



UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR

FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**DISEÑO DE UN ELEVADOR DE NEUMÁTICOS AUTOMOTRICES
PARA LA EMPRESA MOYABACA**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA**

DANILO SEBASTIÁN PACHECO PÉREZ

DIRECTOR: ING. JOSÉ GUSTAVO BELTRÁN BENALCAZAR MSC.

**D. M. Quito,
2020**

INDICE DE CONTENIDOS

Declaración	4
Certificación.....	5
1. Tema	8
2. Objetivos	8
2.1. Objetivo general	8
2.2. Objetivos específicos	8
3. Problema	9
4. Hipótesis	9
5. Estudio de sistemas para transporte vertical de carga	9
5.1. Elevadores de carga	9
5.2. Estructura de la cabina para elevadores de carga	11
5.3. Sistemas transportadores para liberación de carga	13
5.3.1. Sistema de transporte mediante tuerca – tornillo.....	13
5.3.2. Sistema de transporte mediante pistón hidráulico	13
5.4. Estudio de la carga.....	14
5.4.1. Neumáticos.....	14
5.5. Normas para Elevadores.....	15
5.6. Freno de emergencia	16
5.6.1. Paracaídas de aceleración	16
5.6.2. Limitador de Velocidad	17
6. Análisis y selección de alternativas	18
6.1. Análisis Funcional	18
6.1.1. Nivel 0.....	18
6.1.2. Nivel 1	18
6.1.3. Nivel 2.....	19
6.2. Matriz Morfológica.....	19
6.3. Matriz de Residuos Ponderados	19
7. Dimensionamiento	20
7.1. Dimensionamiento Mecánico	21
7.1.1. Dimensionamiento de la Estructura	21
7.1.2. Dimensionamiento del carro liberador de carga	30
7.1.3. Selección de las guías para la cabina.	33
7.1.4. Selección del mecanismo Tornillo - Tuerca	37

7.1.5.	Selección de Motor para Tornillo	39
7.1.6.	Justificación del Teclé o Polipasto	46
7.2.	Dimensionamiento Electrónico	48
7.2.1.	Selección de PLC	49
7.2.2.	HMI	51
7.2.3.	Variador de Frecuencia	52
7.2.4.	Selección Luces Piloto.....	53
7.2.5.	Selección Botón de Emergencia.....	53
7.2.6.	Selección Sensor de presencia	54
7.2.7.	Finales de carrera.....	54
7.2.8.	Selección celda de carga.....	55
7.2.9.	Seguridades Eléctricas	56
7.3.	Programación.....	58
7.3.1.	Algoritmo General.....	58
7.3.2.	Algoritmo de función “Agregar Carga”	59
7.3.3.	Algoritmo de función “Seleccionar Altura”	59
7.3.4.	Algoritmo de función “Transportar Carga”	59
7.3.5.	Algoritmo de función “Liberar Carga”	59
7.3.6.	Esquema general del HMI	60
8.	Conclusiones	62
9.	Recomendaciones	62
	Bibliografía.....	63

Indice De Figuras

Figura 1. Plataforma simple.....	12
Figura 2. Cabina triangular	12
Figura 3. Cabina tipo Jaula.....	12
Figura 4. Mecanismo Tuerca – Tornillo	13
Figura 5. Esquema de un sistema hidráulico.....	14
Figura 6. Llanta 155/65/R13.....	15
Figura 7.Llanta 185/60/R14	15
Figura 8. Llanta 32x12.5 R17	15
Figura 9. Limitador de Velocidad Dynatech.....	17
Figura 10. Análisis Funcional - Nivel 0	18
Figura 11. Alternativas Evaluadas.....	20
Figura 12. Esquema General del Elevador	20
Figura 13. Viga doblemente empotrada con carga puntual.....	22
Figura 14. Diagrama de cortantes	25
Figura 15. Diagrama de Momentos	25
Figura 16. Catálogo de selección para tubo estructural cuadrado	27
Figura 17. Límite a la fluencia del acero.....	28
Figura 18. Deflexión de Estructura Elevador	29
Figura 19. Deflexión Estructura Cabina.....	30
Figura 20. Diagrama de cortantes - Carro Liberador.....	31
Figura 21. Diagrama de Momentos - Carro Liberador.....	31
Figura 22. Deflexión Carro Liberador de Carga.....	33
Figura 23. Guía para elevador.....	33
Figura 24. Tabla de selección de tornillo.....	39
Figura 25. Motovario - Motor Trifásico con caja reductora	46
Figura 26. Diagrama de Bloques Eléctrico	48
Figura 27. Panel de Control.....	49
Figura 28. Diagrama de entradas y salidas	50
Figura 29. PLC LOGO! 8.....	50
Figura 30. Módulo de Ampliación	51
Figura 31. Pantalla LOGO! TDE.....	51
Figura 32. Variador de Frecuencia	52
Figura 33. Luces Indicadoras	53
Figura 34. Botón de Paro de Emergencia	53
Figura 35. Sensor de Presencia	54
Figura 36. Final de Carrera Marca Siemens.....	55
Figura 37. Sensor de Carga Tipo Plataforma.....	55
Figura 38. Celda de Carga	56
Figura 39. Relé térmico de sobrecarga.	56
Figura 40. Contactor SIRIUS.....	57
Figura 41. Interruptor Termomagnético Siemens Sentron	57
Figura 42. Algoritmo General	58
Figura 43. ADV Principal	60
Figura 44. ADV Transportar Carga.....	61
Figura 45. ADV Inventario	61

Índice de Tablas

Tabla 1. Tipos de Elevadores de Carga.	10
Tabla 2. Ventajas y desventajas de los tipos de elevadores de carga	11
Tabla 3. Tipos de plataforma para transporte vertical	12
Tabla 4. Tipos de Neumáticos en Moyabaca	15
Tabla 5. Normativa para Elevadores.	15
Tabla 6. Ponderación de Alternativas.....	19
Tabla 7. Propiedades de los Elementos que Soporta la Estructura	21
Tabla 8. Rangos de Deflexión	26
Tabla 9. Características de guías estándar	34
Tabla 10. Ecuaciones para guías de acuerdo al tipo de paracaídas	36
Tabla 11. Comparación de Motores	47
Tabla 12. Resumen de componentes en Panel de control.....	49
Tabla 13. Características Módulo DM16 230R.....	51
Tabla 14. Características HMI LOGO! TDE.....	52

DECLARACIÓN

Yo, Danilo Sebastián Pacheco Pérez, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha investigado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Internacional del Ecuador, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por normativa institucional vigente.

.....

Danilo Sebastián Pacheco Pérez

C.C: 1723267827

CERTIFICACIÓN

El docente de la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas Ingeniero José Beltrán encargado de la revisión del documento escrito final,

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación denominado “Diseño de un Elevador de Neumáticos Automotrices para la empresa Moyabaca”, fue desarrollado por el Sr. Danilo Sebastián Pacheco Pérez y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Facultad de Ciencias Técnicas, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

Ing. José Gustavo Beltrán Benalcazar
DIRECTOR DE PROYECTO
CI: 1712725637

TRANSPORTAR VERTICALMENTE NEUMÁTICOS

1. Tema

“Diseño de un Elevador de Neumáticos Automotrices para la empresa Moyabaca”

2. Objetivos

2.1. Objetivo general

Diseño de un elevador de carga para el transporte de neumáticos automotrices en la empresa Moyabaca

2.2. Objetivos específicos

- Investigar y documentar el principio de funcionamiento de un elevador de carga y las normas de seguridad aplicables para elevadores de carga.
- Diseñar la estructura del elevador para una rápida descarga de los neumáticos.
- Dimensionar y seleccionar los mecanismos y componentes para un elevador de carga.
- Seleccionar el tipo de controlador adecuado para un elevador de carga.
- Diseñar una interfaz Humano-Máquina (HMI) que permita obtener el registro de almacenamiento o despacho de los neumáticos.
- Sugerir un protocolo de pruebas para garantizar el correcto funcionamiento del sistema.

3. Problema

En la empresa Moyabaca se realizan diferentes servicios automotrices, entre los principales está la comercialización de neumáticos, que incluye el montaje y desmontaje de los mismos para cada vehículo, actualmente los empleados realizan gran esfuerzo físico al llevar y traer los neumáticos desde una bodega subterránea hacia el patio donde se encuentran los autos, el transporte de los mismos también genera tiempos muertos que retrasan el acople de los neumáticos en los autos, lo que incrementa el tiempo del usuario en el sistema. El uso de elevadores de carga facilita el transporte de una mayor cantidad de neumáticos en un menor tiempo, y sin sobreesfuerzos por parte de los empleados de la empresa.

4. Hipótesis

El elevador diseñado será capaz de levantar un conjunto de neumáticos automotrices de alrededor de 500lb de peso, desde la bodega subterránea hasta el patio de trabajo, reduciendo así el sobreesfuerzo y mejorando el tiempo que los empleados requieren en el transporte de los neumáticos.

5. Estudio de sistemas para transporte vertical de carga

Este capítulo comprende el estudio de los diferentes sistemas empleados para el transporte vertical de carga, junto con los diferentes elementos requeridos.

5.1. Elevadores de carga

Los elevadores de carga son sistemas de transporte vertical para materiales, herramientas e incluso en ciertos casos personal autorizado. Es un sistema con capacidad de transportar de forma ascendente o descendente a través

de un edificio o construcción con diferentes plantas de altura. Todo el sistema es un conjunto de partes tanto mecánicas como eléctricas y electrónicas o a su vez hidráulicas y neumáticas, que brindan la movilidad requerida, en la Tabla 1 se describe los principales tipos de elevadores de carga.

Tabla 1. Tipos de Elevadores de Carga.

Elevador Electro-mecánico	Elevador Hidráulico	Elevador Neumático
<p>Se caracterizan por su sistema de tracción, el movimiento lo otorga un motor eléctrico, caja reductora con o sin freno y poleas lo que permite que la cabina se desplace de arriba hacia abajo mediante rieles guías. [1]</p> <p>En diversas ocasiones, de acuerdo a los requerimientos del usuario, para el motor eléctrico, freno de motor y juego de poleas, es utilizado un sistema de tecele o polipasto, el cual integra todo en uno. [2]</p>	<p>Un motor eléctrico acoplado a una bomba brinda el movimiento del sistema, impulsa un fluido (por lo regular aceite) a presión a través de válvulas de regulación, control y seguridad, desde un deposito a un cilindro. Para el ascenso, el pistón se encuentra acoplado a la cabina y avanza de forma proporcional al incremento del líquido, para el descenso, se vacía el pistón del aceite mediante una válvula. [1]</p>	<p>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. [1]</p>

En la Tabla 2 se identifican las principales ventajas y desventajas en cuanto a velocidad de transporte, costo, capacidad de carga, etc. para los diferentes tipos de elevadores mencionados en la Tabla 1.

Tabla 2. Ventajas y desventajas de los tipos de elevadores de carga




Elevador Electro-mecánico	Elevador Hidráulico	Elevador Neumático
<p>Ventajas [1]</p> <ul style="list-style-type: none"> • Mayor seguridad en la transmisión • Mantenimiento a bajo costo • Montaje rígido • Tiempo de instalación reducido. • Regularidad en potencia y velocidad <p>Desventajas [1]</p> <ul style="list-style-type: none"> • Costo de adquisición • Necesita un plan de mantenimiento tanto preventivo como predictivo • En caso del uso de tecla, velocidad de operación baja. 	<p>Ventajas [3]</p> <ul style="list-style-type: none"> • Bajo consumo de corriente • Gran capacidad de carga (de 20 a 60 toneladas) • Estructura robusta • Mayor seguridad por bloqueos físicos. • Gran eficiencia de funcionamiento. <p>Desventajas [3]</p> <ul style="list-style-type: none"> • Velocidad de funcionamiento baja • Mantenimiento complejo y riguroso • Costo de materiales elevado 	<p>Ventajas [1]</p> <ul style="list-style-type: none"> • Fluido abundante y gratuito • No requiere de tubería de retorno. • No presenta problemas de temperatura • Sistema de acción rápida, regulable y de gran control. <p>Desventajas [1]</p> <ul style="list-style-type: none"> • Sistema ruidoso por la generación de aire comprimido. • Costo elevado para tratamiento del aire antes y después de la acción • Dificultad para elevar cargas medias y elevadas.

5.2. Estructura de la cabina para elevadores de carga

Existen diferentes tipos de estructuras para elevadores de carga, entre los cuales se encuentran, de acuerdo a la cantidad de postes o columnas por las

cuales se transporta la cabina con la carga, pueden ser de dos o 4 postes anclados al suelo y/o a una pared rígida o a su vez, de una sola columna anclada al suelo y a una pared rígida. La cantidad de postes o columnas, depende del tipo y la cantidad de carga que se va a transportar, de las especificaciones del usuario y del ambiente o lugar de trabajo en el cual será instalado el elevador, a su vez, esto depende del tipo de cabina o plataforma que se requiere para la carga a transportar. En la Tabla 3 se muestra los principales tipos de plataforma para transporte vertical y sus características.

Tabla 3. Tipos de plataforma para transporte vertical

Plataforma simple	Cabina triangular	Cabina completa tipo jaula
 <p data-bbox="300 1205 622 1261">Figura 1. Plataforma simple [4]</p>	 <p data-bbox="667 1205 973 1261">Figura 2. Cabina triangular [4]</p>	 <p data-bbox="1024 1205 1331 1261">Figura 3. Cabina tipo Jaula [4]</p>
<p data-bbox="288 1292 632 1458">Puede ser utilizado con dos postes o una columna para el desplazamiento, debe ser anclado a una pared rígida.</p> <p data-bbox="288 1473 632 1547">Mayormente utilizado en sistemas hidráulicos.</p> <p data-bbox="288 1563 632 1688">Dependiendo del material, su capacidad es de 1 a 2 toneladas. [4]</p> <p data-bbox="288 1704 632 1778">No es recomendado para alturas grandes.</p>	<p data-bbox="654 1292 981 1458">Normalmente usado con dos postes anclados al suelo o apoyados a una pared rígida.</p> <p data-bbox="654 1473 981 1599">Mayormente empleado en sistemas electromecánicos.</p> <p data-bbox="654 1615 981 1740">De acuerdo al material, su capacidad es de 0.5 a 1 tonelada. [4]</p> <p data-bbox="654 1756 981 1830">Se emplea para alturas medianas y grandes</p>	<p data-bbox="1005 1292 1348 1366">Es empleado con dos o cuatro postes.</p> <p data-bbox="1005 1382 1348 1547">Empleado en diferentes tipos de sistema (electromecánicos, hidráulicos, neumáticos).</p> <p data-bbox="1005 1563 1348 1740">Posee una capacidad de carga de 1 a 2 toneladas de acuerdo al material construido. [4]</p> <p data-bbox="1005 1756 1348 1830">Utilizado para alturas medianas y grandes.</p>

5.3. Sistemas transportadores para liberación de carga

Se requiere la liberación semiautomática de la carga una vez llegada al piso de destino, razón por la cual se requiere un sistema de transporte horizontal capaz de mover una cabina o plataforma interna con la carga establecida. Para mover la plataforma con la carga, se tiene como principal dos tipos de sistema que son: un sistema de transporte de tipo tuerca tornillo o un sistema de transporte mediante un pistón de empuje ya sea neumático o hidráulico.

5.3.1. Sistema de transporte mediante tuerca – tornillo

Este tipo de mecanismo, se llama de transformación, donde se convierten movimientos giratorios en lineales o viceversa. [5] El mecanismo de tuerca – tornillo como sistema de transporte lineal, emplea el giro del tornillo alrededor de su propio eje, provocando el avance de la tuerca con movimiento rectilíneo. [6] La figura 4 muestra un ejemplo del mecanismo.

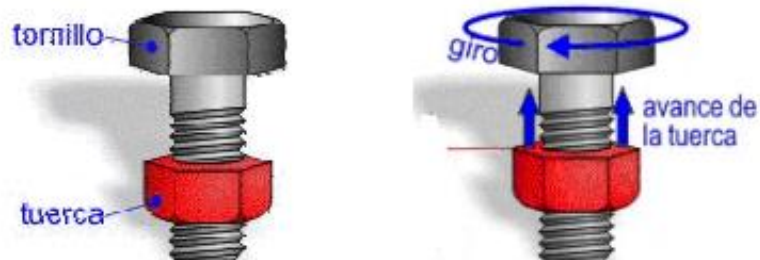


Figura 4. Mecanismo Tuerca – Tornillo [7]

5.3.2. Sistema de transporte mediante pistón hidráulico

Similar al sistema de elevación de carga con sistema hidráulico, para el transporte horizontal de una plataforma con carga, es factible el uso de un sistema hidráulico donde mediante la presión generada por el fluido empuja a un pistón contra una carga específica [8], un esquema del sistema se muestra en la Figura 5.

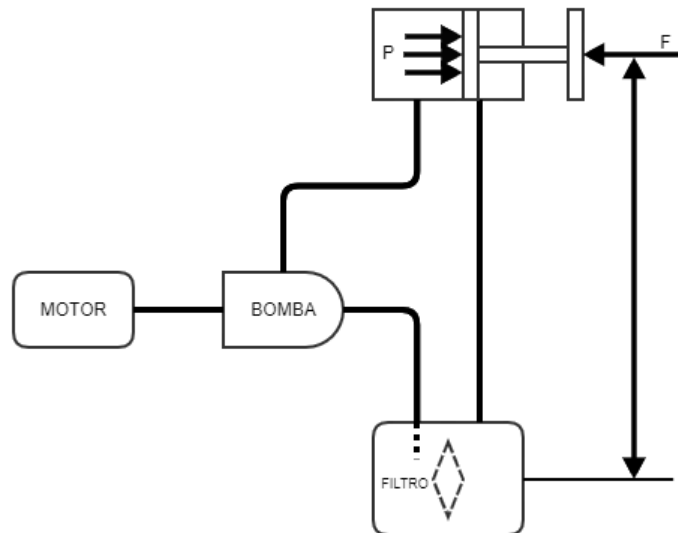


Figura 5. Esquema de un sistema hidráulico

5.4. Estudio de la carga

La empresa Moyabaca, se dedica a la comercialización de aros y llantas (o neumáticos), donde el lugar de almacenamiento de los neumáticos, se encuentran ubicado de forma subterránea y se requiere transportar dicha mercadería desde la bodega subterránea hacia la superficie para su comercialización. Entonces la carga principal son los neumáticos.

5.4.1. Neumáticos

En Moyabaca existen diferentes tipos de neumáticos variando en peso y tamaño de acuerdo a los requerimientos de cada vehículo, en la Tabla 4 se muestra tres tipos de neumáticos y sus características, de acuerdo al espacio que ocupa, lo cual se considera para la construcción del sistema de transporte. Se tiene el de menor tamaño, el de mayor salida comercial puesto a que será el tipo de neumático que ocupe el elevador constantemente, y el neumático de mayor tamaño.

Tabla 4. Tipos de Neumáticos en Moyabaca

De menor tamaño	Más vendido	De mayor Tamaño
 <p>Figura 6. Llanta 155/65/R13 [9]</p>	 <p>Figura 7. Llanta 185/60/R14 [9]</p>	 <p>Figura 8. Llanta 32x12.5 R17 [9]</p>
<p>Dimensiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 532mm de diámetro • 155mm de ancho <p>Peso:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2600g 	<p>Dimensiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 578mm de diámetro • 185mm de ancho <p>Peso:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 2800g 	<p>Dimensiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 838.2mm de diámetro • 317.5mm de ancho <p>Peso:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 3400g

5.5. Normas para Elevadores

En la Tabla 5 se muestran las normativas que se aplican en el área del transporte vertical.

Tabla 5. Normativa para Elevadores.

Norma	Descripción
Norma Técnica MINVU NTM 008	Ministerio de Vivienda y Urbanismo “Requisitos para equipos de transporte vertical Parte 1: Ascensores y montacargas eléctricos”. [12]
NTE INEN 3130	Norma Técnica Ecuatoriana.
UNE EN 81-1	Norma Española: Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores eléctricos.

En base a las normas mostradas, se realiza el diseño del elevador de carga, considerando que no va a transportar personas, pero debe contar con las seguridades establecidas como, por ejemplo, el sistema de freno de emergencia al superar una velocidad establecida.

5.6. Freno de emergencia

El Freno de emergencia, es un mecanismo o dispositivo utilizado para reducir la velocidad o detener la cabina con la carga en caso de algún fallo que genere el descenso de la cabina con una velocidad mayor de la prevista. El mecanismo posee un limitador de velocidad y un paracaídas de aceleración.

5.6.1. Paracaídas de aceleración

En el caso de detectarse un exceso en la velocidad normal de la cabina, considerando un porcentaje estipulado, independientemente de la causa de aceleración, ya sea por rotura de cables, del grupo tractor, etc. El paracaídas se acciona una vez reacciona un limitador de velocidad.

Existen dos tipos de paracaídas de aceleración: de acción instantánea y de acción progresiva.

5.6.1.1. Paracaídas de acción instantánea.

Normalmente para velocidades hasta 0.80m/s, en estos paracaídas, el cable limitador de velocidad, tira del timón que acciona las zapatas deslizándose sobre el plano inclinado donde se encuentran, se acercan y presionan cada vez más sobre las guías hasta llegar al acuñamiento para detener la cabina.

[10]

5.6.1.2. Paracaídas de acción progresiva

Se utilizan para diferentes velocidades, estos paracaídas, frenan la cabina aplicando una fuerza controlada en las zapatas del freno. El esfuerzo del frenado da origen en el tiro realizado por el limitador de velocidad al quedar bloqueado y la cabina siga descendiendo. El cable provoca el giro de la barra que desenrosca el usillo que provoca el desplazamiento del mismo y a su vez el empuje de las zapatas. [10]

5.6.2. Limitador de Velocidad

Cuando la velocidad normal del elevador se excede en un porcentaje dado, actúa el limitador de velocidad, generalmente ubicado en el cuarto de máquinas, se encuentra constituido por dos poleas acanaladas conectadas entre sí, actuando una como tensora, conectada a la cabina del elevador y un cable de acero unido al paracaídas de la cabina. El cable limitador se desplaza junto con la cabina mientras se mueva con su velocidad normal, en cuanto por diversas causas la cabina acelere su desplazamiento, se bloquea la polea del limitador y con ella el cable, consiguiendo dar un tirón a la palanca del paracaídas de modo que éste se active y detenga la cabina. Un ejemplo visual del limitador de velocidad se encuentra en la Figura 9.



Figura 9. Limitador de Velocidad Dynatech [11]

6. Análisis y selección de alternativas

6.1. Análisis Funcional

El análisis funcional, es realizado mediante la descomposición del sistema a diseñar en diferentes bloques que interactúan entre sí, con el fin de cumplir el objetivo principal en el que consiste el proyecto.

6.1.1. Nivel 0

El nivel 0 representa el cuadro funcional de manera general, con sus entradas y salidas, en este caso se tiene como salida la documentación del diseño de la máquina como son: planos mecánicos, electrónicos e informáticos, y una memoria técnica, como se muestra en la Figura 10.

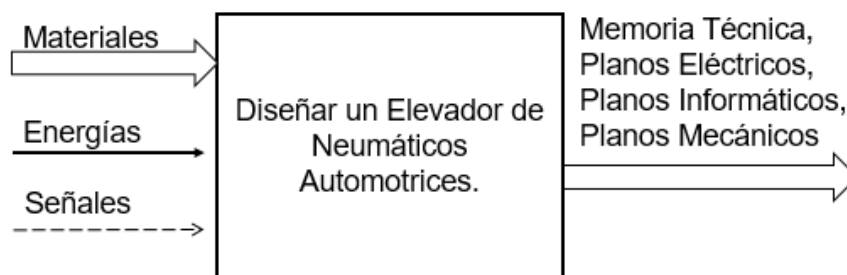


Figura 10. Análisis Funcional - Nivel 0

6.1.2. Nivel 1

En el nivel 1, el proceso general se expande y especifica los procesos dentro del proyecto, estos procesos a su vez se dividen en módulos como se aprecia en el Anexo A - Figura 1, en éste caso se tiene un “módulo 1” representando el diseño mecánico y un “módulo 2” que representa el diseño de control (electrónico e informático).

6.1.3. Nivel 2

Dentro del nivel 2, se encuentra abierto y se muestran de forma más detallada los procesos dentro del nivel 1 como se muestra en la Anexo A – Figura 2.

6.2. Matriz Morfológica

De acuerdo a los requerimientos de la máquina, para desempeñar su trabajo correctamente, se realiza la matriz morfológica donde se analizan diferentes combinaciones resultantes a partir del análisis funcional. Cada combinación es una alternativa potencial, de las cuales se debe seleccionar la más conveniente para el proyecto.

En el Anexo B se muestra las alternativas generadas a partir de la matriz morfológica.

6.3. Matriz de Residuos Ponderados

Para determinar la mejor alternativa de la matriz morfológica, se utiliza la matriz de residuos ponderados, donde se evalúa mediante diversos criterios los cuales se especifican en el Anexo C junto con su prioridad y la comparación de cada alternativa entre sí.

En la Tabla 6 se muestra los resultados de la ponderación de acuerdo a los criterios evaluados para cada alternativa. Se obtiene la alternativa 3 como mejor opción para el proyecto.

Tabla 6. Ponderación de Alternativas

Conclusión	Peso carga	Tiempo	Seguridad	Costo	Dimensiones	ξ	Prioridad
Alternativa 1	0.0122	0.0353	0.0166	0.0071	0.0313	0.1025	4
Alternativa 2	0.0209	0.0294	0.0333	0.0143	0.0313	0.1292	2
Alternativa 3	0.032	0.0176	0.0333	0.0393	0.0187	0.1409	1
Alternativa 4	0.0349	0.0176	0.0166	0.0393	0.0187	0.1271	3

En la Figura 11 se muestra las alternativas evaluadas, siendo A la alternativa 1, B la alternativa 2, C la Alternativa 3 y D la alternativa 4.



Figura 11. Alternativas Evaluadas

7. Dimensionamiento

Con el fin de obtener los elementos necesarios para la construcción del elevador, de forma correcta, se realiza un dimensionamiento de tanto mecánico como electrónico a base de cálculos base y factores de seguridad de acuerdo a los requerimientos de la máquina. En la Figura 12 se muestra un esquema general de la máquina.

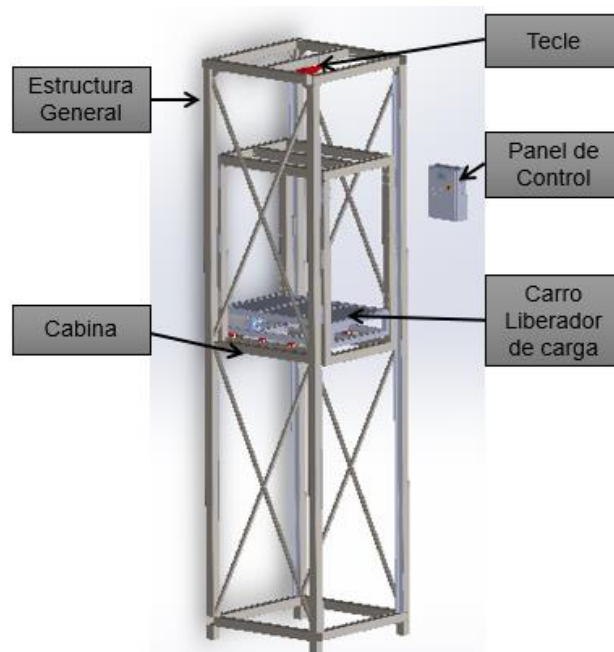


Figura 12. Esquema General del Elevador

7.1. Dimensionamiento Mecánico

Dentro del dimensionamiento mecánico, se encuentra el análisis de la viga principal que soportará el peso a transportar, con lo cual se dimensiona toda la estructura, a su vez también involucra la viga del carro liberador puesto a que es un elemento aparte a la estructura principal, y el mecanismo de liberación siendo éste un mecanismo de tuerca-tornillo.

7.1.1. Dimensionamiento de la Estructura

Debido a que Moyabaca requiere levantar de 6 a 8 neumáticos de diferentes tamaños, suponiendo el peor de los casos (8 neumáticos del mayor tamaño disponible con un peso aproximado de 3.5Kg) se tiene un peso neto de carga de 32Kg, adicional se solicita incrementar 100kg la capacidad de carga debido a la futura necesidad de transportar aros y/o herramientas. En consenso con los requerimientos de Moyabaca y los requerimientos del proyecto de tesis, se plantea que el elevador levante aproximadamente 500Lb, lo que es igual a 227.273Kg, asumiendo diversos componentes en la cabina como se muestra en la tabla 7. se aproxima una carga total de 450Kgf.

Tabla 7. Propiedades de los Elementos que Soporta la Estructura

Peso de los elementos		
Elemento	Masa (kg)	Peso (N)
Carga Neta	227.273	2227.273
Jaula aprox.	145	1421
Carro liberador de carga	10	98
Tornillo	1.11	10.878
Tecele	30	294
Motor y caja reductora para tornillo	30	294
Total	443.3827	4345.1507

Para diseñar el tipo de viga que se utilizará en el elevador, se utiliza una forma básica para que represente el lugar donde irá el motor que levantará el peso de la cabina con la carga. Se tiene una viga doblemente empotrada con una carga puntual en el medio similar a la Figura 13.

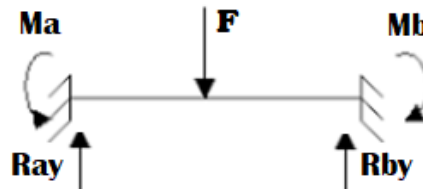


Figura 13. Viga doblemente empotrada con carga puntual

Se tiene una fuerza $F = 450Kgf = 4410N$ Al realizar los cálculos básicos para obtener las reacciones, se obtiene:

Sumatoria de fuerzas en x .

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

Obteniendo así (2)

$$R_{ay} + R_{by} - F = 0 \quad (2)$$

Sumatoria de momentos en a.

$$\sum M_a = 0 \quad (3)$$

Con lo que se obtiene (4)

$$F \left(\frac{L}{2} \right) - R_{by}(L) + M_b - M_a = 0 \quad (4)$$

Donde:

- F : Fuerza aplicada [N]
- R_{ay} : Reacción del punto a en y [N]
- R_{by} : Reacción del punto b en y [N]
- M_a : Momento en a [N/m]
- M_b : Momento en b [N/m]
- L : Longitud de la viga [m]

Al resolver, debido a la cantidad de incógnitas por ser doblemente empotrada, se procede a calcular mediante el método de doble integración (5)

$$E * I * Y = \iint M(x) \quad (5)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad [GPa]

I : Inercia de la viga [cm^4]

Y : Deflexión Máxima [Nm]

$M(x)$: Sumatoria de momentos [N/m]

Se analiza los momentos en la viga para realizar la sumatoria de momentos con respecto a la Figura 6 y se obtiene (6).

$$M = -M_a x^0 + R_{ay} x - F \left(x - \frac{L}{2} \right) \quad (6)$$

Se realiza la primera integracion de (6)

$$E * I * \theta = \int M(x) \quad (7)$$

Y se obtiene (8)

$$E * I * \theta = -M_a x + \frac{R_{ay} x^2}{2} - \frac{F \left(x - \frac{L}{2} \right)^2}{2} + C_1 \quad (8)$$

Donde:

F : Fuerza aplicada [N]

R_{ay} : Reacción del punto a en y [N]

M_a : Momento en a [N/m]

L : Longitud de la viga [m]

x : Distancia a calcular [m]

C_1, C_2 : Constantes

Se aplica la segunda integración para obtener (5), de lo cual resulta (9)

$$E * I * Y = -\frac{M_a x^2}{2} + \frac{R_{ay} x^3}{6} - \frac{F \left(x - \frac{L}{2} \right)^3}{6} + C_1 x + C_2 \quad (9)$$

Para resolver sistema de ecuaciones y encontrar las constantes, se utiliza la condición de frontera donde $x=0$ y se reemplaza en (8) y (9), entonces:

Si $x = 0$ y $\theta = 0$ se obtiene:

$$C_1 = 0$$

Si $x = 0$ y $Y = 0$ se obtiene:

$$C_2 = 0$$

Una vez obtenidas las constantes, se procede a encontrar la reacción Ray con la condición de frontera donde $x=L$ y se reemplaza en (8) y (9), entonces:

Si $x = L$ y $\theta = 0$ se obtiene (10):

$$0 = -M_a L + \frac{R_{ay} L^2}{2} - \frac{F \left(\frac{L}{2}\right)^2}{2} \quad (10)$$

Si $x = 0$ y $Y = 0$ se obtiene (11):

$$0 = -\frac{M_a L^2}{2} + \frac{R_{ay} L^3}{6} - \frac{F \left(\frac{L}{2}\right)^3}{6} \quad (11)$$

Conociendo que el área de trabajo donde se ubicará el elevador es un cuadrado de $1,5m$, entonces se conoce los respectivos valores como son: $L = 1.5m$ y $F = 4410N$, se reemplaza en (10) y (11) respectivamente y se obtiene M_a como se indica en (12) y (13):

$$M_a = \frac{1.125R_{ay} - 1240.3175}{1.5} \quad (12)$$

$$M_a = \frac{0.5625R_{ay} - 310.078}{1.125} \quad (13)$$

Se iguala (12) y (13) para obtener de R_{ay} que se muestra en (14)

$$R_{ay} = 2205 \text{ N} \quad (14)$$

Aplicando (2) se obtiene el valor de R_{by} mostrado en (15)

$$R_{by} = 2205 \text{ N} \quad (15)$$

Sustituyendo (14) en (12) se encuentra el valor de M_a como muestra (16)

$$M_a = 827.0833 \text{ Nm} \quad (16)$$

Comprobación de cálculos mediante diagrama de cortantes

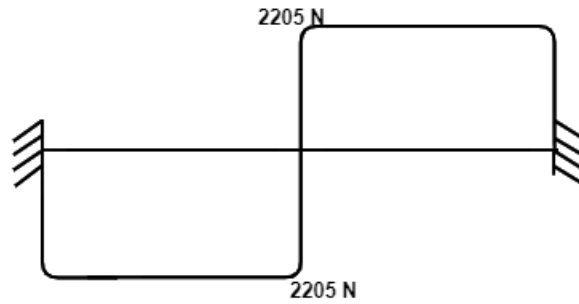


Figura 14. Diagrama de cortantes

Comprobación de cálculos mediante diagrama de flectores

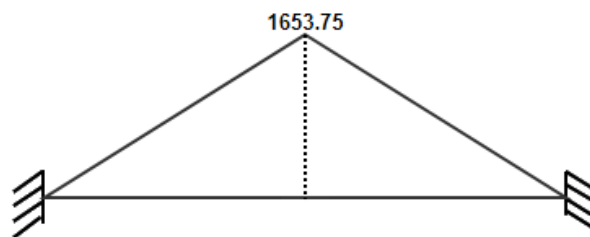


Figura 15. Diagrama de Momentos

Para obtener el valor de Inercia, se reemplaza (14) y (16) en (9) con las siguientes condiciones:

$$si x = \frac{L}{2}; Y = Y_{max}$$

Entonces se tiene (17):

$$E * I * Y_{max} = -\frac{Ma \left(\frac{L}{2}\right)^2}{2} + \frac{Ray \left(\frac{L}{2}\right)^3}{6}$$

$$I = \frac{-77.578Nm^3}{E*Y_{max}} \quad (17)$$

Realizando un diseño por rigidez de Máquina, la deflexión máxima se obtiene mediante parámetros recomendados como se muestra en la tabla 8. Debido a que se trata de un elevador de carga, la máquina no requiere alta precisión.

Tabla 8. Rangos de Deflexión [13]

Parte general de una máquina	$\frac{y_{max}}{L} = 0.0005 \text{ a } 0.003$
Precisión moderada	$\frac{y_{max}}{L} = 0.00001 \text{ a } 0.0005$
Alta Precisión	$\frac{y_{max}}{L} = 0.000001 \text{ a } 0.00001$

Seleccionando un rango de deflexión base, se tiene (18).

$$\frac{y_{max}}{L} = 0.0005 \quad (18)$$

Sustituyendo $L=1.5m$, se tiene la deflexión máxima de la viga.

$$\frac{Y_{max}}{1.5m} = 0.0005 = 7.5 \times 10^{-4} m = 0.75 mm \quad (19)$$

Conociendo la deflexión máxima (19) y el módulo de elasticidad del acero igual a 200GPa [14], se reemplaza en (17), dando como resultado la inercia de la viga principal (20).

$$I_{vp} = 5.1719 \times 10^{-7} m^4 = 51.719 cm^4 \quad (20)$$

Una vez obtenida la inercia, se procede a seleccionar el perfil de modo que la inercia mostrada en el catálogo del fabricante sea mayor o igual a la calculada, el catálogo se muestra en la Figura 16. Entonces como la inercia es mayor a $51 cm^4$ se escoge un tubo cuadrado de $75 \times 75 \times 3$ con una inercia de $71.54 cm^4$

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,68	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

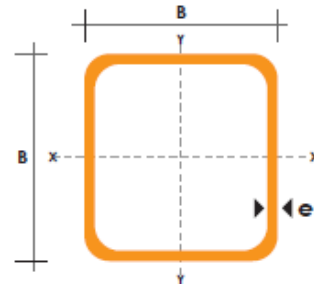


Figura 16. Catálogo de selección para tubo estructural cuadrado [15]

A continuación, se procede a comprobar que la viga soporte la carga para la cual es seleccionada, mediante (21), agregando un factor de 3 (El Apéndice A21 de Montt, sugiere un factor de 2 o 2.5 [13], por criterio propio se coloca un factor de 3)

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} \quad (21)$$

En el catálogo se dispone del valor de W , y se conoce (22).

$$\frac{I}{c} = W \quad (22)$$

El límite a la fluencia del Acero ASTM A-500 tiene un valor de $320MPa$ como se indica en la Figura 16.

CORRELACION DE LAS NMX Y ASTM DE ACEROS ESTRUCTURALES					
Nomenclatura		F _y ⁽¹⁾		F _u ⁽²⁾	
NMX (1)	ASTM (2)	MPa	Kg/cm ²	MPa	Kg/cm ²
B-254	A 36	250	2,530	400 a 550	4,080 a 5,620
	A 529	345	3,515	485	4,950
		380	3,880	485	4,950
		320	3,235	460	4,710
B-282	A 242	345	3,515	485	4,920
		290	2,950	414	4,220
		345	3,515	450	4,570
B-284	A 572	414	4,220	515	5,270
		450	4,570	550	5,620
	A 992	345	3,515	450 a 620	4,570 a 6,330
B-177	A 53	240	2,460	414	4,220
B-199	A 500 ⁽³⁾	320	3,235	430	4,360
B-200	A 501	250	2,530	400	4,080
	A 588 ⁽³⁾	345	3,515	483	4,920
		250	2,550	400	4,080
		345	3,515	450	4,590
	A 709	485	4,950	585	5,965
		690	7,036	585	7,750
		620	6,322	690	7,040
	A 913 ⁽⁷⁾	345 a 483	3,515 a 4,920	448 a 620	4,570 a 6,330

Figura 17. Límite a la fluencia del acero [14]

Por lo tanto, reemplazando (22) en (21) y agregando el factor de seguridad, se tiene (23).

$$F * \left(\frac{L}{2}\right) = \frac{Sy}{n} \quad (23)$$

Sustituyendo los valores, se encuentra la carga que resiste el perfil seleccionado.

$$F = 2.713KN = 276.898Kgf$$

No resiste la carga para la cual esta seleccionado el perfil, por lo tanto, busco una nueva solución. Realizando el cálculo a la inversa para encontrar el W requerido, se sustituye la carga $F = 4410N$, consiguiendo:

$$W = 31.01cm^3$$

Se regresa al catálogo del perfil de la Figura 16 y se selecciona el tubo más cercano, siendo de 100x100x3 con una inercia de $176.95cm^4$ y $W = 35.39cm^3$. Verificando la carga que soporta la viga mediante (23) se tiene:

$$F = 5.033KN = 513.596Kgf$$

Sobrepasa la carga para la cual se está diseñando, por lo tanto, se acepta el perfil. Adicional, para la unión de los tubos estructurales se debe tomar en cuenta el esfuerzo cortante producido en las juntas, se utiliza soldadura de tipo SMAW, asumiendo un cordón de soldadura de 1/8pulg con un electrodo E6011 con un límite a la fluencia de 345MPa[16], Los cálculos matemáticos se presentan en el Anexo D corroborando que el esfuerzo cortante producido en la junta no supera el límite a la fluencia proporcionado por el electrodo.

Se procede a verificar mediante simulación el diseño, en la Figura 18 se muestra la deflexión máxima de la estructura general del elevador (0.63mm), teniendo un máximo permitido de 0.75mm determinado en (19) por lo tanto se aprueba el diseño.

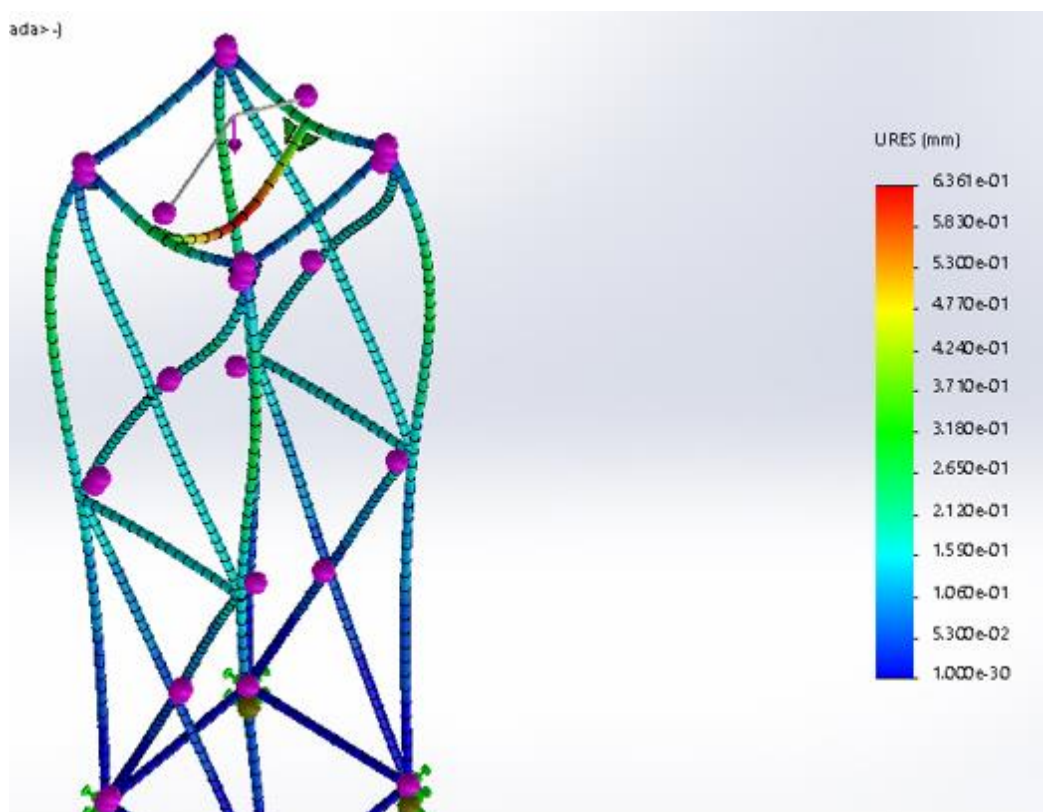


Figura 18. Deflexión de Estructura Elevador

La deformación máxima de la cabina se observa en la Figura 19 con 0.28mm, teniendo un máximo permitido de 0.75mm determinado mediante (19).

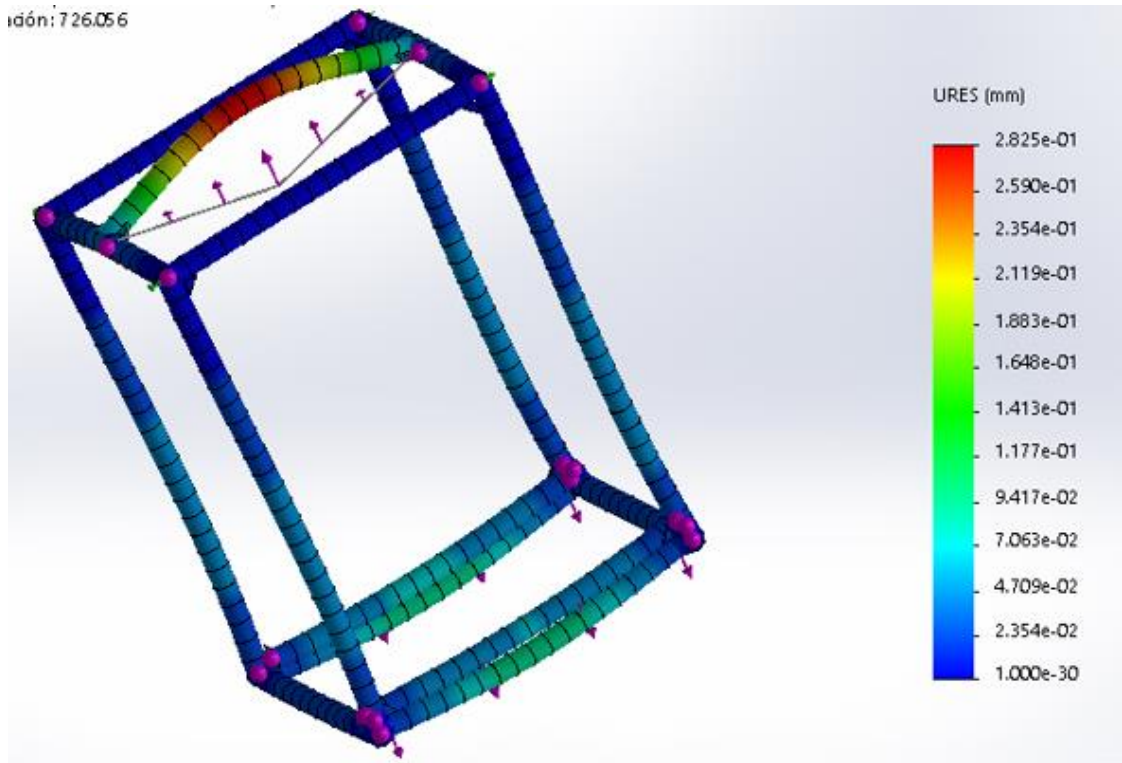


Figura 19. Deflexión Estructura Cabina

7.1.2. Dimensionamiento del carro liberador de carga

Se requiere un mecanismo para liberar la carga transportada de 500Lb (227.273Kg), se aproxima una carga total de 230Kgf (2254N). Para diseñar el tipo de viga para el transporte de la carga, al igual que al calcular la estructura, se utiliza una forma básica para representar el lugar donde irá la carga. Se tiene una viga doblemente empotrada con una carga puntual en el medio similar a la Figura 13.

Para calcular las reacciones y momentos de la viga, se procede a utilizar la doble integración al igual que en la sección 6.1.1. entonces, conociendo los respectivos valores como son: $L = 1.5m$ y $F = 2254N$, se reemplaza en (10) y (11) respectivamente y se obtiene M_a como se indica en (24) y (25):

$$M_a = \frac{1.125R_{ay} - 633.9375}{1.5} \quad (24)$$

$$M_a = \frac{0.5625R_{ay} - 158.4844}{1.125} \quad (25)$$

Se iguala (24) y (25) para obtener de R_{ay} que se muestra en (26)

$$R_{ay} = 1127 \text{ N} \quad (26)$$

Aplicando (2) se obtiene el valor de R_{by} mostrado en (27)

$$R_{by} = 1127 \text{ N} \quad (27)$$

Sustituyendo (26) en (24) se encuentra el valor de M_a como muestra (28)

$$M_a = 422.625 \text{ Nm} \quad (28)$$

Comprobación de cálculos mediante diagrama de cortantes

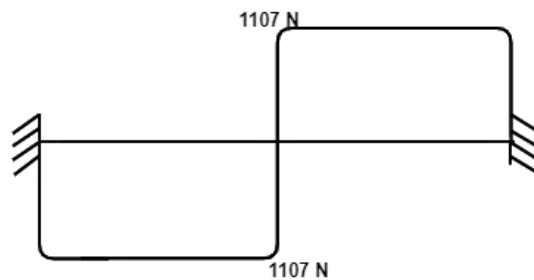


Figura 20. Diagrama de cortantes - Carro Liberador

Comprobación de cálculos mediante diagrama de flectores

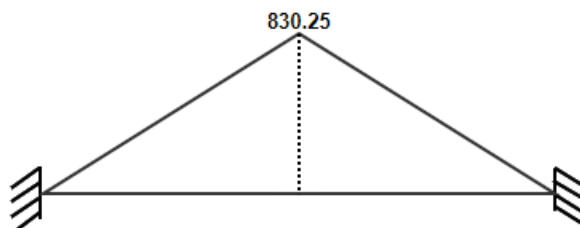


Figura 21. Diagrama de Momentos - Carro Liberador

Para obtener el valor de Inercia, al igual que en la sección 6.1.1, sustituimos los valores de (26) y (28) en (9) y se obtiene (29).

$$I = \frac{-39.621Nm^3}{E*Y_{max}} \quad (29)$$

Utilizando la deflexión máxima encontrada en (19) y el módulo de elasticidad conocido [14], se reemplaza en (29), dando como resultado la inercia de la viga para el carro transportador (30).

$$I_{vct} = 2.6414 \times 10^{-7} m^4 = 26.414 cm^4 \quad (30)$$

Se comprueba la inercia obtenida con el catálogo de la Figura 16 y se selecciona un tubo cuadrado de 60x60x3 con una inercia de $35.06 cm^4$ y $W = 11.69 cm^3$.

Se utiliza (23) para comprobar la carga soportada, y se obtiene

$$F = 1662.5778N = 169.651Kgf$$

Realizando el cálculo a la inversa para encontrar el W requerido, se sustituye la carga $F = 2254N$, consiguiendo:

$$W = 15.848 cm^3$$

Se regresa al catálogo del perfil de la Figura 14 y se selecciona el tubo más cercano, siendo de 75x75x3 con una inercia de $71.54 cm^4$ y $W = 19.08 cm^3$. Verificando la carga que soporta la viga mediante (23) se tiene:

$$F = 2713.6N = 276.898Kgf$$

Se procede a verificar mediante simulación el diseño, en la Figura 22 se muestra la deflexión máxima de la estructura del carro liberador de carga ($0.189mm$), teniendo un máximo permitido de $0.75mm$ determinado en (19) por lo tanto se aprueba el diseño.

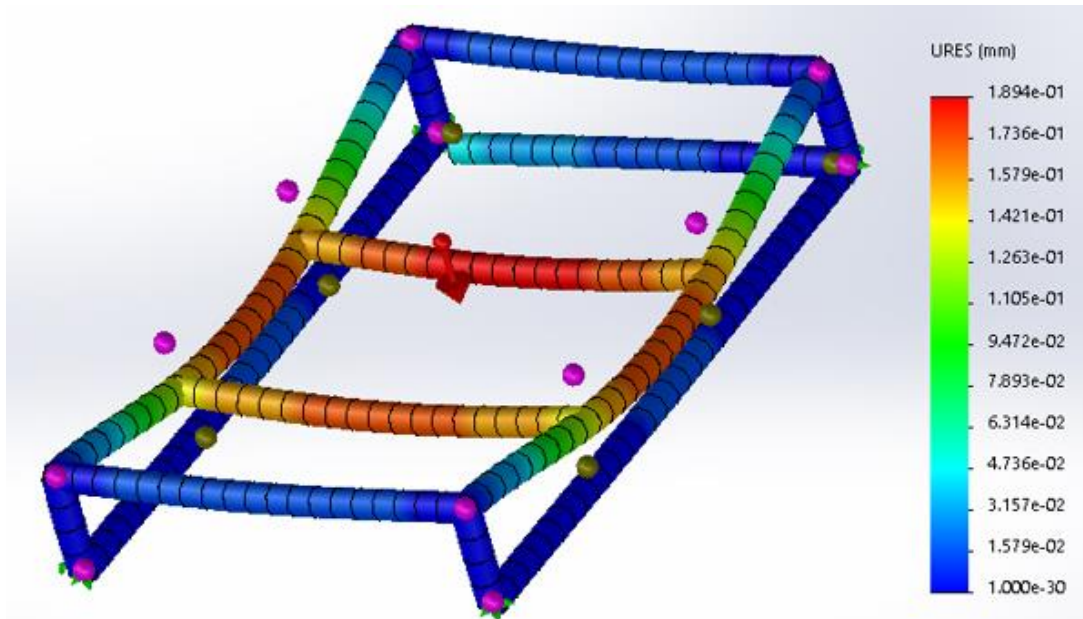


Figura 22. Deflexión Carro Liberador de Carga

7.1.3. Selección de las guías para la cabina.

La cabina realiza su desplazamiento a través de guías rígidas, de preferencia en forma de T como se muestra en la Figura 23.

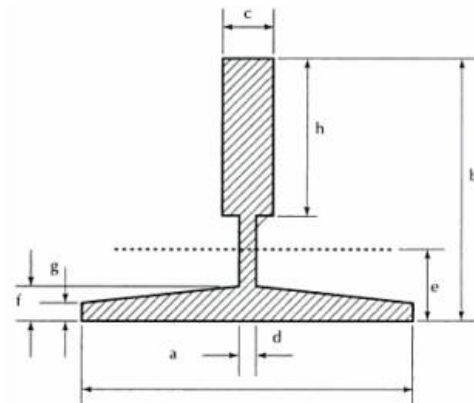


Figura 23. Guía para elevador [16]

De igual manera las características de las guías estándar se aprecian en la Tabla 9.

Tabla 9. Características de guías estándar [16]

MEDIDAS								
TIPO	a (mm)	b (mm)	c (mm)	d (mm)	f (mm)	g (mm)	h (mm)	e (cm)
I-70/9	70	65	9	6	8	6	34	1.95
I-90/16	90	75	16	8	10	8	42	2.65
CARACTERÍSTICAS								
TIPO	Sección (cm ²)	Peso (Kg/m)	Momento de Inercia (cm ⁴)		Módulo de resistencia de sección (cm ³)		Radio de giro (cm)	
			Ix	Iy	Wx	Wy	Ix	Iy
I-70/9	9.37	7.3	41.02	19.1	9.2	5.41	2.08	1.42
I-90/16	16.9	13	102.1	57.75	21.22	12.8	2.45	1.83

No se recomienda el uso de guías de sección circular, debido a que el agarre del freno de emergencia tiene lugar en dos generatrices del cilindro sin mayor superficie de contacto, y las guías T, posee sus dos caras para superficie de contacto. Se puede sustituir por perfiles tipo L, siempre y cuando la inercia de la viga sea la adecuada. [10]

7.1.3.1. Empuje Horizontal.

Se empieza analizando el empuje horizontal, debido a variables en la carga y la cantidad de guías colocadas en la estructura, se supone la mitad de la carga máxima, y la distancia de proyección vertical del punto de suspensión del bastidor con respecto del piso de la cabina de $\frac{1}{4}$ del ancho de este (teniendo a/4).

El momento producido por la carga mencionada anteriormente, se debe contrarrestar con una reacción de las guías sobre una rozadera, multiplicada por la distancia a la otra rozadera.

Se resume como (31)

$$\frac{Q}{2} * \frac{a}{4} = R_h * d$$

$$R_h = \frac{Q}{8} * \frac{a}{d} \tag{31}$$

Donde:

- R_h : Reacción de la Guía sobre rozadera
- Q : Carga
- d : Distancia de una rozadera a otra
- a : Ancho de la cabina

Conociendo la carga ($Q = 227.3 \text{ Kg}$), la distancia entre rozaderas ($d = 140\text{cm}$), y un ancho aproximado de cabina de 100cm , se reemplaza en (31) y se obtiene

$$R_h = 20.3 \text{ Kg}$$

La flecha que se produce por el empuje Horizontal sobre las guías en el tramo entre dos apoyos fijos se calcula mediante (32).

$$F = \frac{R_h * l_k^3}{48 * E * I_g} \quad (32)$$

Donde:

- F : Flecha
- R_h : Reacción de la viga sobre rozadera
- l_k : Distancia entre apoyos
- E : Módulo de elasticidad (2100000 kg/cm^2)
- I_g : Inercia de la Guía

De acuerdo a la norma de Aparatos Elevadores Español, en el artículo 80-1, la flecha que se puede producir de acuerdo a las condiciones dadas es de 3mm (0.003m).

Conociendo la distancia entre apoyos de acuerdo al área de trabajo establecida de $1,5\text{m}$ ($l_k = 150\text{cm}$) y los datos del perfil expuestos en la Tabla 9, se sustituye los valores en (32) para obtener el valor de la flecha.

$$F = 0.0166\text{cm} < 3\text{mm}$$

Por tanto, la resistencia de la guía es aceptable.

7.1.3.2. Esfuerzo de frenado

De acuerdo a la norma EN 81-1, la desaceleración máxima es de $2.5g$, se tiene un coeficiente para trabajar con diferentes tipo de paracaídas y de acuerdo al tipo de apoyos que poseen las guías. En la tabla 10 se muestra las diferentes ecuaciones de acuerdo a tipos de frenos de emergencia. En este caso en partículas, se trabaja con guías apoyadas debido a que se tiene una estructura tipo jaula completamente aparte de las guías, estructura en la cual las guías se apoyan mediante pernos cada 150cm.

Tabla 10. Ecuaciones para guías de acuerdo al tipo de paracaídas [10]

Para Guías Apoyadas	
Paracaídas Instantáneos de cuñas	$R_h = k * lk + 2.5(P + Q)$ (33)
Paracaídas Instantáneos de rodillos	$R_h = k * lk + 1.5(P + Q)$ (34)
Paracaídas Progresivos	$R_h = k * lk + (P + Q)$ (35)

Donde:

- k : Peso de la guía por cm
- P : Peso de la cabina
- Q : Peso de la carga

De acuerdo al tipo de paracaídas utilizado (Progresivo), se emplea (35), conociendo un peso total de la cabina más la carga de $450 Kg$ según lo previsto en la Tabla 7, un peso aproximado de la guía por centímetro de $0.073 kg/cm$, se reemplaza los valores y se obtiene:

$$R_h = 685.95 Kg$$

Se calcula la resistencia de las guías con los apoyos ubicados cada 150cm. Las guías apoyadas se encuentran a compresión por lo cual se determina con (36), si el resultado es menor a 250 es aceptable. [10]

$$\lambda = \frac{l_k}{i(\text{radio de giro mínimo del perfil})} \quad (36)$$

Reemplazando los valores, se obtiene

$$\lambda = 105.634 < 250$$

Se acepta y se procede a calcular su resistencia como barras comprimidas en tramos de longitud l_k . Se emplea la fórmula de Euler (37)

$$R'_h = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{l_k^2} \quad (37)$$

Conociendo que I_{min} , se refiera a la inercia mínima mostrada en la Tabla 9, se procede a resolver (37), obteniendo

$$R'_h = 17594.215 \text{ Kg}$$

De acuerdo a la norma EN 80-1, el coeficiente de seguridad para las guías debe ser igual o mayor a 10 por lo tanto la resistencia de las guías de acuerdo a su trabajo (tracción o compresión) con respecto al esfuerzo de frenado para ser aceptado debe ser 10 o superior.

$$\frac{R'_h}{R_h} = \frac{17594.215}{685.95} = 25.65 < 10$$

Dado que el coeficiente resulta ser mayor a 10, debido a que se seleccionó la menor de las guías mostradas en la tabla 9, se aceptan las guías conociendo que se encuentran sobredimensionadas.

7.1.4. Selección del mecanismo Tornillo - Tuerca

En el transporte horizontal de la carga, para su liberación se emplea un mecanismo de tuerca tornillo visualizado en la sección 5.3.1. El mecanismo se selecciona mediante el catalogo proporcionado por el fabricante de tornillos de bolas recirculantes HIWIN [17], se considera este tipo de tornillo debido a que poseen un coeficiente de rozamiento (μ) bajo (entre 0.003 y 0.01), lo cual ayuda a que las dimensiones del tornillo sean menores a las de tornillos tradicionales.

La fuerza axial para el dimensionamiento del tornillo, se obtiene mediante (31).

$$Fa = Fbm + P \quad (31)$$

Se obtiene un promedio de la carga operativa mediante (32)

$$Fbm = \sqrt[3]{Fb_1^3 * \frac{t_1}{100} * f_{p1}^3 + Fb_2^3 * \frac{t_2}{100} * f_{p2}^3 + \dots} \quad (32)$$

Debido a que no se tiene una carga variable en el tiempo, la ecuación se simplifica a (33)

$$Fbm = \sqrt[3]{Fb_1^3 * 1 * f_{p1}^3} \quad (33)$$

Se conoce que $f_p = 1.3 \sim 1.8$ en condiciones normales, y $Fb = 250kg$, entonces, al reemplazar los valores en (33) se obtiene (34)

$$Fbm = 304.11kgf \quad (34)$$

La fuerza de precarga se obtiene mediante (35)

$$P = \frac{Fbm}{2.8} = 108.611kgf \quad (35)$$

Una vez obtenidas las fuerza, se tiene el valor de la fuerza axial al reemplazar (34) y (35) en (31)

$$Fa = 412.721kgf$$

La carga dinámica viene dada por (36)

$$C' = Fa * \left(\frac{L}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (36)$$

La vida útil de la máquina (Lh) es igual a 8000 horas previsto para máquinas de trabajo con alta fiabilidad de funcionamiento intermitente como ascensores, de acuerdo al catálogo general skf [18].

La vida útil de funcionamiento en revoluciones se calcula mediante (37)

$$L = Lh * N_{av} * 60 \quad (37)$$

Debido a que se trabaja en una velocidad constante, el número de revoluciones promedio es el mismo con el que trabaja el motor que es 1400rpm. Entonces se tiene

$$L = 10.08 \times 10^8$$

Conociendo todos los valores, se reemplaza en (36), obteniendo

$$C' = 4138.187 \text{ kgf}$$

En base a la carga dinámica obtenida, se selecciona el tornillo de acuerdo a la tabla encontrada en el catálogo de HIWIN según el tipo de tornillo y tuerca seleccionados, como se puede ver en la Figura 24.

Model	Size		Ball Dia.	PCD	RD	Circuits	Stiffness kgf / μm K	Dynamic Load 1×10^6 revs C (kgf)	Static Load Co (kgf)	Nut		Flange			Return Tube		Bolt			Fit	
	Nominal Dia.	Lead								D	L	F	T	BCD-E	W	H	X	Y	Z		S
16-4B2	16	4	2.381	16.25	13.792	2.5x2	26	802	1722	30	48	52	10	40	23	21	5.5	9.5	5.5	12	
16-5B1				16.6	13.324	2.5x1	16	763	1400	31	45	54	12	41	27	22	5.5	9.5	5.5	12	
16-5B2		5		16.6	13.324	2.5x2	33	1385	2799	31	60	54	12	41	27	22	5.5	9.5	5.5	12	
16-5C1				3.175	16.6	13.324	3.5x1	22	1013	1946	31	50	54	12	41	27	22	5.5	9.5	5.5	12
16-10B1					10	16.6	13.324	2.5x1	16	763	1399	30	54	53	10	41	22.5	23	5.5	9.5	5.5
20-5B1	20	5	3.175	20.6	17.324	2.5x1	19	837	1733	35	45	58	12	46	27	25	5.5	9.5	5.5	12	
20-5B2				20.6	17.324	2.5x2	39	1519	3465	35	60	58	12	46	27	25	5.5	9.5	5.5	12	
20-6B1		6		3.969	20.8	16.744	2.5x1	20	1139	2187	36	48	60	12	47	28	27	5.5	9.5	5.5	12
20-6C1					20.8	16.744	3.5x1	28	1512	3041	36	66	60	12	47	28	27	5.5	9.5	5.5	12
20-20A1					20	20.8	16.744	1.5x1	13	719	1281	36	66	60	12	47	28	27	5.5	9.5	5.5
25-5B2	25	5	3.175		25.6	22.324	2.5x2	46	1704	4417	40	60	64	12	52	31	26	5.5	9.5	5.5	12
25-5C1					25.6	22.324	3.5x1	35	1252	3085	40	50	64	12	52	31	26	5.5	9.5	5.5	12
25-6B2		6		3.969	25.8	21.744	2.5x2	48	2308	5523	42	68	68	12	55	32	28	6.6	11	6.5	12
25-6C1					25.8	21.744	3.5x1	35	1690	3844	42	55	68	12	55	32	28	6.6	11	6.5	12
25-8B2					8	4.763	26	21.132	2.5x2	46	2888	6472	50	80	74	13	62	35	31	5.5	9.5
25-10B1	26	21.132	2.5x1				25	1592	3237	45	65	72	16	58	34	29	6.6	11	6.5	12	
25-10B2	10	26	21.132				2.5x2	46	2888	6472	47	97	74	15	60	35	31	6.6	11	6.5	15
25-16B1	16	26	21.132	2.5x1	28		1592	3237	45	84	72	16	58	34	29	6.6	11	6.5	12		
25-20B1	20	26	21.132	2.5x1	28		1592	3237	45	96	72	16	58	34	30	6.6	11	6.5	12		
25-25A1	25	26	21.132	1.5x1	16	1019	1927	45	90	72	16	58	34	30	6.6	11	6.5	12			
28-5B1	28	5	3.175	28.6	25.324	2.5x1	26	984	2466	44	45	70	12	56	34	28	6.6	11	6.5	12	
28-5B2				28.6	25.324	2.5x2	50	1785	4932	44	60	70	12	56	34	28	6.6	11	6.5	12	
28-6A2		6		4.763	28.6	25.324	1.5x2	29	1150	2960	44	55	70	12	56	34	28	6.6	11	6.5	12
28-6B2					28.6	25.324	2.5x2	48	1784	4932	50	61	74	12	60	36	29	6.6	11	6.5	15
32-5B2					32.6	29.324	2.5x2	55	1886	5666	50	60	76	12	63	38	30	6.6	11	6.5	12
32-5C1	5	32.6	29.324		3.5x1	39	1388	3967	50	50	76	12	63	38	30	6.6	11	6.5	12		
32-6B2	6	3.969	32.8		28.744	2.5x2	56	2556	7020	52	68	78	12	65	39	32	6.6	11	6.5	12	
32-6C1			32.8	28.744	3.5x1	39	1888	4936	52	55	78	12	65	39	32	6.6	11	6.5	12		
32-8B2			8	4.763	33	28.132	2.5x2	59	3284	8453	54	86	88	16	70	40	33	9	14	8.5	15
32-8C1	33				28.132	3.5x1	41	2428	5948	54	70	88	16	70	40	33	9	14	8.5	15	
32-10B1	32				33.4	26.91	2.5x1	30	2650	5599	54	70	88	16	70	44	37	9	14	8.5	15
32-10B2	10	33.4	26.91		2.5x2	60	4810	11198	57	98	91	16	73	44	37	9	14	8.5	15		
32-10C1	36	6	3.969		33.4	26.91	3.5x1	44	3519	7785	57	78	91	16	73	44	37	9	14	8.5	15
32-16B1				16	33.4	26.91	2.5x1	30	2650	5599	54	100	88	16	70	45	38	9	14	8.5	15
32-20B1		20		33	28.132	2.5x1	33	1810	4227	54	100	88	16	70	40	33	9	14	8.5	15	
32-25B1		25		33	28.132	2.5x1	33	1810	4227	54	118	88	16	70	40	33	9	14	8.5	15	
32-32A1		32		33	28.132	1.5x1	18	1154	2505	54	110	88	16	70	40	33	9	14	8.5	15	
36-6B1	36	6	3.969	36.8	32.744	2.5x1	35	1486	3969	55	50	82	12	68	42	32	6.6	11	6.5	12	
36-6B2				36.8	32.744	2.5x2	60	2696	7937	55	68	82	12	68	42	32	6.6	11	6.5	12	

Figura 24. Tabla de selección de tornillo [17]

7.1.5. Selección de Motor para Tornillo

La selección del motor para el tornillo transportador, va de la mano con la selección del tornillo, por ende, en el catálogo de HIWIN [18] de donde

previamente se obtuvo las formulas recomendadas por el fabricante para el tornillo, así mismo, el catálogo proporciona las formulas recomendadas para la selección del motor, tomando en cuenta el par de motor en transmisión común (Ta), en transmisión de reversa (Tc), par de arrastre de carga (Td), torque de fricción del rodamiento, entre otros. Se empieza calculando el par de motor en transmisión común dado por (38).

$$Ta = \frac{Fb * l}{2\pi * \eta_1} \quad (38)$$

Donde:

- Ta : Par motor para transmisión común [Kgf-mm]
- Fb : Carga Axial [Kgf]
- l : Paso [mm]
- η_1, η_2 : Eficiencia Mecánica (transmisión común, reversa)

Se procede a encontrar los valores de carga axial (Fb) mediante (39).

$$Fb = Fbm + (\mu * \omega) \quad (39)$$

Donde:

- Fb : Carga Axial [Kgf]
- Fbm : Promedio de la carga operativa [Kgf]
- μ : Coeficiente de fricción (0.003 - 0.01)
- ω : Peso

Conociendo que el peso $\omega = 250kg$, y reemplazando (34) en (39), se tiene

$$Fb = 306.61 Kgf$$

La eficiencia mecánica se obtiene a partir de (40)

$$\eta_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha+\beta)} \quad (40)$$

Donde:

η_1 : Eficiencia Mecánica (transmisión común)

α : Ángulo de paso

β : Ángulo de fricción

Se calcula el ángulo de paso mediante (41)

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{l}{\pi * Dm}\right) \quad (41)$$

Donde:

l : Paso

Dm : Diámetro nominal

Conociendo el paso ($l = 10$) y el diámetro nominal ($Dm = 33.4$) del tornillo seleccionado de acuerdo al catálogo, al remplazar en (41) se tiene

$$\alpha = 5.44^\circ$$

El ángulo de fricción se obtiene mediante (42)

$$\beta = \tan^{-1}(\mu) \quad (42)$$

Utilizando el coeficiente de fricción más alto para suponer el peor de los casos, se toma $\mu = 0.01$, consiguiendo

$$\beta = 0.573^\circ$$

Reemplazando los valores de α y β en (40) se encuentra la eficiencia mecánica en transmisión común

$$\eta_1 = 0.904$$

Una vez calculados los valores de carga axial, y eficiencia, se sustituye en (38) para conseguir el par motor en transmisión común.

$$T_a = 539.806 \text{ Kgf mm}$$

Se considera el torque de fricción del rodamiento de soporte (T_b) igual a 10kgf-mm de acuerdo al catálogo de selección [17]. Se procede a calcular el par de transmisión reversa mediante (43)

$$T_c = \frac{F_b * l * \eta_2}{2\pi} \quad (43)$$

Para calcular el valor del torque, hace falta liberar una incógnita que es la eficiencia mecánica en reversa dada por (44)

$$\eta_2 = \frac{\tan(\alpha + \beta)}{\tan(\alpha)} \quad (44)$$

Reemplazando los valores de α y β encontrados previamente, se obtiene el valor de la eficiencia

$$\eta_2 = 0.894$$

Con todas las incógnitas despejadas, se obtiene el valor del torque en transmisión reversa al sustituir los valores de (43)

$$T_c = 436.258 \text{ Kgf mm}$$

Siguiendo con el par de arrastre de carga, se resuelve mediante (45)

$$T_d = \frac{k_p * P * l}{2\pi} \quad (45)$$

Donde:

- T_d : Par de arrastre de carga
- k_p : Coeficiente del torque de precarga
- P : Precarga
- l : Paso

Se conoce de acuerdo a (35) que $P = 108.611 \text{ Kgf}$, y $l = 10$ por catálogo, pero se desconoce kp , por tanto se lo encuentra mediante (46).

$$kp = \frac{1}{\eta_1} - \eta_2 \quad (46)$$

Con las eficiencias calculadas anteriormente, al reemplazar se obtiene

$$kp = 0.212$$

Una vez calculado el coeficiente, se procede a calcular el par de arrastre agregando los valores de las variables en (45), consiguiendo

$$Td = 36.646 \text{ Kgf mm}$$

La sumatoria de todos los torques multiplicado por la relación de transmisión de los engranajes, da como resultado el torque del motor en condiciones normales como se muestra en (47).

$$T_M = (Ta + Tb + Td) * \frac{N1}{N2} \quad (47)$$

Debido a que el motor va conectado al tornillo directamente, la relación de transmisión es igual a 1, por lo cual el torque del motor en condiciones normales tiene como resultado

$$T_M = 586.452 \text{ Kgf} * \text{mm} = 5.747 \text{ Nm}$$

Para realizar un cálculo más aproximado al valor real del motor, se utiliza las diferentes inercias del sistema como son la inercia del motor, del tornillo y de carga.

La inercia del motor se consigue mediante (48).

$$J_M = \frac{1}{2g} * \pi * \rho_d * R^4 * L \quad (48)$$

Donde:

J_M : Inercia del motor [$kg \text{ mm s}^2$]

g : Gravedad [mm/s^2]

ρ_d : Peso específico del disco para acero ($7.8 \times 10^{-6} \text{ Kgf/mm}^3$)

R : Radio de disco (16 mm)

L : largo del disco (200 mm)

Sustituyendo los valores en (48), se tiene

$$J_M = 0.0164 \text{ Kgf} * \text{mm} * \text{s}^2$$

Para continuar, se procede a encontrar la inercia del tornillo por medio de (49)

$$J_B = \frac{1}{2g} * \omega S * \left(\frac{Dn}{2}\right)^2 * \left(\frac{N1}{N2}\right)^2 \quad (49)$$

Donde:

J_B : Inercia del Tornillo [$kg \text{ mm} \text{ s}^2$]

g : Gravedad [mm/s^2]

ωS : Peso aprox. del tornillo (9 Kg)

Dn : Diámetro normal del tornillo (32 mm)

Reemplazando las cantidades en las variables de (49) se tiene

$$J_B = 0.117 \text{ Kgf} * \text{mm} * \text{s}^2$$

La última inercia por encontrar es la de carga, se obtiene mediante (50).

$$J_L = \frac{\omega}{g} \left(\frac{l}{2\pi}\right)^2 * \left(\frac{N1}{N2}\right)^2$$

Donde:

J_L : Inercia de carga [$kg \text{ mm} \text{ s}^2$]

g : Gravedad [mm/s^2]

ω : Peso de carga (250 Kg)

l : Paso

Conociendo las variables, se resuelve (50) y se tiene

$$J_L = 0.0646 \text{ Kgf} * \text{mm} * \text{s}^2$$

Se realiza la sumatoria de todas las inercias para obtener

$$J = 0.198 \text{ Kgf} * \text{mm} * \text{s}^2$$

Ahora se obtiene el torque total del motor, desarrollando el torque del motor durante la aceleración en (51), conociendo una aceleración angular $\alpha = 100 \text{ rad/s}^2$

$$T'a = J * \alpha = 19.8 \text{ Kgf} * \text{mm} \quad (51)$$

El torque total del motor resulta de la sumatoria del par en condiciones normales y durante la aceleración, consiguiendo así (52).

$$T_{Ma} = T_M + T'a = 609.252 \text{ Kgf} * \text{mm} \quad (52)$$

Una vez conocido el torque total del motor, se puede calcular la potencia del mismo mediante (53), agregando un factor de seguridad de 2 con lo cual el par del motor máximo $T_{Pmax} = 1218.504 \text{ Kgf} * \text{mm}$.

$$P_d = \frac{T_{Pmax} * l_r}{974} \quad (53)$$

Donde:

P_d :	Potencia del motor [W]
T_{Pmax} :	Torque máximo de moto
L_r :	Longitud de rosca de tornillo (1200 mm)

Despejando las variables de (53) se obtiene

$$P_d = 1501.236 W = 2.013Hp$$

Se requiere de un motor de 2Hp de potencia con un par aproximado de 6Nm, se selecciona del catálogo de Motorvario [19], se emplea el modelo de la serie M estándar IEC, trifásico bipolar de 2hp, similar al mostrado en la Figura 25. De acuerdo a la velocidad del motor, se puede colocar una caja reductora, la velocidad final es de 1200rpm para que el carro liberador salga en un tiempo aproximado de 5s, a menor velocidad de giro del tornillo, será mayor el tiempo en que se libere la carga. Por ejemplo, se puede reducir la velocidad hasta 600rpm para liberar la carga en 10s, lo que no puede reducirse es el par de 6Nm.



Figura 25. Motovario - Motor Trifásico con caja reductora [19]

7.1.6. Justificación del Tecle o Polipasto

La empresa Moyabaca, ha provisto de un tecle o polipasto, la confirmación del uso del mismo se basa en datos mediante los cuales se dimensiona un motor base a partir del cual se parte para corroborar la capacidad de carga adecuada.

7.1.6.1. Dimensionamiento de motor para elevación de la carga

En el dimensionamiento del motor, se busca obtener la potencia requerida para levantar la carga preestablecida a una altura determinada, entonces se tiene.

$$P = \frac{T}{t}$$
$$P = \frac{mgh [J]}{t [s]}$$
$$P = \frac{(450kg) * \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) * (6m)}{30s} = 882 W$$
$$P = \left(882 W \left| \frac{1hp}{746W} \right. \right) = 1.18 hp$$

7.1.6.2. Comparativa de motores.

Con el dimensionamiento del motor, se tiene una potencia mínima del motor para el tecele de 882 W, se procede a verificar con la hoja de datos del tecele proporcionado por la empresa como se muestra en la tabla 11.

Tabla 11. Comparación de Motores

Características	Tecele de la empresa (Modelo PA1000)	Motor Dimensionado
Potencia	1600 W	882 W
Capacidad de carga	500 Kg	450 Kg
Altura	6-12m	6m
Velocidad de levantamiento	8m/min	12m/min

La Tabla 11 muestra una comparativa entre los datos dimensionados y los obtenidos por la hoja de datos del tecele proporcionado por la empresa, se observa un sobredimensionamiento en cuanto al tecele de empresa, motivo por el cual se acepta la sugerencia de la empresa.

7.2. Dimensionamiento Electrónico

Es necesario conocer los componentes electrónicos que brindarán el funcionamiento correspondiente a la máquina, por lo tanto, se realiza un diagrama de bloques con sus componentes como se puede ver en la Figura 26.

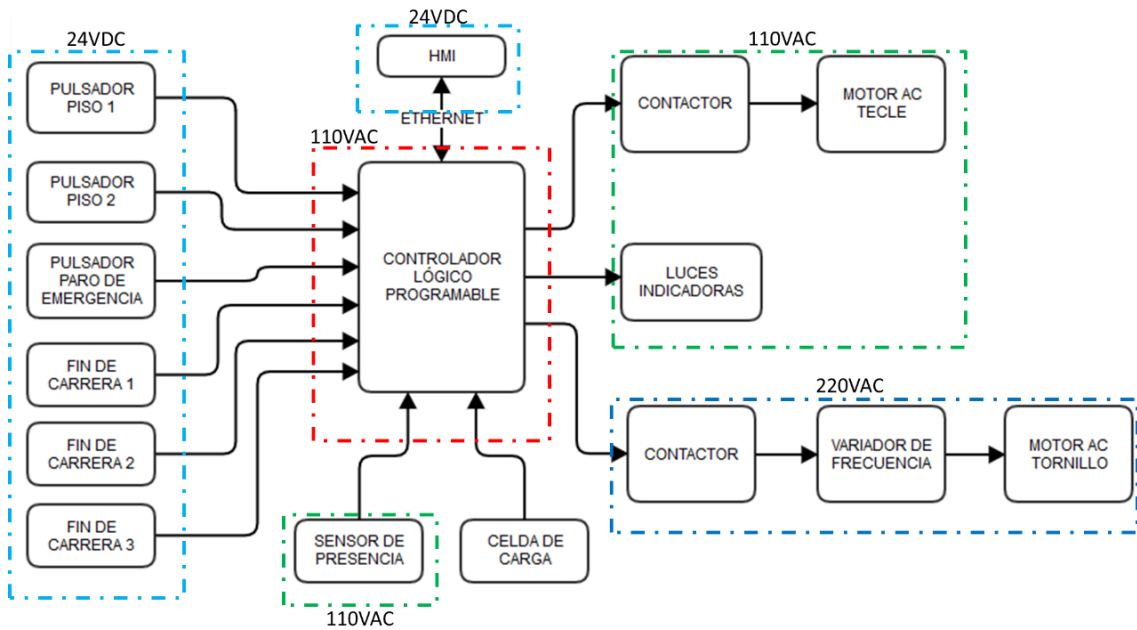


Figura 26. Diagrama de Bloques Eléctrico

Para una mejor visualización, en la Figura 27 se muestra un esquema base del posicionamiento de los elementos electrónicos ubicados en la caja o panel de control tanto en el interior como en el exterior. En la Tabla 12 se muestra el resumen de los elementos de la Figura 27 de acuerdo al número asignado.

Tabla 12. Resumen de componentes en Panel de control

N°	Componente	Marca-Modelo-Detalle
1	Botón de paro de emergencia	Camsco/LMB-BS5
2	HMI LOGO! TDE	Siemens - LOGO! TDE - 12/24VDC, 24VAC
3	Botones de selección	Camsco
4	Luces piloto	Siemens
5	Variador de Frecuencia	Siemens - Sinamics G110 6SL3211-0AB21-5UA0
6	Relé térmico	Siemens - Sirius 3RU2116-1FB0
7	Contactador	Siemens - Sirius 3RT2015-1BB42
8	Módulo de expansión	Siemens - DM812/24R
9	PLC LOGO!	Siemens LOGO! 8 - 115/230VAC DC/DC
10	Disyuntor o Interruptor termomagnético	Siemens - Sentron 5SX1202-7 - 2a

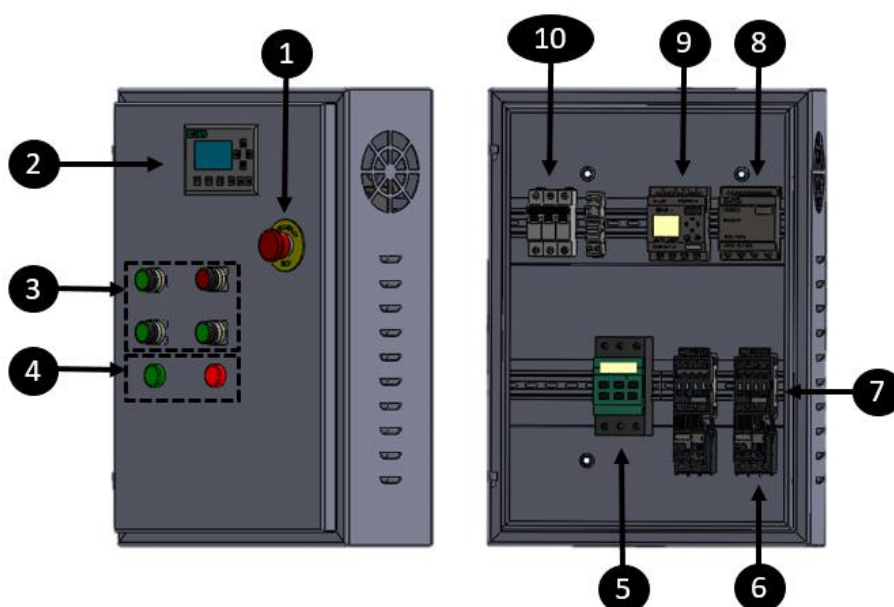


Figura 27. Panel de Control

7.2.1. Selección de PLC

A partir del diagrama visto en la Figura 26, se realiza un listado de entradas y salidas como se visualiza en la Figura 28. para proceder con la selección del PLC. El proyecto presenta 8 entradas y 5 salidas sin contar la pantalla para HMI puesto a que ésta se conecta por medio de cable ethernet.

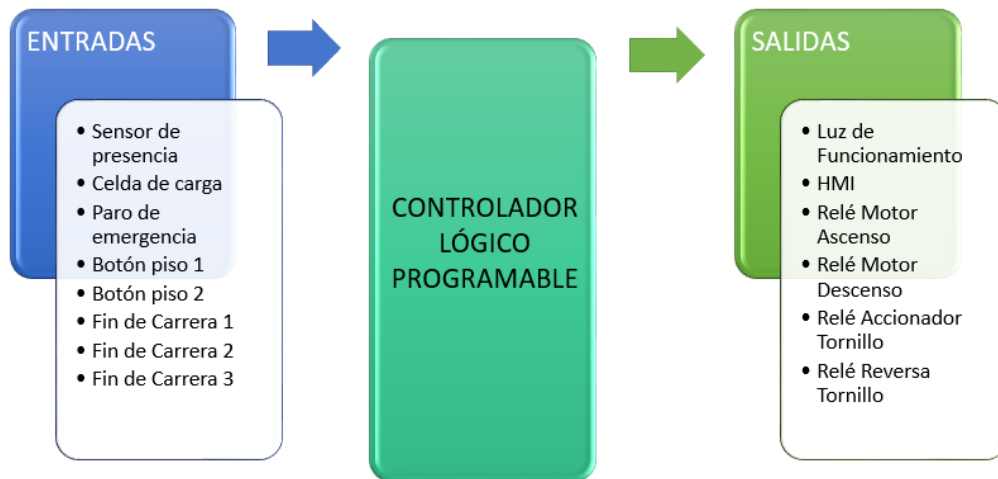


Figura 28. Diagrama de entradas y salidas

7.2.1.1. PLC Siemens S7-1200 y PLC Siemens LOGO!

Como se muestra en la sección 7.2.1. el PLC seleccionado debe poseer 8 entradas, 5 salidas y puerto ethernet para pantalla HMI, para éste caso, un controlador convencional como es el PLC Siemens S7-1200 se encuentra sobredimensionado para las características requeridas. Por ello se cuenta con el PLC Siemens LOGO! 8 Basic que se observa en la Figura 29, cuenta con 8 entradas de 12 a 24 VDC, 4 salidas y puerto ethernet.



Figura 29. PLC LOGO! 8 [20]

Para compensar la falta de salidas, se requiere un módulo de ampliación como es el modelo DM16 230R que se observa en la Figura 30.



Figura 30. Módulo de Ampliación [20]

El módulo posee las características mostradas en la tabla 13.

Tabla 13. Características Módulo DM16 230R [20]

Alimentación	115 V – 0.37 mA
Entradas digitales	8
Salidas digitales	8

7.2.2. HMI

La interfaz Humano Máquina (HMI) provee la visualización de las operaciones que se están ejecutando en el momento de funcionamiento y permite interactuar para con la aplicación. Para el elevador se utiliza un HMI LOGO! TDE de la compañía Siemens que se puede ver en la Figura 31.



Figura 31. Pantalla LOGO! TDE [20]

Las características de la pantalla se encuentran en la Tabla 14.

Tabla 14. Características HMI LOGO! TDE

Pantalla	128.2x80mm (blanco, naranja, rojo)
Teclas de función	4 teclas (F1-F4)
Teclas estándar	6

7.2.3. Variador de Frecuencia

El motor para liberación de carga, requiere de un variador de velocidad para encenderlo y controlar su accionamiento y proporciona a su vez un control de sobrecarga. se tiene el variador de Siemens Sinamics G110 de tipo 6SL3211-0AB21-5UA0 [21], el cual funciona con motores de hasta 2 HP por lo que satisface al motor de liberación de carga mediante tornillo. Se puede ver el variador en la Figura 32.



Figura 32. Variador de Frecuencia [21]

7.2.4. Selección Luces Piloto

En el panel de control, es necesario colocar luces piloto con el objetivo de indicar las diferentes fases de funcionamiento del sistema, como, por ejemplo, si el motor se encuentra encendido o apagado, si hay un error o un paro de emergencia. Las luces indicadoras para este sistema funcionan con 110/220V, con un diámetro de 22mm, se puede ver en la Figura 33.



Figura 33. Luces Indicadoras [22]

7.2.5. Selección Botón de Emergencia

Es necesario en todo mecanismo, colocar un botón de paro de emergencia para evitar accidentes, ya sea por mal uso de la máquina o a su vez por una falla del sistema, una vez presionado el botón el funcionamiento del mecanismo debe detenerse por completo y el botón permanecerá enclavado hasta que el operador gire la roseta del botón y libere el enclavamiento, en la Figura 34 se puede visualizar el tipo de botón seleccionado.



Figura 34. Botón de Paro de Emergencia [23]

7.2.6. Selección Sensor de presencia

El sensor de presencia se lo selecciona de acuerdo a las características, dentro de la jaula del elevador, con base a la ubicación del sensor el cual se coloca en la parte inferior de la cabina y conociendo que la altura total del elevador es de 6m y el ancho de 1.5m, restando la altura de la cabina se tiene un rango de detección aproximado de 5m de alto y 1.5m de ancho. De acuerdo al catálogo de detectores de movimiento de Legrand [24] se tiene el EBMPIR-MB como se puede ver en la Figura 35.



Figura 35. Sensor de Presencia [24]

7.2.7. Finales de carrera

Los finales de carrera son elementos electrónicos del tipo pulsador que al activarse envían una señal de referencia para las máquinas, cada señal la interpreta el controlador con lo cual se procede a realizar la acción determinada por el mismo. Para el elevador se requiere finales de carrera del tipo industrial, como referencia se encuentra el de la marca Siemens, modelo 3SE5 234-0BC05-1AC4 (de 24V DC) que se muestra en la Figura 36, estos dispositivos vienen con la opción para incorporar ya sea un acople de tipo palanca o roldana.



Figura 36. Final de Carrera Marca Siemens [20]

7.2.8. Selección celda de carga

Para limitar la carga que se ingresa al elevador, es fundamental colocar una celda de carga de tal manera que cense el peso en la cabina y mediante parámetros establecidos en el algoritmo de control, permita o no el accionamiento del elevador. Este tipo de sensores pueden ser tipo plataforma, como se puede ver en la Figura 37, para colocarla en la base de la cabina donde ingresa la carga.



Figura 37. Sensor de Carga Tipo Plataforma [25]

O a su vez puede ser de tipo celda simple, similar a la que se muestra en la Figura 38, colocada como acople en la parte superior de la cabina, en la unión entre el cable transportador y la cabina.



Figura 38. Celda de Carga [26]

7.2.9. Seguridades Eléctricas

Es necesario colocar diferentes protecciones eléctricas para los elementos en uso como los motores y el PLC, en caso de sobrecargas.

7.2.9.1. Protección para Motor

Para proteger el motor, se utiliza contactores y relés térmicos, se conoce que los motores utilizados varían en voltaje pero poseen una potencia aproximada de 1.5kw , por lo cual se selecciona un relé térmico de sobrecarga tipo SIRIUS 3RU2116-1FB0 de acuerdo al catálogo[27] como el mostrado en la Figura 39.



Figura 39. Relé térmico de sobrecarga. [27]

Para los contactores, se recurre al mismo catálogo de Siemens [27] en base a la potencia antes prevista de los motores, el contactor seleccionado es del tipo SIRIUS 3RT2015-1BB42, similar al mostrado en la Figura 40.



Figura 40. Contactor SIRIUS [27]

7.2.9.2. Protección de Controlador

Para la protección del controlador se utiliza un interruptor del tipo termomagnético que protege contra cortocircuitos y sobrecargas, el PLC trabaja con una corriente máxima de 2A por lo cual se selecciona un interruptor del catálogo de interruptores de Siemens modelo Sentron 5SX1202-7 [28] como el que se muestra en la Figura 41.



Figura 41. Interruptor Termomagnético Siemens Sentron [28]

7.3. Programación

El sistema de elevación de carga, parte de un algoritmo general el cual proporciona la lógica a seguir con respecto a las diferentes tareas a cumplir antes, durante y después de elevar la carga.

7.3.1. Algoritmo General

El algoritmo general, muestra la lógica de programación dividida en diferentes funciones a ejecutar de manera continua siempre que se cumpla los parámetros preestablecidos dentro de cada función, las funciones establecidas son: agregar carga, seleccionar altura, transportar carga, y liberar carga. El esquema del algoritmo general se muestra en la figura 42.

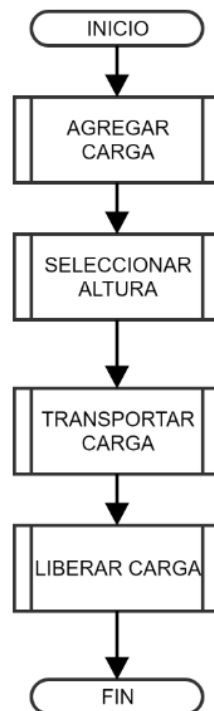


Figura 42. Algoritmo General

7.3.2. Algoritmo de función “Agregar Carga”

La primera función del algoritmo se denomina “Agregar carga”, al momento de utilizar el elevador, lo primero es determinar que la carga ingresada en la cabina no sobrepase el máximo de 500lbs para lo cual se dimensionó el elevador, en caso de exceder la carga, el elevador debe emitir un mensaje de precaución y únicamente continuar con el proceso cuando el peso sea el adecuado. El esquema de la función se muestra en el Anexo E – Figura 1.

7.3.3. Algoritmo de función “Seleccionar Altura”

El elevador se diseña para 2 pisos, motivo por el cual, una vez aceptada la carga a transportar se selecciona un número que referencie el piso al cual se traslada la cabina con la carga con un máximo de 2 y un mínimo de 0 como se muestra en el Anexo E – Figura 2.

7.3.4. Algoritmo de función “Transportar Carga”

Para dar paso al transporte de la carga, el elevador debe comprobar que se cumpla lo siguiente: la puerta de la cabina debe estar cerrada, y en caso de que el elevador se encuentre en un piso superior, verificar que no exista personal bajo el mismo por motivos de seguridad (ambos mediante señales de sensores ubicados de forma estratégica). El diagrama de la función se muestra en el Anexo E – Figura 3.

7.3.5. Algoritmo de función “Liberar Carga”

Una vez que la carga es transportada, se procede a liberar la carga de forma semiautomática, esto quiere decir que debe abrir la puerta y mover hacia fuera de la cabina, la plataforma interna que contiene la carga. El diagrama correspondiente se observa en el Anexo E – Figura 4.

7.3.6. Esquema general del HMI

La interfaz humano máquina (HMI), se compone por diferentes ADV con la información general requerida y los botones para el respectivo funcionamiento. En la Figura 43 se muestra el menú principal.

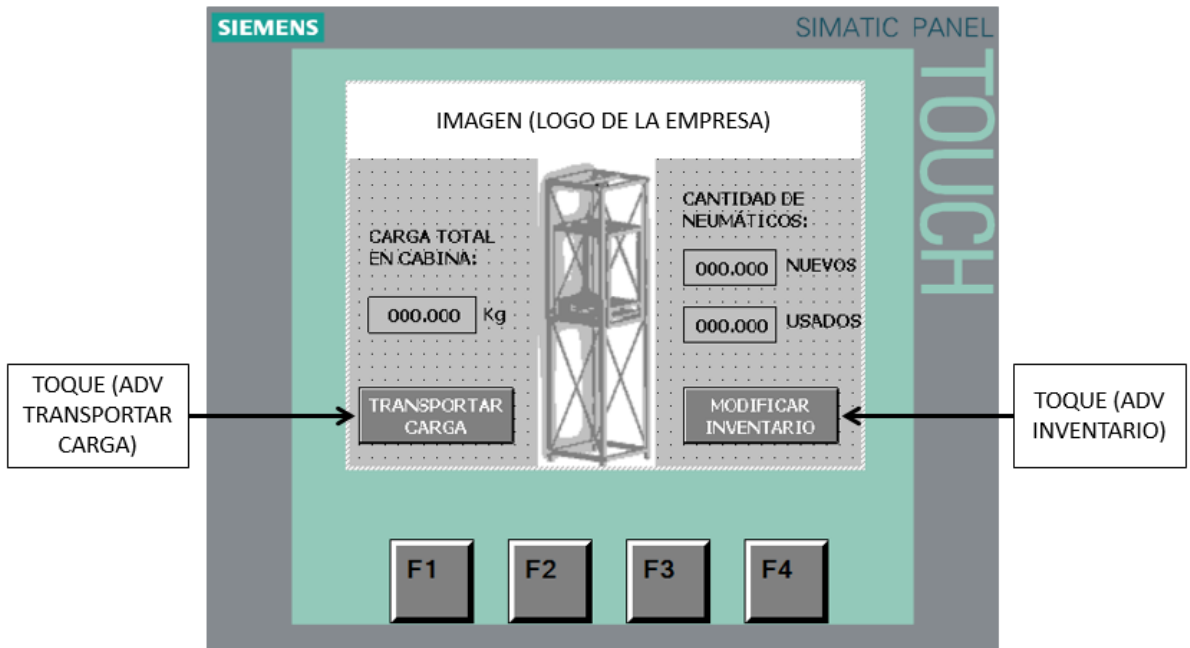


Figura 43. ADV Principal

Cada botón de la Figura 43 envía hacia un ADV diferente, como es el ADV de transporte de carga visualizado en la Figura 44 y el ADV de inventario mostrado en la Figura 45.

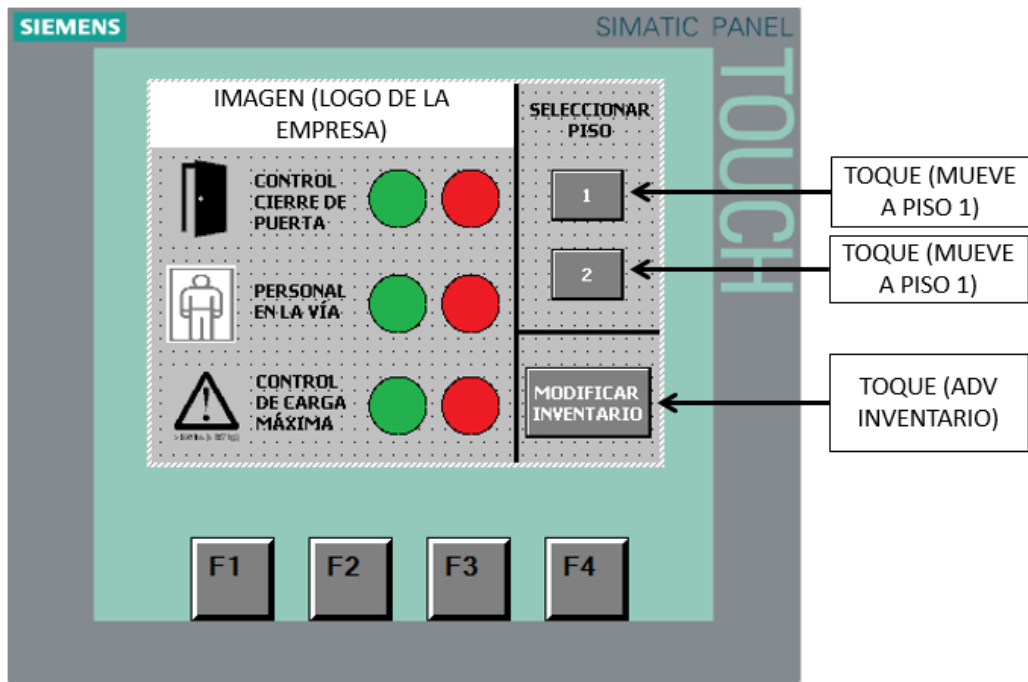


Figura 44. ADV Transportar Carga

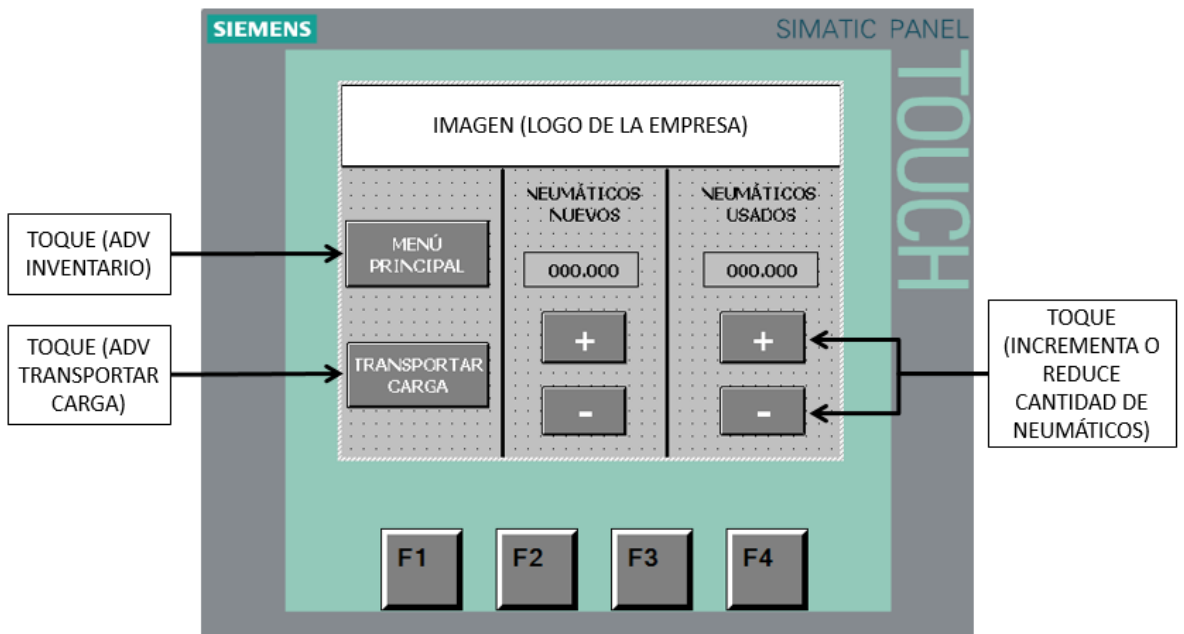


Figura 45. ADV Inventario

8. Conclusiones

- El volumen de trabajo de la cabina, puede levantar y liberar una carga aproximada de 8 unidades de sus neumáticos 185/60/R14 los cuales son de mayor salida en el mercado, en un tiempo aproximado de 1 minuto (de acuerdo al tiempo estipulado de elevación del tecele), mientras que un empleado puede llevar consigo un máximo de 2 neumáticos en un tiempo aproximado de 3 a 5 minutos (estos tiempos se comprobaron mediante una visita al local de interés), lo que implica una optimización en tiempo de 91.6%.
- El elevador y sus componentes estructurales se encuentran diseñados con un factor de seguridad de 3 de acuerdo a normativa de elevadores, libro de Mott y criterio propio, para levantar un peso neto máximo de 500lb (227.3 kg).
- El tornillo de potencia conjuntamente con su tuerca para la liberación de carga, se encuentra diseñado para 8 mil horas de trabajo de acuerdo a lo recomendado para máquinas de alta fiabilidad de funcionamiento intermitente del catálogo SKF.
- Se realizó un diseño por rigidez de máquina para garantizar su funcionalidad, la deflexión máxima de la viga de soporte del tecele es de 0.75mm

9. Recomendaciones

- Para la construcción, es necesario tener cuidado con las tolerancias geométricas y dimensionales ubicadas en los planos mecánicos.
- En los materiales para la construcción del elevador, se debe respetar las medidas estipuladas en el documento, principalmente en lo que respecta a los tubos estructurales.
- Es necesario realizar un mantenimiento periódico a los elementos motrices como son el tecele, motor liberador de carga, tornillo y tuerca de acuerdo a los respectivos manuales de mantenimiento de los fabricantes.

- Durante la instalación de la tuerca y tornillo de potencia, se debe tener cuidado y seguir las instrucciones brindadas por el fabricante (HWIN), al ser la tuerca de bolas recirculantes, el fabricante envía instrucciones específicas para su instalación y su lubricación.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] F. Quilo y G. Vallejo, "Diseño de la repotenciación de un elevador de carga de 2 toneladas de empresa grafitext cia.ltda", B.S.thesis, Esc. Ing. Mecánica, ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, Quito, Ecuador, 2014.
- [2] Polipasto Eléctrico, AICRANE, [En línea]. Disponible en: <https://polipastoelectrico.com.mx> [Fecha de consulta: diciembre 2019]
- [3] N. Chariguamán y L. Vargas, "Repotenciación de un elevador electrohidráulico tipo dos columnas, para la implementación en el taller de la escuela de ingeniería automotriz", B.S.thesis, Esc. Ing. Automotriz, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba, Ecuador, 2014.
- [4] C. García y A. Uribe, "Diseño y desarrollo de un elevador industrial de carga para la empresa codimec", B.S.thesis, Esc. Ingeniería, Dpto. Diseño de Producto, UNIVERSIDAD EAFIT, Medellín, Colombia, 2006.
- [5] Capítulo V, Mecanismos, Universidad Técnica del Norte, Quito, Ecuador, 2012.
- [6] A. Astudillo, "Dimensionamiento y construcción de una prensa mecánica para montaje y desmontaje de resortes de suspensión para vehículos tipo sedán hasta 2200cc", Tecnología, Esc. Formación de Tecnólogos, ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, Quito, Ecuador, 2006.
- [7] IES Llano de la Viña, Tema 4. Máquinas y Mecanismos, "Los Mecanismos: Máquinas en movimiento", 2017.

- [8] E. S. De la Cruz, O. Rojas, J. Yenque y A. Lavado, "Diseño y Construcción de Pistón Hidráulico", Revista de la Facultad de Ingeniería Industrial, vol. 8, pp. 13-17, 2005.
- [9] Moyabaca, [En línea]. Disponible: <https://www.moyabaca.com.ec/tienda> [Fecha de consulta: Diciembre 2019]
- [10] L. Guamán y A. Vega, "Diseño y construcción de un elevador para la facultad de mecánica", B.S.thesis, Esc. Ing. Mecánica, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba, Ecuador, 2014.
- [11] Dynatech, Productos, [En línea]. Disponible: https://www.dynatech-elevation.com/quasar_a3_quasar_es_91.htm [Fecha de consulta: Diciembre 2019]
- [12] Ministerio de Vivienda y Urbanismo, Requisitos para Transporte Vertical, NTM008, [En línea]. Disponible: https://www.normativaconstruccion.cl/normas_tecnicas/Norma_Tecnica_Minvu_008.pdf. [Fecha de consulta: Diciembre 2019]
- [13] Montt. R, «Resistencia de materiales,» de *Resistencia de materiales*, Mexico DF, Pearson, 2009, p. 459.
- [14] Elección del tipo de acero para estructuras, Gerdau Corsa, Tomo 1, México.
- [15] Catálogo de Aceros, Dipac, Ecuador.
- [16] J. Lasheras, Ascensores y Escaleras Mecánicas. Ediciones Montesco, Barcelona, España. 1980.
- [17] Ballscrew Technical Information, HIWIN, Motion Control and System Technology, [En Línea]. Disponible: <http://www.solucioneslineales.com/files/Ballscrew-Catalogo.pdf> [Fecha de consulta: Diciembre 2019]

- [18] Catálogo General de Rodamientos, Rodamientos SKF
- [19] Motovario, Productos, Motores eléctricos, [En línea]. Disponible: <https://www.motovario.com/spa/productos/motores-electricos--serie-m/motor-trifasico-doble-polaridadtrifasico-doble-polaridad-autofrenante-1> [Fecha de Consulta: Diciembre 2019]
- [20] Siemens, Siemens, 2019. [En línea]. Disponible: <https://new.siemens.com/global/en.html>
- [21] Siemens, Sinamics G110 Catalogue [En línea]. Disponible: http://c8200336.myzen.co.uk/downloads/D11_1_G110_1203_76.pdf
- [22] Datasheet RS Pro LED Indicators, Siemens, Diciembre 2019.
- [23] Xb4bs542 red O40 emergency switching off pushbutton. [En línea]. Disponible en: <https://bit.ly/2y9GSam>
- [24] Legrand, Detectores de movimiento y presencia, CPElectronics.
- [25] SPC, Catálogo de Báscula de Plataforma.
- [26] Catálogo de células de carga, Dinacell Electrónica.
- [27] Sistema modular SIRIUS, Catálogo Siemens, [En línea]. Disponible en: <https://docs.rs-online.com/8e7d/0900766b81501431.pdf>
- [28] Interruptores termomagnéticos 5SX1, Catálogo Siemens de Material eléctrico para la construcción, 2008, [En línea]. Disponible en: https://siemensmexico.com.mx/descargables/Instalaciones_Electricas_Residenciales.pdf