en el rodamiento y la estructura del soporte.

Fuente: Autor

### **Ruptura por cortante simple**

Empleando el anexo 3, para seleccionar el esfuerzo cortante y empleando la ecuación 18 se tiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 * P_s * F_s}{\pi * \tau}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 1153.76 \text{ N} * 3}{\pi * (150 * 10^6) \text{ Pa}}}$$

$$d = 5.42 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 5.42 \text{ mm}$$

En base al catálogo del anexo 5, se selecciona un perno de diámetro de 1/4" de rosca UNC, de cabeza hexagonal de 2.5" de largo para la parte frontal y de cabeza redonda de 1" para los pernos posteriores según el anexo 5.

### **Deformación por presión de contacto**

Seleccionando el esfuerzo del anexo 3, se emplea la ecuación 19, y despejando el espesor "e" de la ecuación se tiene:

$$e = \frac{P_b * 2}{d * \sigma_b}$$

$$e = \frac{1153.76 * 2}{6.35 \text{ mm} * (240 * 10^6) \text{ Pa}}$$

$$e = 1.51 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$e = 1.51 \text{ mm}$$

En base al anexo 10, se selecciona una plancha de acero laminada al caliente de 2mm.

### **Ruptura por tensión**

Empleando la ecuación 20 y despejando el valor del ancho "L" se tiene:

$$F_s * P_t = (L - d)e * \sigma_t$$



$$L = \frac{F_s * P_t}{e * \sigma_t} + d$$

$$L = \frac{2 * 1153.76 \text{ N}}{(2 * 10^{-3} \text{ m}) * 240 \text{ MPa}} + 6.35 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 0.0111 \text{ m} = 11.15 \text{ mm}$$

Las dimensiones exactas de la pieza se encuentran especificadas en los planos anexos.

#### 6.4.1.3.3 Cálculo de la vida útil de los rodamientos

En base al diámetro de perno seleccionado, y teniendo en cuenta que el rodamiento tiene que tener la mayor zona de contacto posible con la columna del sistema de elevación, según el anexo 11 (Catálogo FAG), se selecciona un rodamiento de 7mm de diámetro interno, 22 mm de diámetro externo y 7 mm de espesor, siendo su denominación FAG 627.

Debido a que el sistema de elevación, contará con sistema de bloqueo y la velocidad de elevación es relativamente baja para permitir al operario el control de la plataforma, se elige una carga estática para el cálculo de la vida útil del rodamiento, siendo esta, la reacción representada en la figura 69.

Teniendo en cuenta el anexo 11, se emplea la ecuación 21 para determinar la vida útil del rodamiento.

$$L = \left( \frac{1.37 \text{ kN}}{1.153 \text{ kN}} \right)^3 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

$$L = 1.67 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Hay que tener presente que un rodamiento moderno de alta calidad puede llegar a una duración infinita, si las condiciones de lubricación, la limpieza y otras condiciones de funcionamiento son favorables.

#### 6.4.1.4 Cálculo y diseño del sistema de polipasto

Como se puede observar en la figura 70, el sistema de polipasto consta de una polea fija, ubicada en la parte superior del perfil, y una polea móvil, el cable de acero irá sujeto en un extremo al soporte de la plataforma, y por el otro lado, estará fijo en el cabrestante o grúa manual, que permitirá enrollar el cable sobre el mismo de manera manual mediante una manivela.

### 6.4.1.3.1 Selección de cables, poleas y diseño de soportes

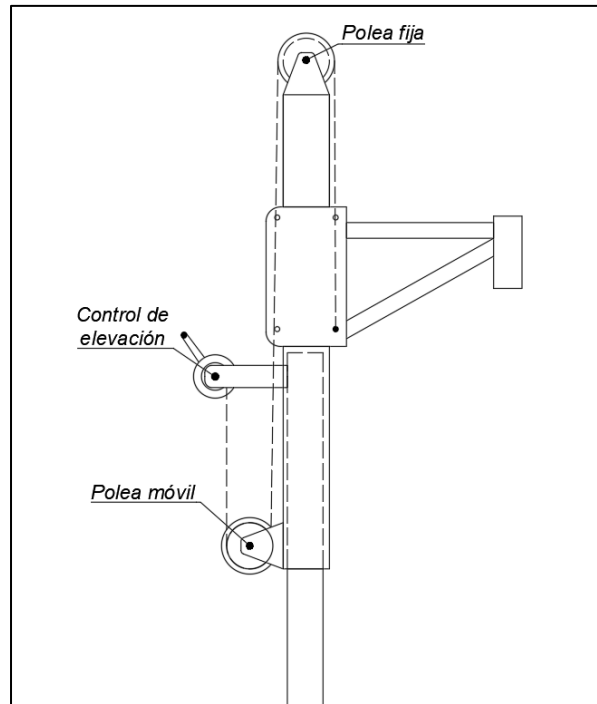


Figura 70. Sistema de polipasto presente en la máquina representando el sistema de poleas y cable de acero.

**Fuente:** Autor

En la figura 71 se representa un esquema simplificado del sistema del polipasto propuesto, en la figura A, se muestra el sistema en el que todas las partes se encuentran en su posición inicial, a aplicar una fuerza  $F$  al cable, el Peso 1 (P1), subirá por la columna hasta llegar a la polea superior, esto se encuentra representado en la figura B.

Si se continúa aplicando la fuerza al cable y teniendo en cuenta, que el peso 1 se encuentra en la parte superior de la columna, el sistema funcionará como un polipasto con una polea fija y una móvil, de esta manera, el peso 2 (P2) y el peso 1 (P1), subirán hasta llegar al tope de la polea donde se aplica la fuerza y donde se encontrará el cabrestante.

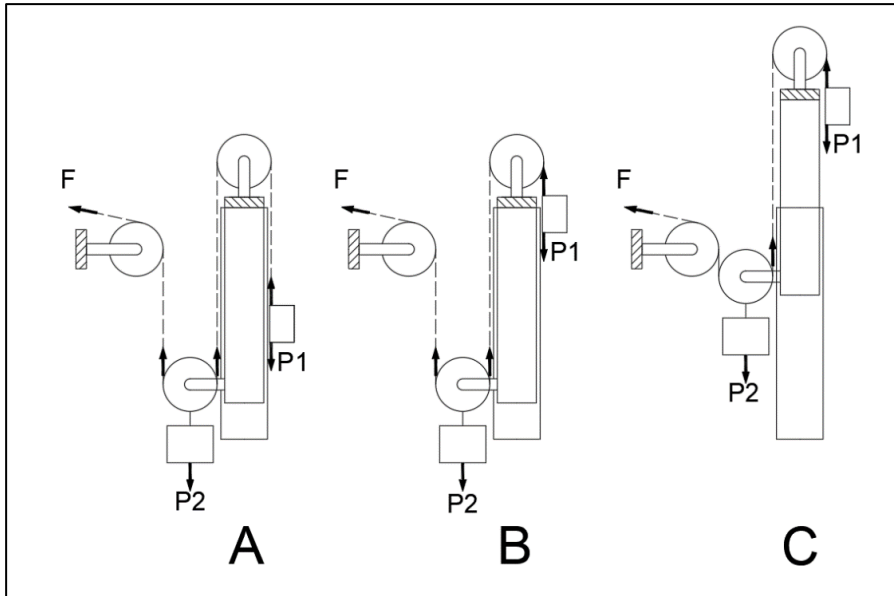


Figura 71. Esquema simplificado del sistema del polipasto propuesto

**Fuente:** Autor

En base a la tabla 3, en la que se señala la clasificación de la máquina de elevación según la norma DIN 4130, se puede observar que el diseño de la máquina pertenece al tipo de aparato 1: “Polipasto y cabrestantes manuales”. Teniendo en cuenta esto, de la tabla 4, se selecciona el coeficiente  $c$  y  $k$ , correspondientes al grupo II.

$$c = 8$$

$$k = 0.32$$

El dimensionamiento del diámetro mínimo del cable y poleas o tambores, se calculan empleando la ecuación 22 y 23 respectivamente, teniendo en cuenta que el peso máximo a elevar es el peso de la plataforma de elevación, la columna y la plancha.

El diámetro mínimo del cable se determina utilizando la ecuación 22:

$$d = 0.32\sqrt{49.71}$$

$$d = 2.25 \text{ mm}$$

En base al diámetro mínimo calculado, y teniendo en cuenta que el polipasto presenta una flexión del cable en sentido opuesto debido a la posición de las poleas, se opta por elegir un cable flexible con alambres delgados en sus capas exteriores.

Del anexo 12, se selecciona un cable 7x19 con recubierta de PVC con un diámetro de 3/32" (2.38 mm el inmediato superior al diámetro calculado) y carga de rotura máxima de 360kg.

El factor de seguridad se calcula dividiendo la carga de rotura que brinda el cable para la carga real que soporta el cable:

$$Fs = \frac{360 \text{ kg}}{49.71 \text{ kg}}$$

$$Fs = 7.24$$

En base al anexo 17 basado en la norma ANSI A17.1-1978., que recomienda un factor de seguridad igual o superior a 5 para cables de acero de elevadores manuales, para aplicaciones corrientes y de uso común, se considera una selección de cable adecuada.

El diámetro mínimo de la polea y tambor se calcula empleando la ecuación 23

$$d = 8\sqrt{49.71}$$

$$d = 56.4 \text{ mm}$$

Aunque en el cálculo realizado anteriormente se determinó un diámetro mínimo de 56.4 mm para el diámetro primitivo de la polea, como se puede observar en la figura 68, el diámetro primitivo de la polea debe ser mayor a 75mm para evitar roces y daños en el cable con los filos de la columna del sistema.

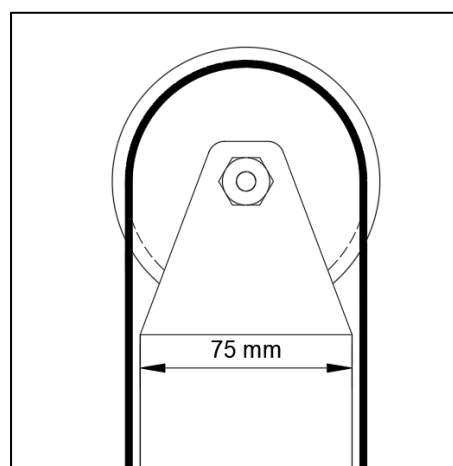


Figura 72. Dimensión de la columna del sistema para elegir el tamaño de la pulea.

Fuente: NCh 885

Del catálogo poleas para cable de acero “ROPEBLOCK”, presente en el anexo 20, se selecciona una polea para cable de acero con rodamiento de denominación SEF.80.6002 de 100 mm de diámetro externo, 88 mm de diámetro interno, que permite el uso de cables de acero de hasta 8 mm y rodamiento de 10 mm (figura 73).



Figura 73. Polea SEF.80.6002

**Fuente:** (S.L., 2023)

La polea se colocará sobre el soporte mostrado en la figura 74 y estos irán soldados en la parte superior e inferior de la columna de 70 mm, el soporte se construirá en una plancha de aluminio liso de 2mm, y se fijará con un perno de 1/2" x 1 1/2", la medida del perno se selecciona en función del rodamiento y espesor de la plancha se selecciona en función de los cálculos realizados anteriormente para la estructura de la plataforma. Las medidas exactas de la pieza se encuentran en los planos anexos.

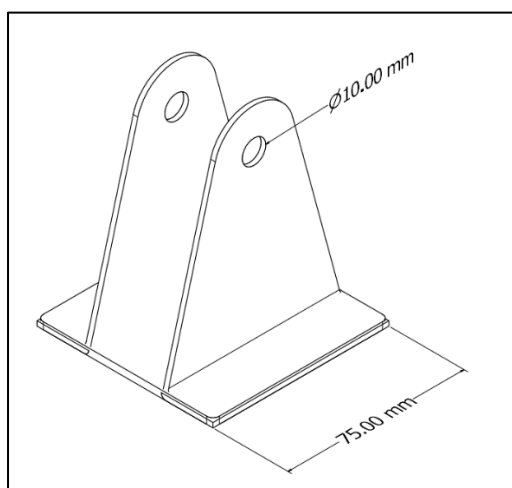


Figura 74. Soporte de la polea

**Fuente:** Autor

El cable se fijará en uno de los pernos frontales de 1/4" del soporte de la plataforma, para esto, se formará un ojal terminal con el cable tal como se indica en la figura 75. Este se asegurará utilizando dos grilletes de acero galvanizado de 3/16", con un distanciamiento de 57 mm entre cada grapa y una longitud de cable doblado de 130mm, todo esto en base a la norma NCh 885.

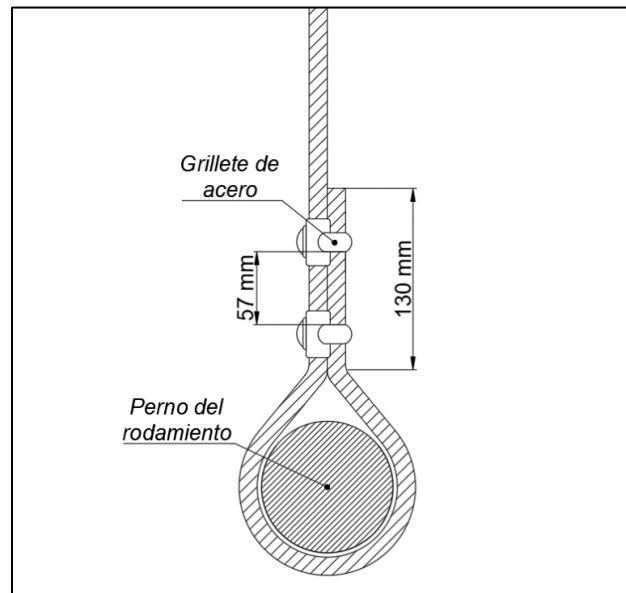


Figura 75. Medidas del ojal terminal del cable de acero

Fuente: Autor

#### 6.4.1.5 Selección del sistema para la elevación

Como se señala en la tabla 8 “Características de funcionamiento que debe cumplir el diseño”, para la elevación de la carga se propone un diseño que permita la elevación de forma eléctrica y manual en caso de ser necesario, además de esto, la velocidad debe ser baja, controlada, y contar con un sistema de bloqueo que impida que la carga descienda y que, a su vez, permita que la plataforma se pueda colocar a diferentes alturas.

Mediante el análisis de elementos que puedan servir para solventar estas necesidades en el sistema, teniendo en cuenta que el peso a elevar es relativamente bajo y se necesita una velocidad elevación lenta, se encuentra un tipo de máquina llamada cabrestante de tornillo sin fin o drill winch. Este sistema cuenta con un accionamiento principal mediante un taladro manual de 12 V o de corriente alterna y un sistema de tornillo sin fin-corona para la reducción de velocidad y aumento del torque. Adicional a esto, el sistema puede implementar un accionamiento manual para la elevación empleando una manivela en caso de que llegue a ser necesario.

La principal ventaja que presenta este sistema de tornillo sin fin-corona, es que es irreversible, impidiendo que el movimiento de la corona se transmita al tornillo. De esta forma, ya sea durante el ascenso o descenso de la carga, la corona se mantendrá en su posición, evitando que la carga caiga descontroladamente, convirtiéndolo en un sistema óptimo y recomendado por sus fabricantes para la elevación de carga.

Además de esto, permitirá al operario utilizar la máquina sin la necesidad de que exista instalación eléctrica en el lugar, y de facilitar el transporte y mantenimiento de la máquina.

De esta manera, se propone un esquema del sistema de elevación, que permitirá el accionamiento mediante un taladro de 12 V o de corriente alterna, colocando el traladro mediante un dado hexagonal en la entrada del tornillo sin fin y también, mediante una manivela para accionamiento manual en caso de ser necesario,

Este esquema se representa en la figura 76.

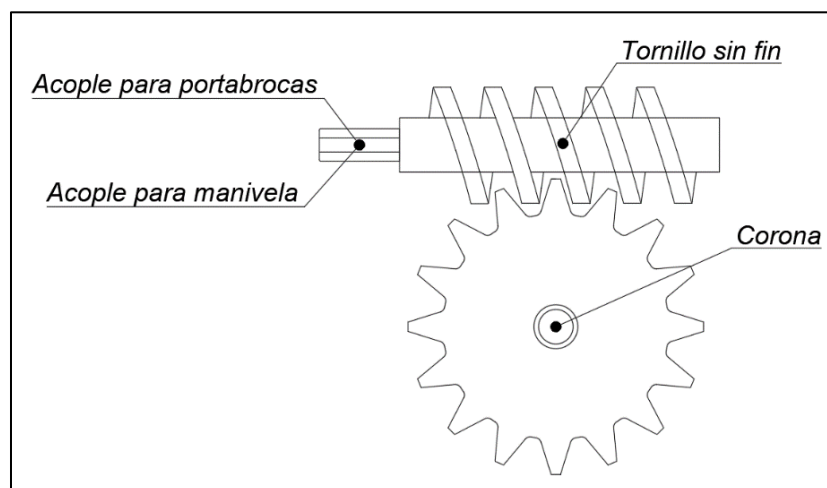


Figura 76. Esquema del sistema de un tornillo sin fin y corona, con accionamiento mediante taladro de 12 y manivela.

**Fuente:** Autor

Ya que, en el medio local, no se encuentra disponible este tipo de elementos, se opta por la importación de la pieza para la máquina.

El modelo seleccionado en base a las características mencionadas anteriormente es “WG1500HD” de la marca Dutton-Lainson Company, conocido como grúa manual de tornillo sin fin o drill winch. Este modelo cuenta con una relación de engranes de 30:1 y una capacidad de carga de 650 kg. Sus medidas se encuentran especificadas en el anexo 19.

El modelo seleccionado se presenta en la figura 77.

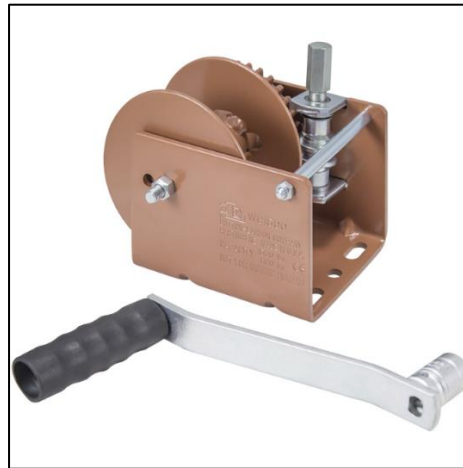


Figura 77. Wincha de tornillo sin fin modelo WG1500HD para la elevación de carga

**Fuente:** (Dutton-Lainson, 2023)

Este elemento se colocará en un soporte en forma de C, que irá soldado en la columna de 70 mm, esto se encuentra detallado en los planos anexos.

En base a la relación de transmisión se determinará la velocidad de la carga durante la elevación.

Conociendo que la peso a elevar es el peso de la plancha y la plataforma:

$$P = 47.91 \text{ kg} * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P = 469.8 \text{ N}$$

La altura de elevación de la carga es de 3 metros desde la posición de inicio de la plataforma hasta su punto más alto, por lo tanto, empleando la ecuación 24 se tiene:

$$W = 469.8 \text{ N} * 3\text{m}$$

$$W = 1409.56 \text{ Nm}$$

Hay que tener en cuenta que la máquina no siempre se elevará hasta su altura máxima, ya que, en base a la ficha de cumplimiento de requisitos mínimos brindada por el MIDUVI “LINEAMIENTOS MÍNIMOS PARA REVISIÓN Y VALIDACIÓN DE TIPOLOGÍAS DE VIVIENDA” (Anexo 18), la altura promedio de techo terminado va desde 2.30 a 2.50 metros.



Como se mencionó anteriormente, el principal accionamiento para la elevación de la carga se realizará empleando un taladro manual de 12V, estos taladros tienen una velocidad media aproximada de 600 rpm (revoluciones de entrada) y conociendo que la relación de engranes es de 30:1, la velocidad de salida será:

$$\text{rpm salida} = \frac{600 \text{ rpm}}{30}$$

$$\text{rpm salida} = 20 \text{ rpm}$$

En base al anexo 19, se puede aproximar que el tambor en el que se enrollará el cable tiene un diámetro aproximado de 6cm, por lo que se tiene:

$$\text{Velocidad lineal} = \frac{2\pi * \text{rpm salida} * \text{radio del tambor}}{60}$$

$$\text{Velocidad lineal} = \frac{2\pi * 20\text{rpm} * 0.03\text{m}}{60}$$

$$\text{Velocidad lineal} = 0.063 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Velocidad lineal} = 6.3 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

Conociendo que:

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{distancia}}{\text{tiempo}}$$

Se despeja el tiempo aproxima que tardará el operario en elevar la carga.

$$\text{Tiempo} = \frac{\text{distancia}}{\text{velocidad}}$$

$$\text{Tiempo} = \frac{3 \text{ m}}{0.063 \text{ m/s}}$$

$$\text{Tiempo} = 47.62 \text{ s}$$

Este tiempo dependerá de la velocidad que se aplique en el tornillo sin fin de entrada y en la altura a la que se desea elevar la plancha.

En base a esto, empleando la ecuación 25 se puede determinar la potencia:

$$P_{ot} = \frac{1409.56 \text{ Nm}}{47.62 \text{ s}}$$

$$P_{ot} = 29.6 \text{ W}$$

El torque promedio de un taladro de mano es de 12 Nm, por lo que se procede a determinar la potencia del taladro para compararla con la potencia requerida.

Empleando la ecuación 26 se tiene:

$$P = \frac{12\text{Nm} * 600\text{rpm}}{\frac{60}{2\pi}}$$

$$P = 377 \text{ W}$$

Se puede comprobar a simple vista que la potencia del taladro es superior a la mínima requerida para elevar la plancha, esto sin tener en cuenta la relación de transmisión del drill winch de 30:1.

## **6.5 Diseño de la base de la máquina**

Debido a la excentricidad que existe entre la columna del sistema y la plataforma donde se colocará la plancha de gypsum, estos elementos generarán un momento que tratará de volcar el sistema cuando se encuentre en su altura máxima, para evitar esto, la base deberá tener una longitud mínima para mantener el equilibrio del sistema.

Debido a que la plataforma y la plancha son cuerpos simétricos, cuando la plancha se encuentre colocada sobre la plataforma su centro de gravedad se encontrará en el centro geométrico de los cuerpos, punto en el cual, se mantendrán en equilibrio.

### **6.5.1 Cálculo de la estructura de la base de la máquina**

Para determinar la distancia entre los apoyos, se debe tener en cuenta que la línea de acción del centro de gravedad de la plataforma y de la plancha, se encuentren en todo momento dentro de la línea de acción de los apoyos brindados por las ruedas de la base, tal y como se muestra en la figura 78

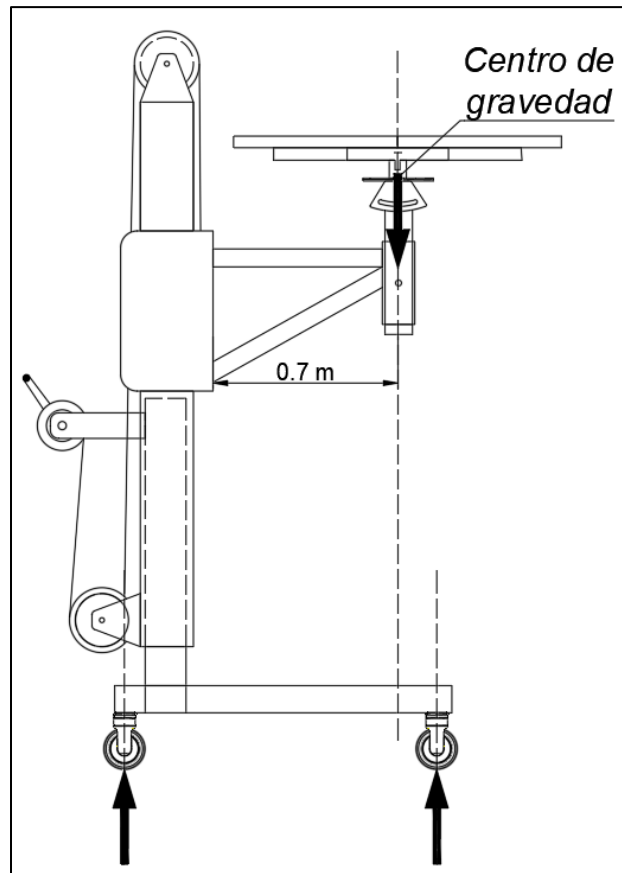


Figura 78. Línea de acción de las reacciones de los apoyos de la máquina y su centro de gravedad.

**Fuente:** Autor

En base a la figura 78, se propone una base de 1 m de longitud, con el fin de que la máquina no vuelque en el caso de que exista una pequeña excentricidad entre el centro de gravedad de la plancha y la plataforma y también, con el fin de que su longitud no afecte el proceso de instalación de las planchas.

Con la longitud de la base propuesta, se presenta el diagrama de cuerpo libre de la tubería de la base en el que se presenta el momento generado por el peso de la plancha y la plataforma y las reacciones generadas por las ruedas (figura 79). En este caso, se propone que la columna del sistema de elevación se encuentre ubicada a 0.1m del apoyo izquierdo.

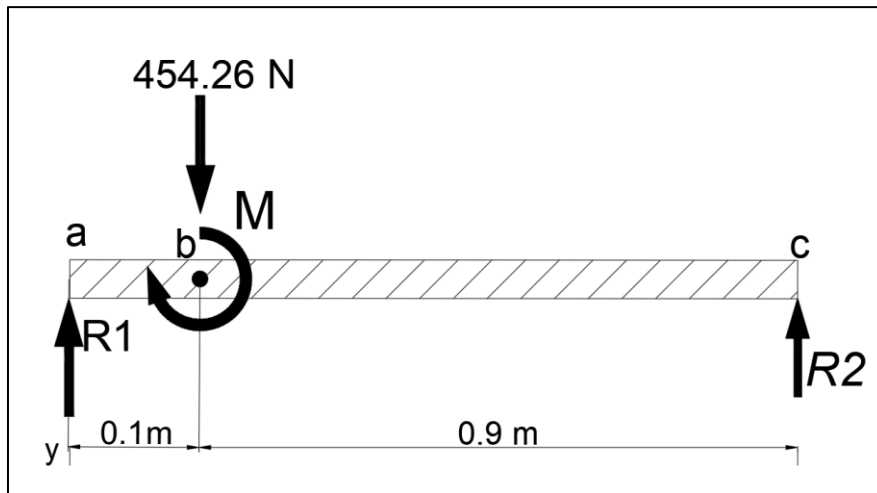


Figura 79. Diagrama de cuerpo libre de la barra donde se apoyará la columna.

Fuente: Autor

El momento es generado por el peso de la plancha y la plataforma, y el brazo es la distancia entre la plataforma y el soporte de la plataforma, de esta manera se tiene:

$$M = \left( 46.32 \text{ kg} * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) * (0.7\text{m})$$

$$M = 317.98 \approx 318 \text{ Nm}$$

Asumiendo un sentido antihorario como positivo para los momentos y realizando una sumatoria de momentos respecto al punto *a* se tiene:

$$\sum M_a = 0$$

$$(R_2 * 1 \text{ m}) - M - (454.26 \text{ N} * 0.1\text{m}) = 0$$

$$(R_2 * 1 \text{ m}) - 318 \text{ Nm} - 45.42\text{Nm} = 0$$

Despejando  $R_2$  se tiene:

$$R_2 = \frac{363.42 \text{ Nm}}{1 \text{ m}}$$

$$R_2 = 363.42 \text{ N}$$

Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje *y* se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - 454.26 \text{ N} = 0$$

$$R_1 = 454.26 \text{ N} - 363.42 \text{ N}$$

$$R_1 = 90.84 \text{ N}$$

Una vez realizado, se plantea las ecuaciones de fuerzas cortantes y momentos flector para los diferentes tramos de la figura 79.

Para el tramo a´

$$V_a = 90.84 \text{ N}$$

$$M_a = -90.84 \text{ N} * 0.1 \text{ m}$$

$$M_a = -9.084 \text{ Nm}$$

Para el tramo b´:

$$V_b = V_a - 454.26 \text{ N}$$

$$V_b = 90.84 \text{ N} - 454.26 \text{ N}$$

$$V_b = -363.43 \text{ N}$$

$$M_b = M_a - 363.43 \text{ Nm}$$

$$M_b = -9.084 \text{ Nm} + 363.43 \text{ Nm}$$

$$M_b = -327.43 \text{ Nm}$$

Para el tramo c´:

$$V_c = V_b - 363.43 \text{ N}$$

$$V_c = 363.43 \text{ N} - 363.43 \text{ N}$$

$$V_c = 0 \text{ N}$$

$$M_c = M_b + (363.43 * 0.9) \text{ Nm}$$

$$M_c = -327.43 \text{ Nm} + (363.43 * 0.9) \text{ Nm}$$

$$M_c = 0 \text{ N}$$

Trazando el diagrama de fuerza cortante y momento flector se tiene:

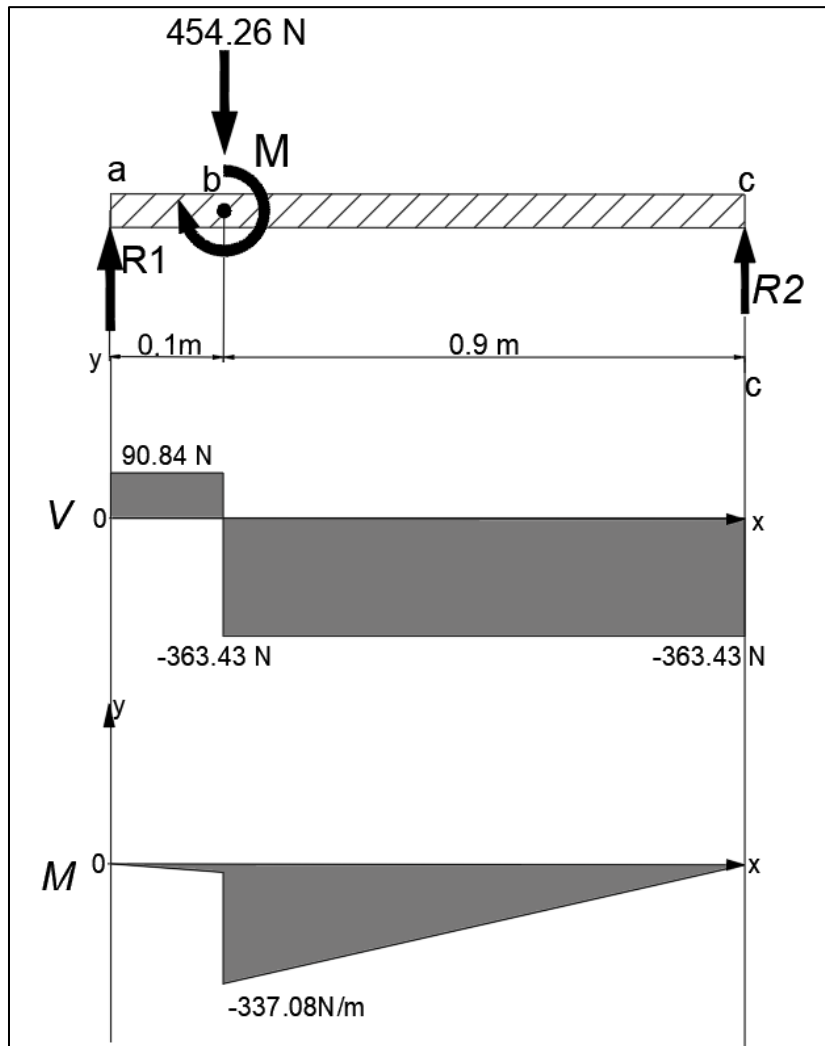


Figura 80. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra donde se apoyará la columna del sistema.

**Fuente:** Autor

En base al momento flector máximo presente en la figura 80, se selecciona el perfil de tubería. El perfil con el que se trabajará será tubería estructural rectangular de la empresa “Import Aceros”. El esfuerzo de fluencia se selecciona del anexo 13.

Empleando la ecuación 3 se tiene:

$$S_u = \frac{337.08 \text{ Nm} * 2}{285 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$S_u = 2.36 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S_u = 2.36 \text{ cm}^3$$

Con el fin de aprovechar la longitud con la que se comercializan las tuberías, que es de 6 metros y reducir gastos innecesarios en cambios de dimensiones para las tuberías

estructurales, se utilizará un perfil cuadrado de 75 mm x 2 mm de espesor con un módulo resistente de  $13.47 \text{ cm}^3$ , mismo perfil que fue seleccionado anteriormente para la columna del sistema.

Empleando la ecuación 4 para comparar sus módulos resistentes se tiene:

$$13.47 \text{ cm}^3 \geq 2 \text{ cm}^3$$

En la vista frontal de la máquina representada en la figura 77, se puede observar que, los apoyos que irán colocados transversalmente al calculado con anterioridad, no soportan el momento producido por la carga, a pesar de esto, se opta por utilizar el mismo perfil seleccionado anteriormente con el fin de aprovechar el mismo material.

Debido a que la plancha se debe cargar sobre la plataforma, siempre de forma frontal a la máquina y no de forma lateral, se opta por colocar una longitud de 1 metro para estos soportes (figura 81) .

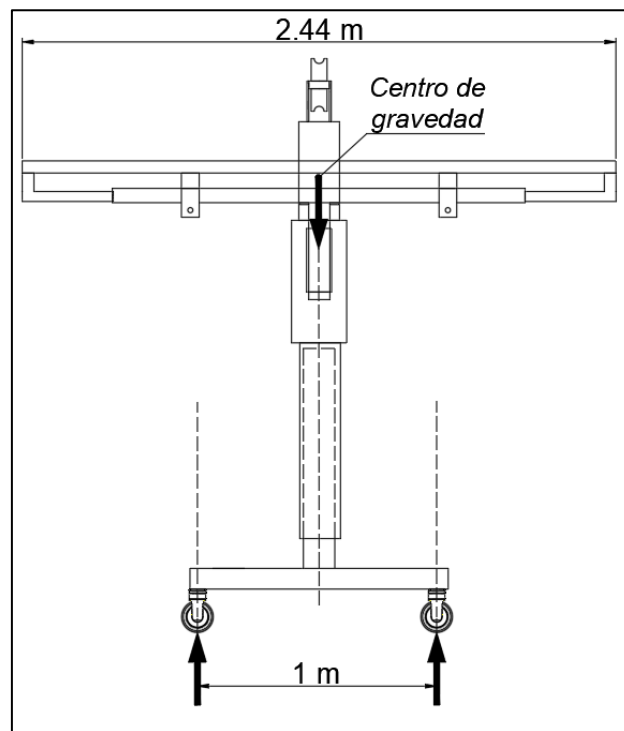


Figura 81. Vista frontal de la línea de acción de los apoyos de la máquina.

**Fuente:** Autor

La columna cuadrada de 70 mm, justo con el sistema de elevación, se introducirá en un soporte de tubería cuadrada de 75 mm x 2 mm de espesor soldado sobre la base de la máquina, adicional a esto, se añaden 4 soportes triangulares soldados para reforzar la base.

El modelo propuesto para la base se muestra en la figura 782, y sus dimensiones se encuentran especificadas en el plano anexo.

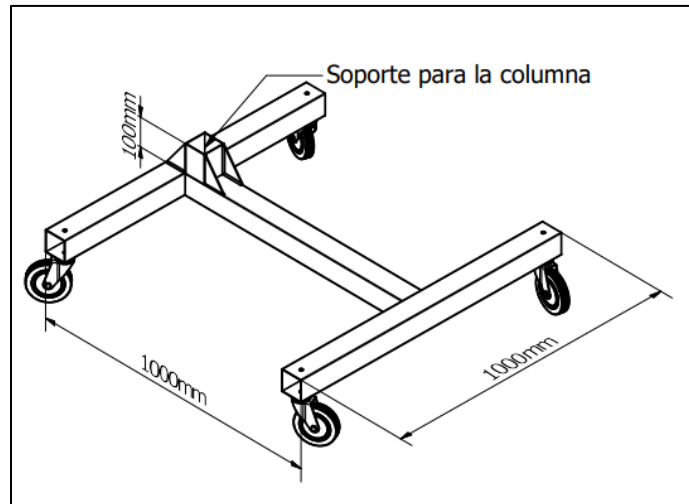


Figura 82. Esquema de la base para el soporte de la columna del sistema.

Fuente: Autor

### 6.5.2 Selección de las ruedas de la máquina

En base a la selección de perfil anterior, y en función de la figura 82, se puede notar que las ruedas de la máquina estarán colocadas en la barra frontal y trasera de la base de la máquina, en estas barras estarán presentes las reacciones de la barra transversal en la que se colocará el sistema de elevación, de esta forma, conociendo el valor de la reacción calculada anteriormente  $R_2 = 318 \text{ N}$ .

De esta forma, se puede realizar un diagrama de cuerpo libre de la barra en la que irán colocadas las ruedas de la máquina.

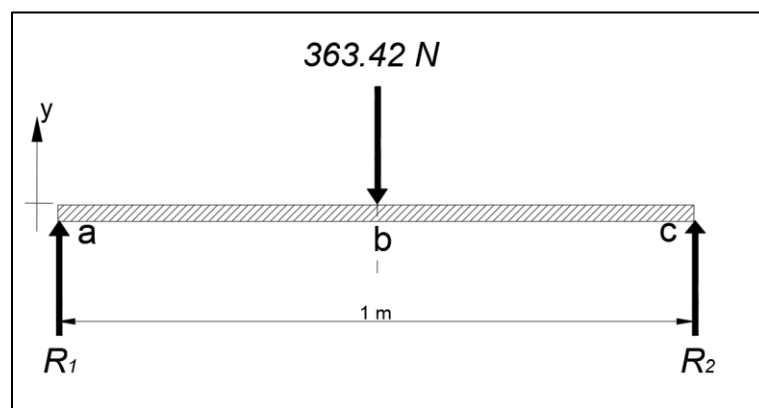


Figura 83. Reacciones presentes en la barra donde se colocarán las ruedas.

Fuente: Autor



Realizando una sumatoria de momentos se tiene:

$$\sum Ma = 0$$

$$(R_2 * 1 \text{ m}) - (363.42\text{N} * 0.5 \text{ m}) = 0$$

$$R_2 = \frac{(363.42\text{N} * 0.5 \text{ m})}{1\text{m}}$$

$$R_2 = 181.71\text{N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - 318\text{N} = 0$$

$$R_1 = -R_2 + 318\text{N}$$

$$R_1 = 363.42 \text{ N} - 181.71\text{N}$$

$$R_1 = 181.71 \text{ N} = 16.21\text{kgf}$$

En base a esto, se selecciona las ruedas para la máquina.

Del catálogo de ruedas domésticas-industriales “Ruedas AFO” del anexo 15, se seleccionan 4 ruedas, dos con freno y dos libres, con nomenclatura 9/50 FA MT GN.

**Tabla 10**

*Propiedades de las ruedas seleccionadas*

<b>Característica</b>	<b>Descripción</b>
Diámetro de la rueda	50 mm
Altura total	82mm
Carga total	35kgf
Tipo de rueda	Rueda de goma
Tipo de freno	Dispositivo freno de acción simple. Bloqueo único y exclusivo de la rueda
Acople	Manguito extensible para tornillo

Fuente: Autor

## 6.6 Cálculo de las uniones soldadas

Para el cálculo de las uniones soldadas, se analizará el punto más crítico que en este caso, es la unión soldada que existe entre los tubos del soporte de la plataforma y el sistema de elevación, tal y como se indica en la figura 84:

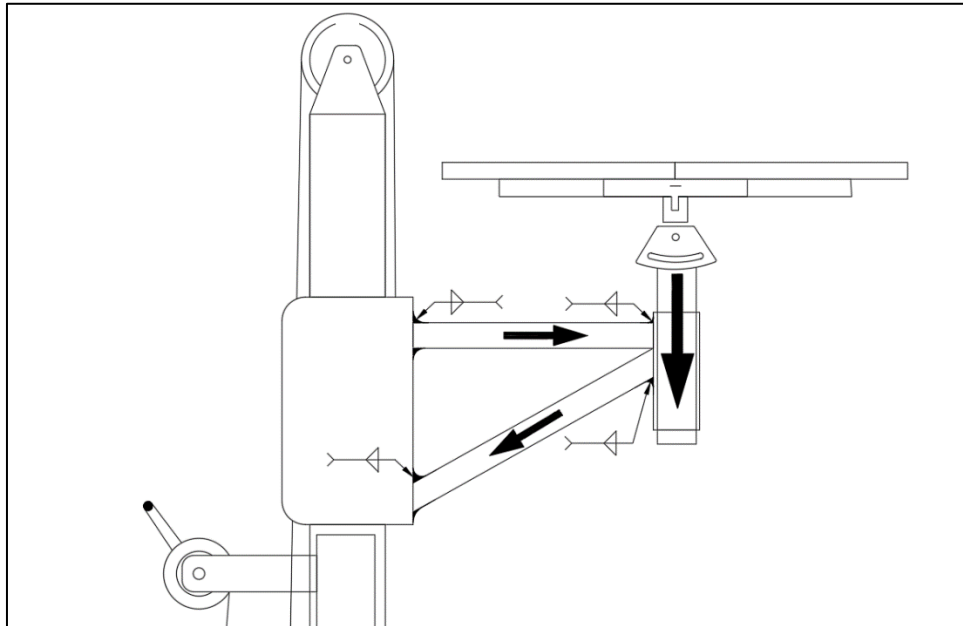


Figura 84. Uniones soldadas a filete existentes en el soporte de la plataforma.

**Fuente:** Autor

En el capítulo 6.4.1.2, “Cálculo del soporte de la plataforma” se determinó la carga que soportará cada barra, por lo que se conoce que la barra inferior del triángulo se encuentra sometida a compresión y la superior a tracción, siendo la barra inferior sometida a compresión, la que presenta una mayor carga de trabajo.

Además de esta, la soldadura que une el brazo, con el soporte en el que se colocará la plataforma, está sometida a un esfuerzo cortante directo, razón por la cual, se realizará el análisis de estas dos uniones soldadas.

En la figura 85, se presenta una vista cercana de la soldadura de filete que soportará la carga cortante.

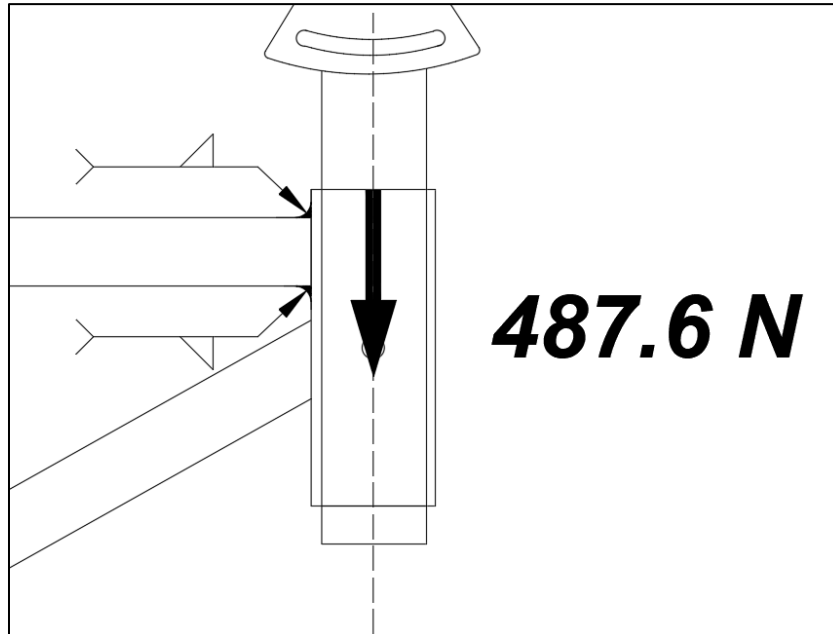


Figura 85. Uniones soldadas a filete existentes en el soporte de la plataforma y la carga cortante aplicada.

**Fuente:** Autor

Conociendo que la tubería que se soldará es una tubería cuadrada 1 1/4" con 0.9 mm de espesor,  $A_w$  se obtiene en base a la figura 24 suponiendo una soldadura de 1 1/4 in de largo en la parte superior e inferior del tubo cuadrado.

$$A_w = 2b$$

$$A_w = 2(1.25)\text{in}$$

$$A_w = 2.5 \text{ in} = 63.5\text{mm}$$

Empleando la ecuación 27 se tiene:

$$f_s = \frac{487.6\text{N}}{63.5 \text{ mm}}$$

$$f_s = 7.68 \text{ N/mm}$$

En base a la ecuación 28 y empleando un electrodo 6013 recomendado para estructuras livianas en base al fabricante Indura (anexo 16), que permite la soldadura en todas las direcciones y con una resistencia de 60 kpsi.

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.30(60\ 000\text{psi})$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 18000 \text{ psi} = 124.1 \text{ N/mm}^2$$

Mediante la ecuación 30, la dimensión de la garganta de la soldadura será igual a:

$$t = \frac{7.68 \text{ N/mm}}{124.1 \text{ N/mm}^2}$$

$$t = 0.062 \text{ mm}$$

El ancho de pierna se calcula empleando la ecuación 31, suponiendo un filete de  $45^\circ$  se tiene:

$$w = \frac{0.062 \text{ mm}}{\text{Cos}45^\circ}$$

$$w = 0.08 \text{ mm}$$

Seleccionando un tamaño de ancho de pierna de 3 mm para las soldaduras en base a la tabla 5, teniendo en cuenta que el espesor de la placa a soldar es inferior a 6 mm.

## 6.8 Diseño final de la máquina

El diseño final de la máquina se presenta en la figura 86, en ella se señalan las tres partes principales que conforman la máquina: la plataforma, donde se colocará la plancha para la elevación, el sistema de elevación que permitirá elevar la plancha y dejarla fija para la instalación de la plancha y la base de la máquina, que dará estabilidad y permitirá el desplazamiento y bloqueo de la máquina sobre el suelo.

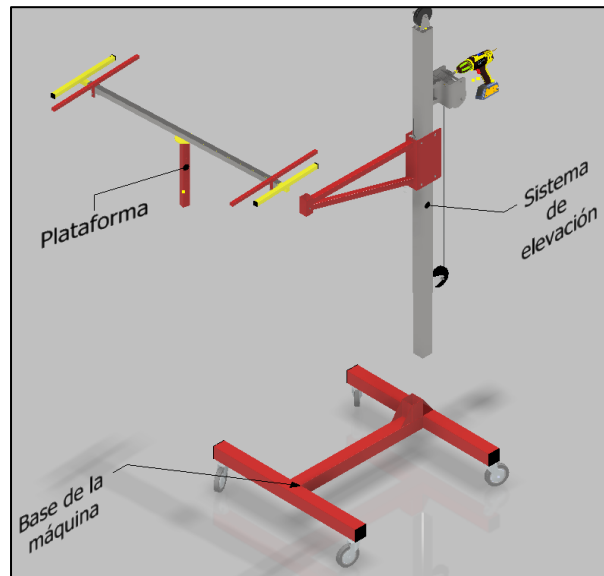


Figura 86. Elementos que conforman la máquina

**Fuente:** Autor

En la figura 87 se presenta la plancha colocada en la plataforma y la máquina en su posición más baja, previo a la elevación de la plancha.

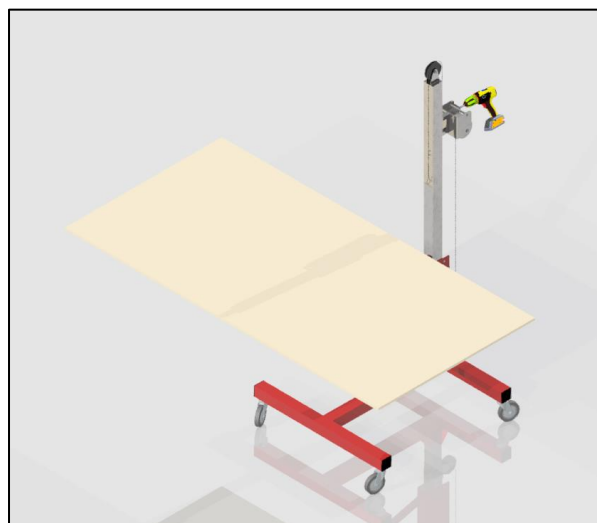


Figura 87. Plancha de gypsum colocada sobre la plataforma.

Fuente: Autor

Consecutivamente en la figura 88 se presenta la plancha ya elevada hasta la posición en la que se instalará. En la imagen también se puede observar que, debido a la configuración de la máquina, la parte inferior de la máquina queda libre para que el operario pueda colocar la escalera y maniobrar libremente durante la instalación.



Figura 88. Plancha de gypsum colocada sobre la plataforma en su altura máxima.

Fuente: Autor

En la figura 89 se puede ver la vista posterior de la máquina.



Figura 89. Vista posterior de la plancha de gypsum colocada sobre la plataforma en su altura máxima.

## 6.9 Análisis técnico económico del diseño propuesto

Los gastos varios, materiales, componentes y el costo total para la construcción de la máquina se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 11**

*Costos de materiales de la máquina*

<b>Materiales y componentes</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo en dólares</b>
Tubería cuadrada 3/4", 1.1 mm de espesor, 6 m, acero ASTM A366	1	4.80
Tubería cuadrada 1 1/4", 0.9 mm de espesor, 6 m, acero ASTM A366	1	6.70
Tubería cuadrada 1", 1.5 mm de espesor, 6 m, acero ASTM A366	1	10.95
Tubería cuadrada 40 mm ,1.5 mm de espesor, 6 m, acero ASTM A366	1	10.30
Tubería cuadrada 50 mm ,1.5 mm de espesor, 6 m, acero ASTM A366	1	10.50
Tubería cuadrada 70 mm ,1.8 mm de espesor, 2 m, acero ASTM A500 grado B	1	31.30
Tubería cuadrada 75 mm ,2 mm de espesor, 2 m, acero ASTM A500 grado B	2	63.80
Platina 19 mm de ancho, 3 mm de espesor, 6 m, acero ASTM A36	1	4.25
Plancha de acero, 2 mm de espesor, 1.22m x 2.44m, acero ASTM A36	1	52.40
Perno hexagonal 1/4" x 2" rosca UNC	5	0.6
Perno redondo 1/4" x 1" rosca UNC	1	0.2
Tuerca 1/4"rosca UNC	2	0.3
Electrodo 6011 1/8"	1 libra	2.15
Cable de acero 3/32", 7x19	8 metros	6.4

Polea nylon	2	20
Perno hexagonal 1/2" x 1.5" rosca UNC	2	0.4
Grilletes de acero galvanizado 3/16"	2	2
Perno hexagonal 1/4" x 2.5" rosca UNC	2	1
Perno cabeza redonda 1/4" x 1 1/2" rosca UNC	4	1.25
Rodamiento de bolas FAG 627	8	24
Grúa de tornillo sin fin WG1500HD	1	170
Ruedas AFO 9/50 FA MT GN	4	20
Pintura		20
Mano de obra		100
<b>TOTAL</b>		<b>530.50</b>

Fuente: Autor

Se indagó en varios locales de la ciudad de Loja el costo de instalación de gypsum, y se puede determinar que el precio promedio de metro cuadrado de gypsum instalado es de 15\$, teniendo esto en cuenta se puede calcular que:

$$\text{Amortización} = \frac{\text{Costo de la máquina}}{\text{Precio de metro cuadrado instalado}}$$

$$\text{Amortización} = \frac{530.5 \$}{15 \frac{\$}{\text{m}^2}}$$

$$\text{Amortización} = 35.36 \text{ m}^2$$

Pudiendo notar que la inversión se recuperará luego de la instalación de 35.36 metros cuadrados de gypsum, tomando en cuenta que la misma persona realice la instalación sin tener que pagar operarios.

Por otro lado, si se realiza un mantenimiento total, incluyendo un cambio cambio de cable de acero y de poleas, tendría un costo aproximado de 25 dólares, esto teniendo en cuenta que el elemento principal a tener en cuenta para el mantenimiento será el cable de acero.



## 7. Discusión

El diseño de la máquina de elevación para la instalación de planchas de gypsum para trabajos en interiores recopila información sobre el funcionamiento de máquinas de elevación similares, permitiendo la instalación de planchas de tamaño comercial o recortes de menor tamaño.

Con la búsqueda de máquinas análogas para la instalación de planchas de gypsum, se puede notar que emplean sistemas de elevación similares al propuesto, mediante el uso de cables de acero y poleas, aunque algunas otras máquinas de fabricación artesanal y comercial pueden emplear sistemas de elevación mediante el empleo de cadenas y engranes.

Se puede notar que una de las principales diferencias entre el modelo comercializado por la empresa WURTH “Elevador de placas de cartón-yeso” y el diseño realizado, es la configuración de los elementos de la máquina, como es el cabrestante para la elevación que es de accionamiento manual, ubicado en un soporte distante de la columna del sistema, haciendo la máquina más grande en comparación a la que se propone.

Si se tiene en cuenta el modelo “Elevador de placas y paneles” de la empresa “SVELT”, se puede notar que la columna del sistema es mucho menos robusta que la que se propone en el sistema, debido a que este modelo no está sometido a cargas excéntricas debido a su configuración, sin embargo, esto repercute en el proceso de instalación, ya que, la configuración de la columna y la plataforma, impide que el operario o instalador tenga libertad de movimiento debajo de la plancha para la instalación, a comparación del sistema que se diseñó, en la que su configuración permite que el operario o instalador tenga total libertad de desplazamiento debajo de la plataforma de la plancha, aunque esto se ve reflejado en el mayor tamaño de la columna de la máquina.

Adicional a esto, se puede notar que el método de accionamiento de estos modelos comerciales es de manera manual, mediante el uso de un volante con manivela o solo manivela que se encuentra a un lado de la columna de la máquina.

En el modelo comercial máquina de elevación de placas de gypsum de la empresa “EQUUS”, se puede notar que esta emplea un freno manual que permite asegurar la plataforma a la altura deseada, por lo que el operario también debe ocuparse de esto durante la elevación; por otro lado, el sistema de elevación propuesto cuenta con un sistema de auto bloqueo brindado por el sistema de tornillo sin fin-corona.

Mediante el uso de la grúa de tornillo sin fin o drill winch, se reducirá la velocidad del taladro y se aumentará su torque para elevar la carga, de esta forma, se busca alcanzar una velocidad lineal que permita al operario tener control total de la velocidad de elevación, teniendo en cuenta también, que esta velocidad es regulable en función de las necesidades del operario y de los rpm que aplique en el taladro.

La plataforma en la que se colocará la plancha en el modelo diseñado, cuenta con rodamientos para permitir que se deslice sobre la columna del sistema, algo que no está presente en los modelos mencionados precedentemente. Esto permite que la plataforma pueda ser colocada a una altura mucho más cercana al piso reduciendo el trabajo que debe realizar el operario para colocar la plancha en la plataforma para su posterior elevación.

Debido a que el sistema tornillo sin fin-corona, solo permite la transmisión de movimiento desde el tornillo hacia el engrane, el operario no se preocupa por sostener y posicionar la plancha durante la instalación, ya que el sistema tornillo sin fin-corona bloquea automáticamente la carga a la altura que el operario desee realizar la instalación, en comparación con los modelos mencionados, que cuentan con un sistema de freno manual accionado por el operario. Además de esto, la base del sistema permite que el operario coloque la escalera debajo de la plancha, sin que esta se vea obstaculizada por la columna de la máquina.

Si se tiene en cuenta la investigación realizada por (Montaño, 2018), se puede notar que el proceso de diseño es similar al planteado, teniendo en común como primer punto las necesidades del sistema a elevar, posterior a esto la selección del sistema de elevación en base a las características requeridas y selección mediante una matriz de ponderación y validación de elementos mediante simulación.

Comparando el diseño realizado con el diseño propuesto por (Gómez, 2016) o por (Cacarín, 2014), se puede notar que los diámetros de cable seleccionados son superiores, 10.34 mm y 8 mm correspondientemente, en comparación al cable seleccionado en el diseño realizado que es de 2.5 mm. Esto se debe a que la selección de este elemento depende enteramente del peso a elevar y el tipo de máquina que se diseña.

## 8. Conclusiones

- Se definieron las características operacionales y de funcionamiento de la máquina en base a los requerimientos que se presentan durante la instalación. El diseño de la máquina permite la elevación de planchas de un peso máximo de 35.72 kg, con un espesor de 3/8 de pulgada, que es el espesor y peso máximo de planchas de gypsum para instalación en techos presente en el mercado local. El tamaño máximo de plancha que se podrá colocar en la plataforma de la máquina es de 1.22 metros x 2.44 metros, siendo este el tamaño estándar de una plancha de gypsum según la norma NTE INEN UNE-EN 520:2005. La altura máxima de elevación de la plancha permitida por la máquina para la instalación es de 3.20 metros, esto en función de la normativa INEN 313 1978-01 y otras recomendaciones brindadas por el MIDUVI.
- Se diseñaron los componentes de la máquina de elevación de planchas de gypsum, considerando que la máquina consta de las siguientes partes: plataforma de la máquina, sistema de elevación y base de la máquina. La plataforma de la máquina está formada por tubería estructural cuadrada, de tal forma que su configuración brinde estabilidad a la plancha durante su elevación. El sistema de elevación se encuentra conformado por una columna telescópica de tubería estructural cuadrada; la elevación de esta columna telescópica se realiza mediante un sistema electromecánico conformado por cable de acero de 2.5 mm 7x19 hilos con recubrimiento de PVC y poleas para cable de acero de 100 mm de diámetro exterior, este sistema se acciona mediante un sistema de tornillo sin fin-corona de accionamiento mediante taladro eléctrico o manual mediante una manivela, este elemento tiene una capacidad de elevación de 650 kg y una relación de engranes de 30:1, permitiendo elevar la plataforma hasta su altura máxima es 47.62 segundos. La base de la máquina permite el desplazamiento y su bloqueo sobre el suelo mediante el uso de cuatro ruedas de goma de 50 mm, dos con freno y dos libres con nomenclatura 9/50 FA MT GN.
- Se realizó el análisis técnico-económico que permitió determinar el costo de construcción de la máquina, con un total de \$530.50, siendo un costo relativamente bajo, teniendo en cuenta que en el mercado local no se comercializan este tipo de máquinas.

## **9. Recomendaciones**

- Analizar si el diseño de la máquina se puede implementar a otros trabajos similares que se realicen enteramente mediante la fuerza física del trabajador.
- Indagar sobre otras formas de accionamiento para el sistema de elevación que sirvan como alternativa para la máquina, y que permita reducir su costo de construcción.
- El diseño de la máquina se puede replantear para añadir otras características que faciliten el trabajo al operario; como opción se podría implementar un sistema que permita también el transporte de varias planchas hasta el lugar de instalación, utilizando la máquina adicionalmente también como un montacarga.
- Estudiar la metodología utilizada para el diseño de la columna del sistema de elevación y compararlos con diferentes métodos de cálculo para seleccionar el método más adecuado.

## 10. Bibliografía

- AFO. (2020). *Catálogo General Ruedas*. Barcelona: Cualitys Rodas S.A.
- AMC. (13 de 08 de 2022). *AMC Ecuador*. Obtenido de AMC Ecuador:  
<https://amcecuador.com/>
- ANSI. (2019). *WEBSTORE ANSI*. Obtenido de WEBSTORE ANSI:  
[https://webstore.ansi.org/preview-pages/csa/preview\\_2428119.pdf](https://webstore.ansi.org/preview-pages/csa/preview_2428119.pdf)
- AUTODESK. (17 de 07 de 2023). *AUTODESK*. Obtenido de AUTODESK:  
<https://www.autodesk.mx/solutions/finite-element-analysis#:~:text=El%20an%C3%A1lisis%20de%20elementos%20finitos,efectos%20f%C3%ADsicos%20del%20mundo%20real.>
- Beer Johnston, C. (2010). *mecánica vectorial para ingenieros - Dinámica*. México DF: McGrawHill.
- Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg. (2010). *Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática*. México, D.F.: Mc Graw Hill.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2018). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Ciudad de México: Mc Graw Hill Education.
- Cacarán, E. G. (2014). *Diseño de una máquina elevadora eléctrica con capacidad máxima de 500 kg para un taller mecánico automotriz*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Camilo Sandoval Rodríguez, Mejía, R. V., Velosa, E. D., & Cardozo, A. C. (2010). ESTIMACIÓN DE VELOCIDAD DEL MOVIMIENTO DE MANO USANDO REDES NEURONALES ARTIFICIALES Y MEDICIONES ELECTROMIOGRÁFICAS. *Revista Ingeniería Biomédica*, 16.
- DESIGN, L. T. (26 de 08 de 2022). *ROCKBOTIC*. Obtenido de ROCKBOTIC:  
<https://rockbotic.com/>
- Diego Cavazos de Lira, M. (18 de 11 de 2022). *DocPlayer*. Obtenido de DocPlayer:  
<https://docplayer.es/75765165-Capitulo-1-introduccion-analisis-estructural-diego-cavazos-de-lira-m-c.html>
- DIPAC. (2022). *DIPAC*. Obtenido de DIPAC: <https://dipacmanta.com/>

DuttonLainson. (2023). *DuttonLainson*. Obtenido de DuttonLainson : <https://www.dutton-lainson.com/>

Dutton-Lainson, C. (05 de 07 de 2023). *Dutton-Lainson Company*. Obtenido de Dutton-Lainson Company: <https://www.dutton-lainson.com/>

e-STRUC. (22 de 01 de 2023). *e-STRUC*. Obtenido de e-STRUC: <https://e-struc.com/>

Etex. (12 de 06 de 2022). *Etex Ecuador*. Obtenido de Etex Ecuador: <https://www.etex.com.ec/wp-content/uploads/2020/05/Placas-Romeral-Digital-1.pdf>

FAG. (2014). *Rodamientos FAG*. Barcelona: FAG Sales Europe GmbH. Obtenido de Rodamientos FAG.

French, M. (1999). *Conceptual Design for Engineers*. Reino Unido: Springer .

Galicia, X. d. (13 de 08 de 2022). *Xunta de Galicia*. Obtenido de Xunta de Galicia: <https://www.edu.xunta.gal/portal/>

Gómez, L. D. (2016). *Diseño de un elevador montacargas con capacidad de 500 kilogramos*. Ciudad de México: Instituto Politecnico Nacional.

Gutiérrez, R. I. (2013). *OpenCourseWare*. Obtenido de OpenCourseWare: <https://ocw.unican.es/?redirect=0>

Horváth, D. I. (2005). CONCEPTUAL DESIGN: INSIDE AND OUTSIDE. *Faculty of Design, Engineering and Production*, 10.

ImportAceros. (2023). *Import Aceros*. Obtenido de Import Aceros: <https://www.importaceros.com/>

INDURA. (2023). *Manual de sistemas y materiales de soldadura*.

INDUSTRY, U. S. (2022). *UNITED STEEL INDUSTRY* . Obtenido de UNITED STEEL INDUSTRY : <https://www.united-steel.com/>

INEN. (2006). *CODIGODEPRACTICA PARA COLOCACIÓN DE LAMINASDE ASBESTO-CEMENTO ENCUBIERTAS DE EDIFICIOS*. QUITO: INEN.

INSST. (22 de 08 de 2022). *JMCPRL*. Obtenido de JMCPRL: <https://www.jmcprl.net/>

Junquera, J. (2020). *Movimiento de Rotación*. Santander: Universidad de Cantabria.

- Lapiedra, V. A., Zárate, J. M., Hernández, J. B., Felipe, A. G., Armijo, A. G., & Calvo, E. R. (2006). La carga física de trabajo Los límites del sistema mano-brazo. *MAPFRESEGURIDAD*, 10.
- Llano, R. S. (1999). *Estática aplicada*. Mendoza: EDIFI.
- Martínez, A. (2018). Elevador de tijeras hidráulico | animación en Solidworks.
- MIDUVI. (Febrero de 2018). *MIDUVI*. Obtenido de MIDUVI: <https://www.habitatyvivienda.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2018/04/LINEAMIENTOS-MINIMOS-PARA-REGISTRO-Y-VALIDACION-DE-TIPOLOGIAS-DE-VIVIENDA.pdf>
- Ministerio de empleo y seguridad social. (2012). *Guía para la selección de ayudas a la manipulación de cargas*. Madrid: Centro Nacional de Nuevas Tecnologías.
- Montaño, M. L. (2018). *DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA UN SISTEMA DE TRANSPORTE*. Pereira: UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA.
- Mora, A. G. (13 de 03 de 2023). *Gmoralexv2*. Obtenido de Gmoralexv2: <https://gmoralexv2.weebly.com/>
- NIOSH. (2006). Preventing Injuries from installing Drywall. *Workplace, Safety and Health*, 4.
- Norton, R. L. (2011). *DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado*. Naucalpan de Juárez, Estado de México: PEARSON.
- NSK. (2023). *NSK*. Obtenido de NSK: <https://www.nskamericas.com/es.html>
- Project, N. Z. (2000). *New Zealand Digital Library Project*. Obtenido de New Zealand Digital Library Project: <https://www.nzdl.org/cgi-bin/library.cgi>
- Promesa. (2023). *Promesa*. Obtenido de Promesa: <https://www.promesa.com.ec/>
- Pytel, & Singer. (2008). *RESISTENCIA DE MATERIALES*. México D.F: Oxford University Press.
- Pytel, A., & Singer, F. L. (2012). *Resistencia de Materiales*. México: Alfaomega Grupo Edito.
- Rodriguez, A. (2022). *Física I-Diagramas de cuerpo libre*.

Rodríguez, D. J. (17 de 08 de 2022). *Research and Development in Computational Mechanics*. Obtenido de Research and Development in Computational Mechanics: <https://juanrodriguezprieto.wordpress.com/>

RODRIGUEZ, F. D. (2019). *PERFILES ESTRUCTURALE*. CUAUTITLÁN IZCALLI, EDO. DE MÉXICO.: UNAM.

Ropeblock. (2023). *Ropeblock*. Obtenido de Ropeblock: <https://ropeblock.com/>

S.L., N. E. (2023). *Technical Courses*. Obtenido de [http://www.technicalcourses.net/portal/es/inicio/inicio\\_index.php](http://www.technicalcourses.net/portal/es/inicio/inicio_index.php)

S.L., C. (Marzo de 2023). *CORPOMACHINE S.L*. Obtenido de CORPOMACHINE S.L.: <https://www.corpomachine.com/>

Serway, R. A., & John W. Jewett, J. (2008). *FÍSICA para ciencias e ingeniería*. México, D.F: CENGAGE Learning.

SL, M. (2022). *MBP Spray Equipment*. Obtenido de <https://www.mbpspray.com/es>

SoloStocks. (2022). *SoloStocks*. Obtenido de SoloStocks: <https://www.solostocks.com/>

SUMITEC. (2022). *SUMITECCR*. Obtenido de SUMITECCR: <https://www.sumiteccr.com/acero/estructural/AE10.pdf>

Tools, C. (2022). *CorderoTools*. Obtenido de CorderoTools: <https://corderotools.com/presta16/>

Transec. (17 de 08 de 2022). *Transec*. Obtenido de Transec: <https://www.transec.com.ar/>

TRUPER. (2023). *Truper Catálogo*. Obtenido de Truper Catálogo: <https://www.truper.com/CatVigente/Cables-De-Acero-FIERO-24.html>

Useche, L. V. (2018). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pereira: UTP.

USG Corporation. (2016). *THE GYPSUM CONSTRUCTION HANDBOOK*. En USG, *THE GYPSUM CONSTRUCTION HANDBOOK* (pág. 537). USG Corporation.

Vera, A., Ruíz, G., & Pozo, R. (2006). *CARACTERIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO EN FRACTURA DE PANELES SANDWICH DE PLACA DE Y*. Madrid, España: 1Departamento de Tecnología de la Edificación.



Wikipedia. (29 de Marzo de 2023). *Wikipedia*. Obtenido de <https://es.m.wikipedia.org/>

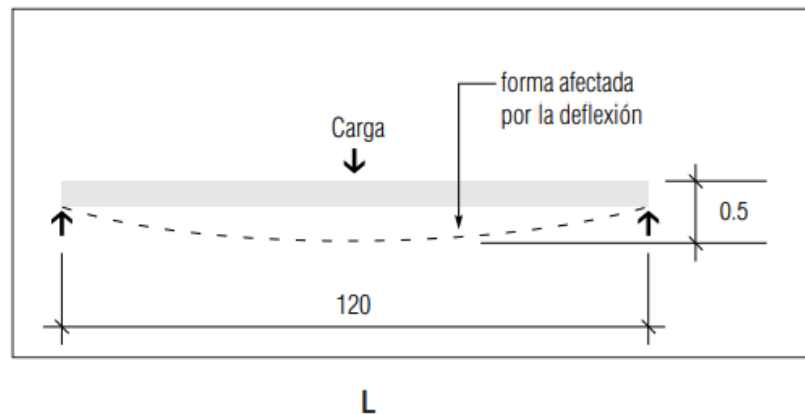
## 11. Anexos

### Anexo 1 Módulo de elasticidad de las placas de yeso laminado (Gypsum)

CONSTITUYENTE	$G_F$ en N/m		$f_t$ en MPa		E en MPa	
	Medio	$\sigma$	Medio	$\sigma$	Medio	$\sigma$
YESO LAMINADO	463,16	33,52	1,55	0,22	348,33	64,09
LANA DE ROCA	157,12	31,56	0,085	0,009	98,63	26,63
YESO	17,11	5,10	0,50	0,26	--	--
PAPEL	1.024,67	73,60	10,28	0,60	27,7	11,27

Fuente: (Vera, Ruíz, & Pozo, 2006)

### Anexo 2 Deformación máxima permitida en placas de Gypsum según su longitud



$$D = \text{Límite de deflexión} = \underline{\underline{240}}$$

Fuente: (USG Corporation, 2016)

### Anexo 3 Propiedades físicas de distintos materiales

**TABLA B-1. Propiedades físicas medias de los metales más comunes (unidades SI)**

METALES	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Coeficiente de dilatación lineal [ $\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ]	Límite de proporcionalidad (MPa) <sup>a</sup>		Resistencia última (MPa)			Módulo de elasticidad (GPa)		Elongación (%) (en 50 mm)
			Tensión	Cortante	Tensión	Compr.	Cortante	<i>E</i>	<i>G</i>	
Acero, 0.2% carbono, laminado en caliente	7 850	Varía de 11.0 a 13.2  El valor medio es 11.7	240	150	410	<i>b</i>	310	200	80	35
0.2% carbono, laminado en frío	7 850		420	250	550	<i>b</i>	420	200	80	18
0.6% carbono, laminado en caliente	7 850		420	250	690	<i>b</i>	550	200	80	15
0.8% carbono, laminado en caliente	7 850		480	290	830	<i>b</i>	730	200	80	10
Fundición gris	7 200	10.8	<i>c</i>	<i>d</i>	140	520	<i>d</i>	100	40	Pequeña
Fundición maleable	7 200	11.9	250	160	370	<i>b</i>	330	170	90	18
Hierro forjado	7 700	12.1	210	130	350	<i>b</i>	240	190	70	35
Aluminio fundido	2 650	23.1	60		90	<i>b</i>	70	70	30	20
Aluminio, aleación 17ST	2 700	23.1	220	150	390	<i>b</i>	220	71	30	—
Latón, laminado (70% Cu, 30% Zn)	8 500	18.7	170	110	380	<i>b</i>	330	100	40	30
Bronce, fundido	8 200	18.0	140		230	390	—	80	35	10
Cobre, estirado	8 800	16.8	260	160	380	<i>b</i>	—	120	40	4

**NOTAS**

<sup>a</sup> El límite de proporcionalidad y el módulo elástico, a compresión, pueden tomarse los mismos que a tensión, excepto en la fundición o hierro fundido cuyo límite de proporcionalidad es aproximadamente 180 MPa.

<sup>b</sup> Como resistencia última a compresión en materiales dúctiles puede tomarse el punto de cedencia o fluencia que es ligeramente superior al límite de proporcionalidad a tensión.

<sup>c</sup> No está bien definido, aproximadamente vale 40 MPa.

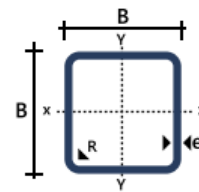
<sup>d</sup> La fundición falla por tensión diagonal.

Fuente: (Pytel & Singer, 2008)

## Anexo 4 Catálogo Propiedades estáticas tubo cuadrado mecánico fabricante Import Aceros

Designaciones			Área	Peso	Propiedades Estáticas		
					Eje x-x = y-y		
					Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B pulg.	B mm	e mm	A cm <sup>2</sup>	P kg/m	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
1/2	12	0,75	0,32	0,26	0,07	0,11	0,45
		0,90	0,38	0,30	0,08	0,13	0,45
		1,00	0,41	0,33	0,08	0,13	0,44
		1,1	0,45	0,36	0,09	0,14	0,44
5/8	15	0,75	0,41	0,33	0,16	0,19	0,58
		0,9	0,49	0,39	0,19	0,21	0,56
3/4	20	0,6	0,46	0,36	0,34	0,29	0,79
		0,75	0,56	0,45	0,4	0,34	0,78
		0,9	0,67	0,53	0,48	0,41	0,77
		1,1	0,8	0,64	0,54	0,47	0,77
		1,5	1,05	0,84	0,65	0,58	0,74
1	25	0,75	0,71	0,56	0,82	0,55	0,99
		0,9	0,85	0,67	1	0,67	0,97
		1,1	1,02	0,81	1,12	0,76	0,97
		1,5	1,35	1,08	1,39	0,97	0,95
1 1/4	30	0,9	1,03	0,81	1,79	1	1,18
		1,1	1,24	0,98	2,01	1,13	1,17
		1,5	1,65	1,31	2,54	1,47	1,15
1 1/2	40	1,1	1,68	1,33	5,03	2,1	1,58
		1,5	2,25	1,79	6,48	2,74	1,56
2	50	1,2	2,31	1,82	9,06	3,63	1,98
		1,5	2,85	2,26	11,06	4,42	1,97

Largo Normal:	6 metros
Recubrimiento:	Negro o Galvanizado
Norma de Calidad:	ASTM A366
Norma de Fabricación:	INEN 2415
Espesores:	Desde 0,60 a 1,50 mm
Observaciones:	Otras dimensiones y largos, previa consulta



**Área**= Área de la selección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>

**I**= Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>

**W**= Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>

**i**= Radio de giro de la sección cm



Fuente: (ImportAceros, 2023)

## Anexo 5 Catálogo Pernería y fijación fabricante Promesa



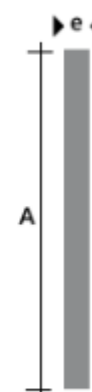
- Características:**
- Rosca UNC
  - Incluye tuerca hexagonal.

Código Promesa	Medidas	Pzs/ 50 kilos Aprox.	Embalaje	Código Promesa	Medidas	Pzs/ 50 kilos Aprox.	Embalaje	Código Promesa	Medidas	Pzs/ 50 kilos Aprox.	Embalaje
23372	1/4" x 1/2"	5750 Unids.	50 Kilos	23403	3/8" x 5"	615 Unids.	50 Kilos	23434	5/8" x 1 1/2"	400 Unids.	50 Kilos
23373	1/4" x 3/4"	4900 Unids.	50 Kilos	23404	3/8" x 6"	550 Unids.	50 Kilos	23435	5/8" x 2"	333 Unids.	50 Kilos
23374	1/4" x 1"	4550 Unids.	50 Kilos	23405	3/8" x 7"	476 Unids.	50 Kilos	23436	5/8" x 2 1/2"	294 Unids.	50 Kilos
23375	1/4" x 1 1/2"	3650 Unids.	50 Kilos	23406	3/8" x 8"	416 Unids.	50 Kilos	23437	5/8" x 3"	277 Unids.	50 Kilos
23376	1/4" x 2"	2840 Unids.	50 Kilos	23407	3/8" x 9"	370 Unids.	50 Kilos	23438	5/8" x 3 1/2"	265 Unids.	50 Kilos
23377	1/4" x 2 1/2"	2390 Unids.	50 Kilos	23408	7/16" x 1"	1250 Unids.	50 Kilos	23439	5/8" x 4"	250 Unids.	50 Kilos
23378	1/4" x 3"	2050 Unids.	50 Kilos	23409	7/16" x 1 1/2"	1100 Unids.	50 Kilos	23441	5/8" x 5"	185 Unids.	50 Kilos
23379	1/4" x 3 1/2"	1840 Unids.	50 Kilos	23410	7/16" x 2"	800 Unids.	50 Kilos	23442	5/8" x 6"	166 Unids.	50 Kilos
23380	1/4" x 4"	1500 Unids.	50 Kilos	23411	7/16" x 2 1/2"	760 Unids.	50 Kilos	23443	5/8" x 7"	142 Unids.	50 Kilos
23381	1/4" x 5"	1400 Unids.	50 Kilos	23412	7/16" x 3"	640 Unids.	50 Kilos	23444	5/8" x 8"	133 Unids.	50 Kilos
23382	5/16" x 1/2"	3750 Unids.	50 Kilos	23413	7/16" x 3 1/2"	570 Unids.	50 Kilos	23447	3/4" x 1 1/2"	300 Unids.	50 Kilos
23383	5/16" x 3/4"	3300 Unids.	50 Kilos	23414	7/16" x 4"	510 Unids.	50 Kilos	23448	3/4" x 2"	238 Unids.	50 Kilos
23384	5/16" x 1"	2840 Unids.	50 Kilos	23415	7/16" x 5"	440 Unids.	50 Kilos	23449	3/4" x 2 1/2"	200 Unids.	50 Kilos
23385	5/16" x 1 1/2"	2340 Unids.	50 Kilos	23416	7/16" x 6"	370 Unids.	50 Kilos	23450	3/4" x 3"	164 Unids.	50 Kilos
23386	5/16" x 2"	1830 Unids.	50 Kilos	23417	7/16" x 7"	350 Unids.	50 Kilos	23456	3/4" x 3 1/2"	150 Unids.	50 Kilos

Fuente: (Promesa, 2023)

## Anexo 6 Catálogo platinas laminadas de acero negro fabricante Import Aceros

Denominación	Dimensiones		Peso		Área
	mm		kg/m	kg/6m	cm <sup>2</sup>
	A	e			
PLT 12X3	12	3	0,28	1,70	0,36
PLT 12X4	12	4	0,38	2,45	0,48
PLT 12X6	12	6	0,57	3,40	0,72
PLT 19X3	19	3	0,45	2,68	0,57
PLT 19X4	19	4	0,60	3,58	0,76
PLT 19X6	19	6	0,89	5,37	1,15
PLT 25X3	25	3	0,59	3,53	0,75
PLT 25X4	25	4	0,79	4,71	1,00
PLT 25X6	25	6	1,18	7,07	1,50
PLT 25X12	30	3	0,71	4,24	0,90
PLT 30X3	30	4	0,94	5,65	1,20
PLT 30X4	30	4	0,94	5,65	1,20
PLT 30X6	30	6	1,41	8,47	1,80
PLT 30X9	30	9	2,12	12,71	2,70
PLT 30X12	30	12	2,83	16,95	3,60
PLT 38X3	38	3	0,89	5,37	1,15
PLT 38X4	38	4	1,19	7,16	1,52
PLT 38X6	38	6	1,79	11,40	2,28
PLT 38X9	38	9	2,69	16,11	3,42
PLT 38X12	38	12	3,58	21,48	4,56
PLT 50X3	50	3	1,18	7,08	1,50
PLT 50X4	50	4	1,58	9,42	2,00
PLT 50X6	50	6	2,26	14,16	3,00
PLT 50X9	50	9	3,53	21,20	4,50
PLT 50X12	50	12	4,71	28,26	6,00
PLT 65X6	65	6	3,06	18,37	3,90



Fuente: (ImportAceros, 2023)

## Anexo 7 Norma INEN 13:2006

CPE INEN 13

**6.1.1.1** Los locales cubiertos deben tener la suficiente ventilación interior para evitar la condensación del vapor de agua, motivada por los cambios de temperatura.

**6.1.2** *Inclinación de la cubierta.* La inclinación de la cubierta, en lo posible, no debe ser menor de 10°. Sin embargo, si fuera necesario una inclinación menor de 10°, deben aumentarse los valores indicados en 6.1.7 para el traslape de las láminas y las juntas deben sellarse cuidadosamente, de acuerdo con las recomendaciones del fabricante o las instrucciones del ingeniero o arquitecto encargado de la obra.

**6.1.3** *Correas.* En cada caída de la cubierta, todas las correas deben estar en un solo plano, debidamente alineadas y ancladas a la estructura soportante. Debe tomarse especial cuidado para que las láminas no se expongan a flexión al intentar apoyarlas sobre las correas.

**6.1.3.1** *Espaciamiento entre correas.* El espaciamiento entre correas debe determinarse de acuerdo a la longitud útil de las láminas, pero no debe exceder las siguientes distancias;

Espesor de la lámina mm	Distancia entre centros de correas m
6	1,70
7	1,80

**6.1.3.2** Las correas del cumbrero deben fijarse hasta 200 mm, como máximo de distancia comprendida entre el punto más alto de la cubierta y el perno de sujeción.

**6.1.4** A fin de evitar accidentes, deben usarse cambios o travesaños adicionales entre correas bajo los sectores translúcidos y alrededor de chimeneas, ventiladores u otros elementos salientes.

**6.1.5** Cuando la terminación de una cubierta requiera el empleo de una fila de láminas de menor longitud con menor espaciamiento de correas, es conveniente disponer el menor espaciamiento de correas en los cumbreros antes que en los aleros, ya que así se conseguirá apoyo adicional donde éste es más necesario.

**6.1.6** Deben proveerse travesaños de limatesa y limahoya fijados a ras con la cara superior de las correas y distribuidos entre ellas, para dar adecuado apoyo a los bordes cortados inclinados de las láminas de cubiertas en las limatesas y limahoyas. Los travesaños deben correr paralelos al borde de las láminas y colocarse de modo que permitan la sujeción de las láminas y accesorios correspondientes.

**6.1.7** *Traslapes.* Las láminas deben colocarse con un traslape lateral de media ondulación (ver figura 1). Para inclinaciones normales de cubierta (esto es, inclinaciones entre 10° y 15°), los traslapes longitudinales (ver figura 2) no deben ser menores de 200 mm. Para inclinaciones mayores de 15°, el traslape puede reducirse a 140 mm. Para inclinaciones menores de 10°, o para cubiertas inclinadas normales en posiciones expuestas a la presión del viento, los traslapes longitudinales y laterales deben aumentarse, siendo conveniente consultar a los fabricantes en tales casos. El traslape lateral debe ser, en lo posible, protegido de la dirección del viento dominante. El voladizo libre en los aleros, medido como la longitud de la lámina, desde su extremo inferior al centro de los agujeros para los pernos, no debe ser mayor de 300 mm, para 6 mm de espesor, ni de 400 mm para 7 mm de espesor. El voladizo libre lateral o transversal no debe ser mayor de 100 mm.

**6.1.7.1** Donde quiera que se traslapen las cuatro esquinas de una lámina, dos de ellas deben ser cortadas en forma diagonal como se indica en 9.3.4 y 9.3.5, con el objeto de asegurar una sujeción perfecta.

-3-

1985-013

Fuente: (INEN, 2006)

## Anexo 8 Propiedades físicas del acero A500

Shaped Structural Tubing				
Grade	Grade A	Grade B	Grade C	Grade D
Tensile strength, mn, ps (MPa)	45 000 (310)	58 000 (400)	62 00 (427)	58 000 (400)
Yield strength, mn, psi (MPa)	39 000 (269)	46 000 (317)	50 000 (345)	36 000 (250)
Elongation in 2 in. (50.8 mm), min, %A	25B	23C	21D	23C

### Módulo de Elasticidad

190 GPa (27557 ksi) - 210GPa (30458 ksi).

### Coefficiente de Poisson

0.27 – 0.30.

Fuente: (INDUSTRY, 2022)



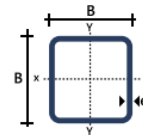
## Anexo 9 Catálogo Propiedades estáticas tubo cuadrado mecánico grandes dimensiones

fabricante Import Aceros

Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x = y-y		Radio de giro	
			Momento de inercia	Módulo de resistencia		
B	e	A	P	I	W	I
mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92

### Especificaciones Generales:

Largo Normal:	6 metros
Recubrimiento:	Negro y Galvanizado
Norma de Calidad:	ASTM A 500 Gr. A, B o C
Norma de Fabricación:	NTE INEN 2415
Espesores:	Desde 1,50 a 6,00 mm
Observaciones:	Otras dimensiones y largos, previa consulta



Fuente: (ImportAceros, 2023)

## Anexo 10 Medidas de planchas laminadas al caliente fabricante Dipac

**PLANCHAS  
LAMINADAS AL CALIENTE**

**Especificaciones Generales:**

<b>Norma:</b>	NTE INEN 115
<b>Espesores:</b>	ASTM A36 - SAE J 403 1008
<b>Espesores:</b>	2mm a 12mm
<b>Rollos:</b>	Ancho 1000, 1220, 1500mm
<b>Planchas:</b>	4 x 8 pies y medidas especiales
<b>Acabado:</b>	Acero Negro



Fuente: (DIPAC, 2022)

# Anexo 11 Catálogo rodamientos FAG

Eje	Dimensiones							Peso m kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r <sub>1</sub> mm	H mm	H <sub>1</sub> mm	J mm		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>				D <sub>1</sub> mm	D <sub>2</sub> max	r <sub>2</sub> max
3	10	4	4	0.15	7.7	8.2	5	0.001	0.64	0.22	53000	67000	623	4.4	8.6	0.15
	10	4	4	0.15	7.7	8.2	5	0.001	0.64	0.22	45000	67000	623.2Z	4.4	8.6	0.15
	10	4	4	0.15	7.7	8.2	5	0.001	0.64	0.22	32000		623.2RS	4.4	8.6	0.15
4	13	5	5	0.2	10.5	11.2	7	0.003	1.29	0.49	45000	53000	624	5.8	11.2	0.2
	13	5	5	0.2	10.5	11.2	7	0.004	1.29	0.49	38000	53000	624.2Z	5.8	11.2	0.2
	13	5	5	0.2	10.5	11.2	7	0.003	1.29	0.49	26000		624.2RS	5.8	11.2	0.2
	16	5	5	0.3	12.5	13.4	8.5	0.006	1.73	0.67	43000	43000	634	6.4	13.6	0.3
	16	5	5	0.3	12.5	13.4	8.5	0.006	1.73	0.67	36000	43000	634.2Z	6.4	13.6	0.3
	16	5	5	0.3	12.5	13.4	8.5	0.006	1.73	0.67	24000		634.2RS	6.4	13.6	0.3
5	16	5	5	0.3	12.5	13.4	8.5	0.005	1.32	0.44	43000	43000	625	7.4	13.6	0.3
	16	5	5	0.3	12.5	13.4	8.5	0.005	1.32	0.44	36000	43000	625.2Z	7.4	13.6	0.3
	16	5	5	0.3	12.5	13.4	8.5	0.005	1.32	0.44	24000		625.2RS	7.4	13.6	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.008	2.55	1.04	38000	40000	635	7.4	16.6	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.009	2.55	1.04	30000	40000	635.2Z	7.4	16.6	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.008	2.55	1.04	22000		635.2RS	7.4	16.6	0.3
6	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.008	2.55	1.04	38000	38000	626	8.4	16.6	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.008	2.55	1.04	30000	38000	626.2Z	8.4	16.6	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.008	2.55	1.04	22000		626.2RS	8.4	16.6	0.3
7	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.007	2.55	1.04	38000	38000	607	9	17	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.008	2.55	1.04	32000	38000	607.2Z	9	17	0.3
	19	6	6	0.3	15.3	16.7	10.8	0.007	2.55	1.04	22000		607.2RS	9	17	0.3
	22	7	7	0.3	18	19.1	12.4	0.011	3.25	1.37	36000	34000	627	9.4	19.6	0.3
	22	7	7	0.3	18	19.1	12.4	0.012	3.25	1.37	30000	34000	627.2Z	9.4	19.6	0.3
	22	7	7	0.3	18	19.1	12.4	0.011	3.25	1.37	20000		627.2RS	9.4	19.6	0.3

Fuente: (FAG, 2014)

## Anexo 12 Catálogo cables de acero 7x19 hilos Fabricante FIERO.

### Cables de acero recubierto de PVC, 7 x 19 hilos

#### REFERENCIA DE PRECIO POR CARRETE

CARRETE DE 75 m		CARRETE DE 300 m	
CLAVE	MAY.	CLAVE	MAY.
CAB-3/32FX	\$ 937.50	CAB-3/32FX3	\$ 3,450
CAB-1/8FX	\$ 862.50	CAB-1/8FX3	\$ 3,300
CAB-3/16FX	\$ 1,200	CAB-3/16FX3	\$ 4,650
CAB-1/4FX	\$ 1,950	CAB-1/4FX3	\$ 7,500

Recubrimiento que evita maltratos a productos que se fijan o aseguran con el cable

Comprando por **carrete de 300 m** **ahorras 5%** sobre el precio de la presentación de 75 m

Cable flexible  
7 x 19 hilos,  
recubierto



Precio por metro



No usar  
para escalar

NC 3

Exceden la Especificación US Type Std: MIL-DTL-83420M



CÓDIGO	CLAVE	DIÁMETRO	CARGA DE TRABAJO	MASTER (m)	CARRETES X MASTER	MAYOREO
<b>CARRETE PLÁSTICO DE 75 m</b>						
44226	CAB-3/32FX	3/32" (2.5 mm)	360 kg	300	(4)	\$ 12.50
44225	CAB-1/8FX	1/8" (3 mm)	730 kg	300	(4)	\$ 11.50
44223	CAB-3/16FX	3/16" (5 mm)	1,520 kg	300	(4)	\$ 16
44224	CAB-1/4FX	1/4" (6.5 mm)	2,540 kg	300	(4)	\$ 26

Fuente: (TRUPER, 2023)

## Anexo 13 Propiedades mecánicas acero ASTM A-366



### ACERO ESTRUCTURAL ACERO ASTM A-366 (Tubería Galvanizada)



**1. Descripción:** Estos aceros presentan un campo de aplicaciones muy amplio. Además de satisfacer los requisitos de las normas americanas., también cumplen muchas de las especificaciones analíticas incluidas en las normas europeas. Estos materiales pueden ser utilizados en diferentes áreas, que van desde la embutición profunda y la construcción, a las aplicaciones habituales para los aceros con alto contenido en carbono

El el recubrimiento de Zinc permite fabricar un producto con la más alta calidad en términos de recubrimiento y superficie, cumpliendo con las normas ASTM-A653. La Lámina Galvanizada es idónea para una gran variedad de usos: línea blanca, aires acondicionados, sistemas de entresijos, paredes y techos, soportería, ductería, tubos flexibles, industria automotriz, entre otros

**2. Normas involucradas:** ASTM A 366

**3. Propiedades mecánicas:**

Esfuerzo a la fluencia mínimo: 285 MPa  
Esfuerzo a la tensión: 340 MPa.  
Elongación mínima en 50 mm (2"): 20%

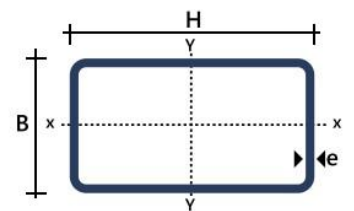
**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.85 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.10% máx.  
0.30 – 0.50 % Mn  
0.040 % P máx  
0.050 % S máx

Fuente: (SUMITEC, 2022)












































**Anexo 14** Catálogo Propiedades estáticas tubo rectangular estructural y grandes dimensiones fabricante Import Aceros

Tubería Estructural Rectangular										
Designaciones			Área	Peso	Propiedades Estáticas					
					Eje x - x			Eje y - y		
					Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	H	e	A	P	I	W	i	I	W	i
mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
40	60	1,40	2,67	2,10	13,54	4,51	2,25	7,27	3,63	1,65
		1,50	2,85	2,24	14,39	4,80	2,25	7,72	3,86	1,64
		1,80	3,39	2,66	16,85	5,62	2,23	9,01	4,51	1,63
		2,00	3,74	2,93	18,42	6,14	2,22	9,84	4,92	1,62
		2,50	4,59	3,60	22,09	7,36	2,19	11,75	5,88	1,60
		3,00	5,41	4,25	25,41	8,47	2,17	13,47	6,74	1,58
30	70	1,40	2,67	2,10	16,36	4,67	2,47	4,37	2,92	1,28
		1,50	2,85	2,24	17,38	4,97	2,47	4,64	3,09	1,28
		1,80	3,39	2,66	20,35	5,81	2,45	5,39	3,60	1,26
		2,00	3,74	2,93	22,23	6,35	2,44	5,87	3,91	1,25
		2,50	4,59	3,60	26,63	7,61	2,41	6,96	4,64	1,23
		3,00	5,41	4,25	30,61	8,74	2,38	7,93	5,29	1,21
40	80	1,50	3,45	2,71	28,99	7,25	2,90	9,94	4,97	1,70
		1,80	4,11	3,22	34,09	8,52	2,88	11,64	5,82	1,68
		2,00	4,54	3,56	37,36	9,34	2,87	12,73	6,36	1,67
		2,50	5,59	4,39	45,12	11,28	2,84	15,27	7,64	1,65
		3,00	6,61	5,19	52,28	13,07	2,81	17,59	8,79	1,63
		4,00	8,55	6,71	64,90	16,22	2,76	21,59	10,79	1,59



Fuente: (ImportAceros, 2023)

**Anexo 15** Catálogo ruedas comercial-industriales “Ruedas AFO”

													
50	18	82	49		35	9/50 MT GN	9/50 FA MT GN	-----	1001/50 GN	100			
					35	9/50 MT GG	9/50 FA MT GG	-----	1001/50 GG	100			
					35	9/50 MT GG CB	9/50 FA MT GG CB	-----	1001/50 GG CB	100			
					40	9/50 MT NYL	9/50 FA MT NYL	-----	1083/50 PBL	107			
					40	9/50 MT NYL N.	9/50 FA MT NYL N.	-----	1083/50 PN	107			
60	19	87	54		45	9/60 MT GN	9/60 FA MT GN	-----	1001/60 GN	100			
					45	9/60 MT GN CB	9/60 FA MT GN CB	-----	1001/60 GN CB	100			
					45	9/60 MT GG	9/60 FA MT GG	-----	1001/60 GG	100			
					45	9/60 MT GG CB	9/60 FA MT GG CB	-----	1001/60 GG CB	100			
					50	9/60 MT NYL	9/60 FA MT NYL	-----	1083/60 PBL	107			
					50	9/60 MT NYL N.	9/60 FA MT NYL N.	-----	1083/60 PN	107			
80	20	106	65		60	9/80 MT GN	9/80 FA MT GN	-----	1001/80 GN	100			
					60	9/75 MT GN CB	9/75 FA MT GN CB	-----	1001/75 GN CB	100			
					60	9/80 MT GG	9/80 FA MT GG	-----	1001/80 GG	100			
					60	9/75 MT GG CB	9/75 FA MT GG CB	-----	1001/75 GG CB	100			
					65	9/80 MT NYL	9/80 FA MT NYL	-----	1083/80 PBL	107			
					65	9/80 MT NYL N.	9/80 FA MT NYL N.	-----	1083/80 PN	107			
100	21	129	77		70	9/100 MT GN	9/100 FA MT GN	9/100 FDA MT GN	1001/100 GN	100			
	21				70	9/100 MT GN CB	9/100 FA MT GN CB	9/100 FDA MT GN CB	1001/100 GN CB	100			
	21				70	9/100 MT GG	9/100 FA MT GG	9/100 FDA MT GG	1001/100 GG	100			
	21				70	9/100 MT GG CB	9/100 FA MT GG CB	9/100 FDA MT GG CB	1001/100 GG CB	100			
	24				75	9/100 MT NYL	9/100 FA MT NYL	9/100 FDA MT NYL	1001/100 NYL	107			
	24				75	9/100 MT NYL N.	9/100 FA MT NYL N.	9/100 FDA MT NYL N.	1001/100 NYL N.	107			
125	25	158	101		80	9/125 MT GN	9/125 FA MT GN	9/125 FDA MT GN	1001/125 GN	100			
	25				80	9/125 MT GN CB	9/125 FA MT GN CB	9/125 FDA MT GN CB	1001/125 GN CB	100			
	25				80	9/125 MT GG	9/125 FA MT GG	9/125 FDA MT GG	1001/125 GG	100			
	25				80	9/125 MT GG CB	9/125 FA MT GG CB	9/125 FDA MT GG CB	1001/125 GG CB	100			
	28				85	9/125 MT NYL	9/125 FA MT NYL	9/125 FDA MT NYL	1001/125 NYL	107			
	28				85	9/125 MT NYL N.	9/125 FA MT NYL N.	9/125 FDA MT NYL N.	1001/125 NYL N.	107			

Fuente: (AFO, 2020)



## INDURA 6013

### Características:

- Electrodo para acero al carbono.
- Toda posición.
- Corriente continua, ambas polaridades.
- Corriente alterna.
- Revestimiento gris.

### Aplicaciones Típicas:

- Cerrajería.
- Muebles metálicos.
- Estructuras livianas.

### Disponibilidad:

Descripción	Código SAP
Electrodo 6013 3/32	2000072
Electrodo 6013 1/8	2000069
Electrodo 6013 5/32	2000070
Electrodo 6013 3/16	2000071



Fuente: (INDURA, 2023)



**Anexo 17** Factor de seguridad mínimo para cables de acero incluyendo la norma ANSI


A17.1-1978.

Cables de sujeción	3.2
Tirantes	3.5
Tiros de mina, pies	
Hasta 500	8.0
1 000-2 000	7.0
2 000-3 000	6.0
Más de 3 000	5.0
Malacates	5.0
Arrastre	6.0
Grúas y grúas de brazo retráctil	6.0
Malacates eléctricos	7.0
Elevadores manuales	5.0
Elevadores privados	7.5
Elevadores domésticos para servicio	4.5
Elevadores de granos	7.5

Fuente: (ANSI, 2019)

## Anexo 18 Lineamientos mínimos para revisión y validación de tipologías de vivienda

### MIDUVI



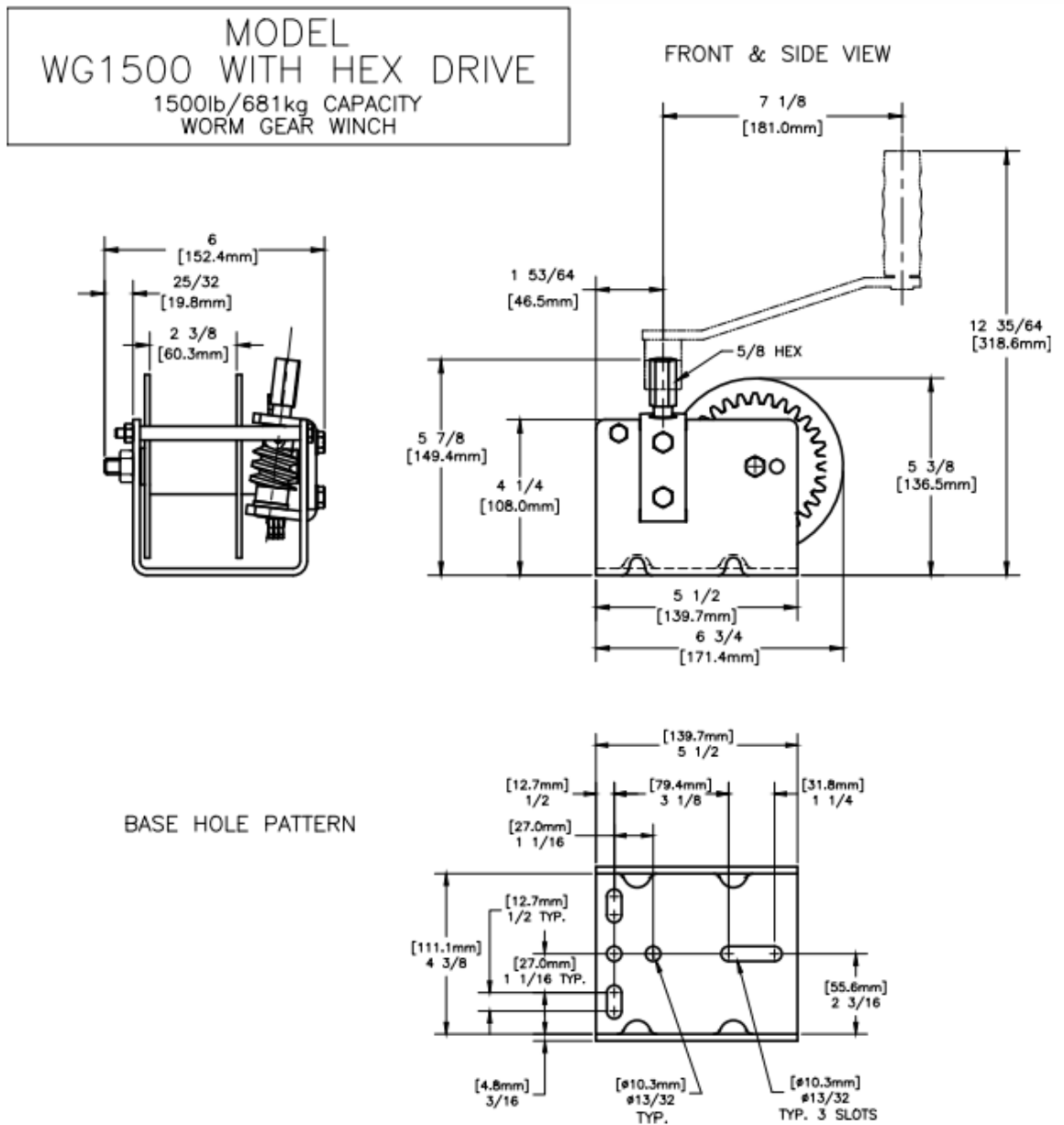
Ministerio  
de **Desarrollo**  
**Urbano y Vivienda**

- Longitud máxima del tramo igual a 10m con pendiente máxima igual a 8% (superior a 10m se requiere implementar descansos intermedios).
- Bordes laterales a una altura entre 6 a 10 cm.
- Las ventanas deben contar con vidrio, mínimo de 4mm de espesor. En la región costa y oriente, las ventanas deben incluir malla mosquitera.
- La altura de la vivienda (mínima libre) a considerar de acuerdo a la Región donde se va a emplazar, estimado desde el piso terminado a la cara inferior del tumbado, será:
  - Costa y Oriente: 2.50 m.
  - Sierra: 2.30 m.
  - En techos inclinados se admite una altura útil mínima libre de 2.10 m en el punto más desfavorable.

Fuente: (MIDUVI, 2018)

**Anexo 19** Planos Wincha de tornillo sin fin modelo WG1500HD fabricante Dutton-

Lainson Company.



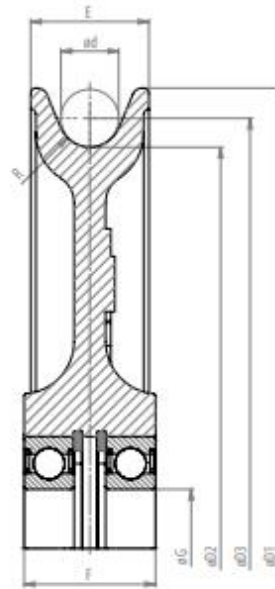
Fuente: (DuttonLainson, 2023)

## Anexo 20 Catálogo poleas para cable de acero “ROPEBLOCK”

SHEAVES

### CAST SHEAVES, RIGGING

WITH BALL BEARINGS



Model Nr.	Dimensions (mm)								Bearing	Weight (kg)
	Sheave tread ø	Shaft ø	For wire ød	Groove radius	Outer ø	P.C.D.	Rim width	Bearing width		
	øD2	øG	d	R	øD1	øD3	E	F		
SEF.80.6002.4,5	80	15	8	4,5	100	88	18	20	2x6002-RS	0,7
SEF.105.60-22.5,5	105	22	10	5,5	125	115	23	27,5	2x6022-RS	1,5
SEF.120.6206.6,5	120	30	12	6,5	150	132	36	40	2x6206-RS	3
SEF.165.6206.7,5	165	30	14	7,5	200	179	36	40	2x6206-RS	4,5
SEF.210.6207.9,5	210	35	18	9,5	250	228	40	45	2x6207-RS	8
SEF.255.6208.11	255	40	20	11	300	275	45	50	2x6208-RS	12
SEF.305.6209.12	305	45	22	12	350	327	45	50	2x6209-RS	17
SEF.345.6210.13	345	50	24	13	400	369	55	60	2x6210-RS	24

CONTINUA EN LA PAGINA 140

Fuente: (Ropeblock, 2023)

**Anexo 21** Planos mecánicos de la máquina

Ubicado en carpeta de planos anexos.

**Anexo 22.** Certificación de traducción del resumen de inglés a español

Loja. 05 de febrero 2024

Yo, Lic. Diego Alfonso Ríos Álvarez con cedula de identidad 1104158686 en mi calidad de Licenciado en Pedagogía de Idioma Inglés con capacidades que pueden ser aprobadas a través de la certificación de conocimiento del inglés, certifico: Que tengo el conocimiento y dominio de los idiomas español e inglés y que la traducción del trabajo de titulación: **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ELEVACIÓN DE PLANCHAS DE GYPSUM PARA TRABAJOS EN INTERIORES”**, de autoría del estudiante **MIGUEL ALEXANDER ROMERO FEIJOO** con cedula de identidad **1104736192**. Es verdadero y correcto a mi mejor saber y entender.

Atentamente,



Lic. Diego Alfonso Ríos Álvarez

Docente de lenguas extranjeras

Nro de registro Senecyt 1031-2023-2757746