

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR VEHICULAR

**ROGER ALEXANDER MARTÍNEZ CÁCERES
ELIZABETH RODRÍGUEZ ARIAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2006

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR VEHICULAR

**ROGER ALEXANDER MARTÍNEZ CÁCERES
ELIZABETH RODRÍGUEZ ARIAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
LEONIDAS VÁSQUES
Ingeniero Mecánico**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2006**

DEDICATORIA

A Dios,

A mi viejo donde quiera que esté, por la confianza.

A mi vieja, a quien pienso retribuirle lo que ha hecho por mi en vida,

A mi familia,

A manchas.

Roger Alexander Martínez Cáceres

DEDICATORIA

A Dios,

A mi padre, por su paciencia y respaldo.

A mi madre por el apoyo moral,

A mis hermanas por la confianza.

A mis amigos por la compañía.

Elizabeth Rodríguez Arias

AGRADECIMIENTOS

A Leonidas Vásquez, ingeniero mecánico, director del proyecto y amigo, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A Abel Parada, Msc. en Ingeniería Mecánica, por sus consejos acertados.

A Antonio Gutiérrez por la confianza depositada en nuestro trabajo.

A todo el grupo de trabajo de Industrias Ricaurte, soldadores, pulidores y ayudantes por su colaboración.

A toda persona que de una u otra forma estuvo presente en el desarrollo de éste proyecto.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. DEFINICION DEL PROBLEMA	2
2. SOLUCION PLANTEADA	3
3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ELEVADOR	5
4. PARÁMETROS DE DISEÑO	7
4.1 CARGA Y ALTURA DE ELEVACIÓN	7
4.2 DIMENSIONES DE LA PLATAFORMA DE ELEVACIÓN	8
4.3 PARÁMETROS FINALES.	8
5. CÁLCULO Y DISEÑO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN	9
5.1 DISEÑO DE LA PLATAFORMA	9
5.1.1 Carga a levantar	10
5.1.2 Cálculo de las condiciones de carga	10
5.1.3 Material y elementos estructurales	12
5.1.4 Análisis de la plataforma del elevador en Sap 2000	18
5.1.4.1 Idealización de la Estructura	18
5.1.4.2 Determinación de cargas	21
5.1.4.3 Resultados	23
5.1.5 Análisis de los Pórticos en SAP 2000	29
5.1.5.1 Idealización de la Estructura.	30
5.1.5.2 Condiciones de carga	32
5.1.5.3 Resultados	34
5.2 SELECCIÓN DEL CABLE Y POLEAS	39
5.2.1 Construcción de Poleas	47
5.2.2 Eje de Soporte para Poleas	48

5.3 DISEÑO DE LOS ACTUADORES	51
5.3.1 Calculo de Cargas	51
5.3.2 Material del Vástago	52
5.3.3 Diámetro del Vástago	53
6. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	61
6.1 DISEÑO DEL DEPÓSITO	63
6.2 CIRCUITO HIDRÁULICO	64
7. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO	68
7.1 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA	68
7.2 POTENCIA DEL MOTOR	69
7.3 CIRCUITO DE POTENCIA	70
7.4 CIRCUITO DE CONTROL	71
8. DISEÑO DE LA BARANDA AUTOMÁTICA	73
8.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN.	75
8.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA BARANDA.	75
8.3 CARGAS.	77
8.4 CONSTRUCCIÓN.	80
8.4 FASE DE PRUEBA	82
9. CHEQUEO DE SOLDADURA	83
9.1 CRITERIO DE CHEQUEO	83
9.1.1 Chequeo de la Soldadura de las Orejas de Amarre	87
9.1.2 Chequeo de la Soldadura del Patín inferior.	94
9.1.3 Chequeo de la Soldadura de los Soportes para Cables	96
9.1.4 Chequeo de la Soldadura del Patín Superior.	97
CONCLUSIONES	100
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	101
BIBLIOGRAFÍA	102

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Vista de planta del local antes de la instalación del elevador.	3
Figura 2. Ganancia de espacio después de la reforma.	4
Figura 3. Vista lateral de la estructura del elevador y sus componentes.	5
Figura 4. Esquema simplificado de la estructura del elevador.	6
Figura 5. Dimensiones necesarias para el diseño de la plataforma.	9
Figura 6. Vista lateral de un auto en la plataforma.	11
Figura 7. Vista esqueleto de la estructura de la plataforma.	16
Figura 8. Estructura principal de la plataforma vista real.	17
Figura 9. Estructura completa de la plataforma en isométrico.	18
Figura 10. Vista en perspectiva del modelo idealizado de la estructura.	19
Figura 11. Numeración de nodos y elementos.	20
Figura 12. Cargas sobre la plataforma.	22
Figura 13. Orientación de los Ejes de los elementos de la estructura.	24
Figura 14. Convención de signos, respecto a ejes locales.	24
Figura 15a. Deformación Plano ZY.	25
Figura 15b. Deformación Plano XZ.	26
Figura 15c. Deformación Plano XY.	26
Figura 15d. Deformación Perspectiva.	27
Figura 16. Esfuerzo permisible / esfuerzo en la plataforma.	28
Figura 17. Isométrico y frontal del pórtico.	29
Figura 18. Vista en perspectiva del modelo idealizado del pórtico.	30
Figura 19. Numeración de nodos y elementos.	31
Figura 20. Condiciones de carga del pórtico. (a) Carga vertical sobre el perfil superior, (b) Carga horizontal de la plataforma.	33
Figura 21. Esfuerzo permisible / esfuerzo en el pórtico condición 1.	34

Figura 22. Esfuerzo permisible / esfuerzo en el pórtico condición 2.	35
Figura 23. Deformada aumentada 80 veces, condiciones de carga.	36
Figura 24. Diagrama cuerpo libre plataforma.	40
Figura 25. Sección transversal del cable 6x19.	42
Figura 26. Duración a la fatiga de los cables de acero.	44
Figura 27. Vista parcial de los planos de la polea.	47
Figura 28. Fotografía del montaje de la polea.	47
Figura 29. Cargas sobre el eje de la polea.	48
Figura 29. Esquema del principio de operación del elevador.	51
Figura 30. Condición de apoyo del actuador.	53
Figura 30a. Condición de apoyo del actuador, Caso I.	54
Figura 30b. Condición de apoyo del actuador, Caso II.	54
Figura 30c. Condición de apoyo del actuador, Caso III.	55
Figura 30d. Condición de apoyo del actuador, Caso IV.	55
Figura 31. Montaje del actuador.	58
Figura 32. Conjunto actuador.	59
Figura 33. Unidad hidráulica.	64
Figura 34. Sistema hidráulico.	65
Figura 35. Sistema hidráulico montaje para pruebas.	66
Figura 36. Construcción del tanque de alivio de presiones de descarga.	67
Figura 37. Sistema hidráulico montaje final.	67
Figura 38. Circuito de arranque estrella – delta.	70
Figura 39. Circuito de potencia.	71
Figura 40. Instalación del sistema eléctrico.	72
Figura 41. Caja de control principal.	72
Figura 42. Riesgo de caída en el segundo nivel.	73
Figura 43. Vista lateral del funcionamiento del portón.	74
Figura 44. Modelo simplificado en 2D.	76
Figura 45. Modelo virtual de la baranda.	76

Figura 46. Diagrama de cargas.	77
Figura 47. Chumacera de hombro.	78
Figura 48. Construcción de la baranda en el local mismo.	80
Figura 49. Detalle del sistema de poleas.	81
Figura 50. Detalle del vástago y cilindro guía.	81
Figura 51. Baranda en operación.	82
Figura 52. Ubicación de los puntos de chequeo.	84
Figura 53. Cálculo de centroide de la soldadura.	87
Figura 54. Calculo del momento polar de inercia total de la soldadura.	88
Figura 55. Flujo cortante.	89
Figura 56. Descomposición de la fuerza cortante por torsión.	90
Figura 57. Oreja de amarre reforzada.	93
Figura 58. Soldadura patín inferior.	94
Figura 59. Soldadura en soportes para el cable.	96
Figura 60. Soldadura patín superior.	97

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Peso y dimensiones de los autos del concesionario.	7
Tabla 2. Dimensiones y pesos de planchas comerciales.	13
Tabla 3. Especificaciones del perfil IPE.	14
Tabla 4. Especificaciones del perfil en U.	14
Tabla 5. Especificaciones del perfil en ángulo.	15
Tabla 6. Reacciones en los apoyos.	23
Tabla 7. Desplazamiento de la plataforma con respecto a la horizontal.	27
Tabla 8. Desplazamiento del pórtico en las dos condiciones de carga.	37
Tabla 9. Peso calculado de la plataforma.	38
Tabla 10. Propiedades de cables metálicos.	41
Tabla 11. Factores de seguridad recomendados para cables.	45
Tabla 12. Diámetros de pistones.	56
Tabla 13. Catálogo de rodamientos.	79
Tabla 14. Propiedades a la torsión de juntas soldadas de filete.	85
Tabla 15. Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete.	86

GLOSARIO

ACTUADOR: Es el componente de salida de un sistema hidráulico, los actuadores lineales se denominan cilindros, se utilizan para elevar pesos, ejercer una fuerza, sujetar, etc.

DEFORMACION: Es el alargamiento de las fibras del material debido a la aplicación de carga.

ESFUERZO: Es la relación entre la carga aplicada y el área de la sección transversal, sobre la cual se aplica la carga.

ESTANQUEIDAD: Exento de fugas, hermético.

LÍMITE DE FLUENCIA: Es el punto en que se produce una deformación en el material sin aumento de la fuerza aplicada.

MODULO DE ELASTICIDAD (E): Ó Modulo de Young, es la relación entre la tensión unitaria y la deformación unitaria, cómo la deformación unitaria ϵ es un número abstracto, E tiene las mismas unidades de la tensión (Kg./cm^2).

NODO: Es un punto donde se conectan varios elementos estructurales.

PERDIDAS: Son las caídas de presión producidas por el paso de fluido a través de tuberías, mangueras, válvulas, uniones, etc., debido a la fricción y cambios de sección.

PÓRTICO: Elemento estructural plano de alma llena o celosía, compuesto por una o varias vigas rígidamente ligadas a varias columnas.

RESISTENCIA A LA TRACCIÓN: Es el esfuerzo máximo que puede soportar un material antes de fallar.

RÍGIDEZ: Resistencia de un material a la deformación.

TARAJE: Nivel de presión al que se gradúa un dispositivo hidráulico que indica un límite.

TORÓN: Grupo de fibras que al unirse conforman uno de los ramales principales de un lazo.

RESUMEN

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR VEHICULAR *

AUTORES:
Roger Alexander Martínez Cáceres
Elizabeth Rodríguez Arias **

PALABRAS CLAVES:
Elevador, ascensor, montacargas.

DESCRIPCIÓN:

Éste trabajo de grado es consecuente en todo momento con la misión y los objetivos de la Universidad Industrial de Santander, de formar profesionales éticos que aporten soluciones e ideas a los requerimientos y tendencias contemporáneas de la comunidad, universidad e industria colombiana, y tiene como objetivo específico el de diseñar y construir un elevador para automóviles con el fin de hacer un uso más racional y eficiente del espacio disponible en un concesionario automotriz de la ciudad.

El sistema cuenta con una plataforma de seis por tres metros para levantar los autos del primero al segundo piso y viceversa, dicha plataforma es accionada por un sistema doble de cilindros hidráulicos y poleas, que brinda la ventaja cinemática de levantar la plataforma a una distancia de 4 metros con unos actuadores que solo tienen 2 metros de recorrido, hecho que reduce significativamente los costos de fabricación al poderse utilizar unos actuadores mucho mas pequeños y un sistema hidráulico con una bomba de bajo caudal

Con este trabajo de grado, se realizó un estudio en el área de diseño y construcción de maquinaria; la información recopilada en este trabajo se utilizó por la industria local, como guía para la construcción y montaje de un elevador vehicular.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Leonidas

Vasquez

SUMMARY

TITLE:
DESIGN AND CONSTRUCTION OF A VEHICULAR ELEVATOR*

AUTHORS:
Roger Alexander Martínez Cáceres.
Elizabeth Rodríguez Arias. **

KEY WORDS:
Elevator, lift, hoists.

DESCRIPTION:

This degree work is consequent with the mission and the objectives of the Industrial University of Santander, of forming ethic professionals that contribute solutions and ideas to the requirements and contemporary tendencies of the community, university and industry, and this has as specify objective to design and to build a vehicular elevator, with the purpose of making a more efficient use of the available space in a sole agency.

The system has a platform of six by three meters to lift the cars from the first one to the second floor and vice versa, this platform is worked by a double system of hydraulic cylinders and pulleys that it offers the cinematic advantage of lifting the platform at a distance of 4 meters with some jack that alone they have 2 journey meters, fact that reduces the costs of production significantly when being possible to use some jack a lot but small and a hydraulic system with a low flow pump.

With this degree work, was carried out a study in the design area and machinery construction; the information gathered in this work was used by the local industry, like guide for the construction and assembly of a vehicular elevator.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Leonidas Vasquez

INTRODUCCIÓN

Este libro representa solo el resumen del proceso de diseño de un elevador para vehículos, en el cual los autores se enfrentan en repetidas ocasiones, con la realidad, la cual, difiere del aprendizaje de la academia, mas aún en un proyecto que fue llevado a cabo contra el reloj, debido a la presión constante del cliente, el patrocinador y del presupuesto.

Tal vez lo mas importante de lo aprendido en este proyecto no quedará plasmado en las memorias, ya que seria muy difícil redactar todas las vivencias producto del trabajo conjunto de los autores, con los muchachos de la cuadrilla de montaje, el personal administrativo de la empresa patrocinadora y el cliente, que con el desarrollo del proyecto fueron aportando ideas claves, gracias a las cuales se pudo llevar a feliz término la construcción del elevador.

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

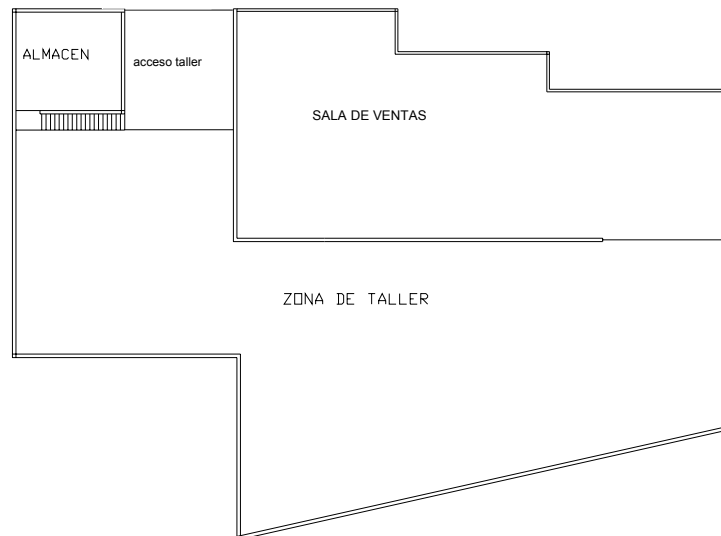
Cuando se piensa en ampliar la sala de ventas de un concesionario, aumentar el espacio de almacenamiento de una bodega vehicular ó ampliar la capacidad de un taller automotriz, no solo basta con tumbar unas cuantas paredes, agregar un piso mas a la construcción ó comprar el inmueble vecino, esto no es tan sencillo, debido al tamaño considerable que tiene un auto y a las implicaciones económicas que una reforma como ésta acarrea.

La sobre valorización de la finca raíz en la meseta de Bucaramanga, especialmente en los sectores vecinos a las principales arterias vehiculares como la diagonal 15, las carreras 21, 27 y 33, así como las calles 36, 45 y 56 ha provocado gran impacto en la expansión del sector comercial, especialmente en el segmento conformado por los vendedores de automotores, como concesionarios, consignatarios y vendedores de autos usados, quienes a causa de la gran cantidad de espacio libre, requerido por una sala de ventas automotriz, han experimentado problemas por la escasez de locales aptos para la venta de automóviles; adicional a esto el aumento en las ventas y alto costo del terreno (cercano \$2.500.000 el m² en el sector comercial) ha creado en los propietarios de concesionarios la necesidad de aprovechar al máximo el espacio que tienen, es decir optimizar el uso del espacio disponible dentro del local, para así, aumentar la capacidad de almacenamiento y se puedan prestar más servicios.

2. SOLUCIÓN PLANTEADA.

En éste proyecto se dió una solución al requerimiento de espacio que tenía uno de los grandes concesionarios automotrices de la ciudad, mediante la construcción de una máquina elevadora de autos, con la cual se aprovecha mejor el espacio vertical que posee el concesionario, y que anteriormente estaba subutilizado.

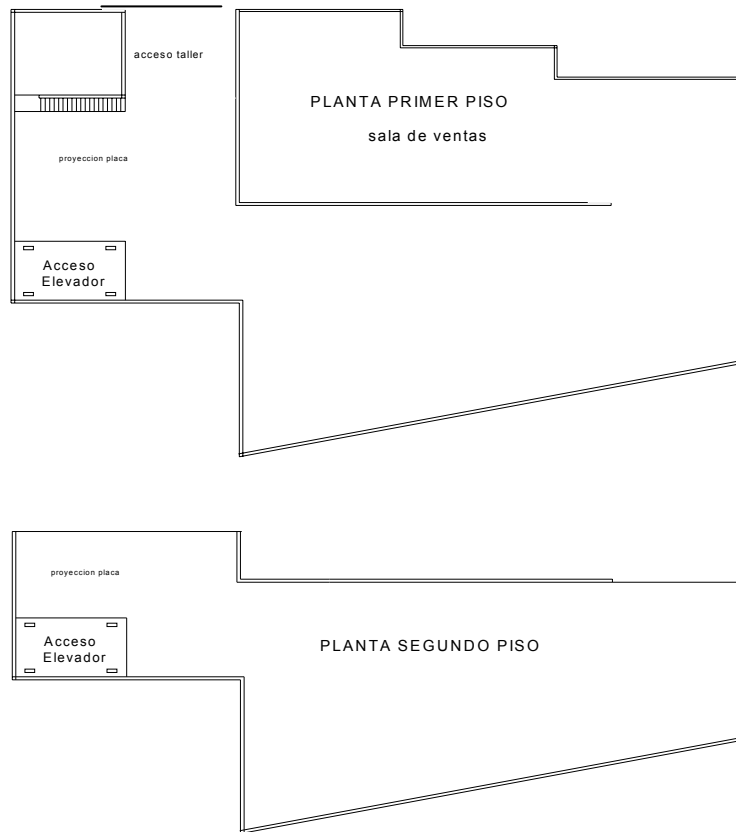
Figura 1. Vista de planta del local antes de la instalación del elevador.



El concesionario en cuestión está ubicado sobre una de las principales arterias vehiculares de la ciudad, cuenta con 922 m² de superficie total, de los cuales 381 m² son utilizados en la sala de ventas, almacén de repuestos, baños, cafetería y oficinas de vendedores; los restantes 541 m² eran destinados para el taller mecánico, cabina de pintura y mini zona de almacenamiento de autos nuevos a despachar.

Con la implementación del elevador se pudo aumentar la superficie útil del taller a 900m², lográndose 360m² adicionales de espacio disponible, a un costo razonable.

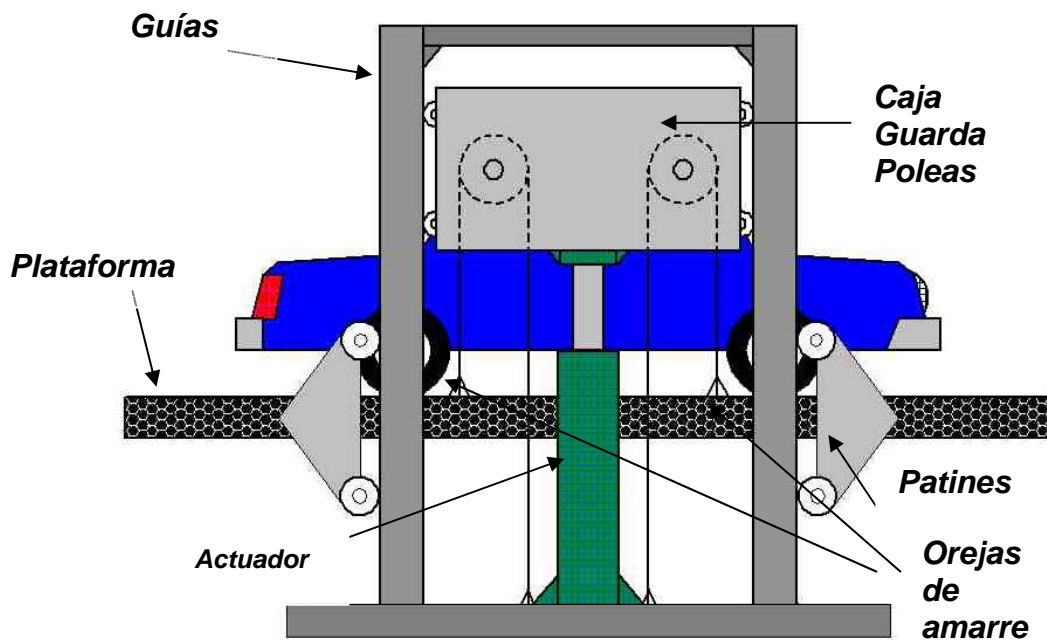
Figura 2. Ganancia de espacio después de la reforma.



El dispositivo elevador utiliza aproximadamente 40 m² de superficie en total, repartidos en partes iguales en los dos niveles, 20 en el primer piso y 20 en el segundo nivel. Como se puede apreciar el espacio muerto que requiere el elevador es relativamente pequeño, lo cual es una ventaja para éste tipo de aplicación donde se busca aumentar el espacio disponible, caso contrario se daría al construir una rampa para conectar los dos niveles, ya que ésta ocuparía gran parte de la superficie útil del primero y segundo nivel, haciendo que la ganancia de espacio con la reforma fuera menor que con el elevador.

3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ELEVADOR.

Figura 3. Vista lateral de la estructura del elevador y sus componentes.

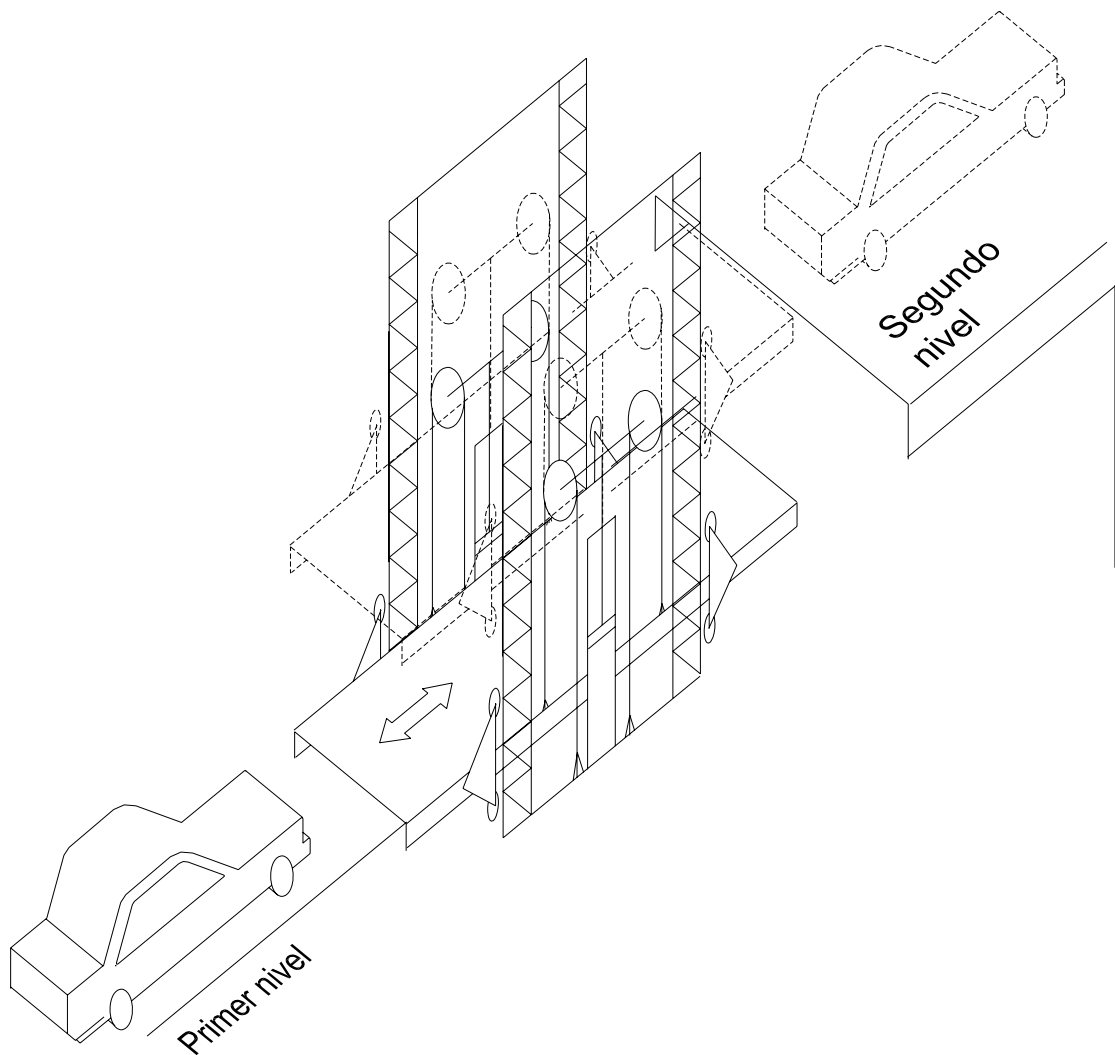


El sistema cuenta con una plataforma de 6x3 metros para levantar los autos del primero al segundo piso y viceversa, dicha plataforma cuenta con unos patines que permiten que ésta se deslice a través de unos grandes perfiles que sirven como guías. Todo el sistema es levantado por un sistema doble de actuadores hidráulicos y cajas guarda poleas, que le brindan la ventaja cinemática de poder desplazar la plataforma a una altura de 4 metros con unos actuadores que solo tienen 2 metros de recorrido, hecho que reduce significativamente los costos de fabricación al poderse utilizar unos actuadores más cortos y un sistema hidráulico con una bomba de menor caudal, adicional a esto brinda un movimiento suave y el sistema al ser hidráulico tiene la ventaja de poder ubicar su sala de maquinas en cualquier lugar del local, ya sea lejos o cerca de la plataforma como en éste caso,

brindando la posibilidad de un mejor aislamiento del ruido, según la petición del cliente.

Para mayor versatilidad en su operación el elevador cuenta con sistemas de mando tanto en el primer nivel como en la plataforma, permitiendo de esta forma que el sistema pueda ser operado a cabalidad por el usuario desde el interior del auto.

Figura 4. Esquema simplificado de la estructura y operación del elevador.



4. PARÁMETROS DE DISEÑO

Para poder comenzar el proceso de diseño se debe partir de algunos requerimientos, restricciones o parámetros los cuales son determinados, generalmente por el problema mismo. Para el elevador se necesita conocer la altura de elevación, la carga y respetar tres restricciones impuestas por el cliente las cuales son: tiempo máximo de subida de 45 segundos, 9000 W de potencia eléctrica máxima y para bajar el sistema debe valerse de la fuerza de gravedad.

4.1 CARGA Y ALTURA DE ELEVACIÓN.

La altura de servicio está determinada por la obra civil que se ejecutó en el local del concesionario, la cual es la distancia vertical entre el primer y segundo nivel aproximadamente 3.7 metros. El tipo de carga que va a movilizar éste elevador es de vehículos ligeros con peso inferior a 2 toneladas, (Tabla 1) para efectos de diseño se tomara 1500 Kg.

Tabla 1. Peso y dimensiones de los autos importados en el concesionario.

Modelo Automóvil	Peso (Kg.)	Largo (mm)	Ancho (mm)
<i>Picasso</i>	1306	4276	1751
<i>C4</i>	1292	4273	1769
<i>C5</i>	1509	4745	1780
<i>Berlingo</i>	1163	4137	1724
<i>Bora</i>	1491	4542	1760
<i>Fox</i>	1129	4082	1689
<i>Jetta</i>	1331	4376	1735
<i>Gol</i>	946	3931	1651
<i>Beetle</i>	1320	4081	1724
<i>Parati</i>	1022	4189	1651
PROMEDIO:	1259	4263	1723

4.2 DIMENSIONES DE LA PLATAFORMA DE ELEVACIÓN.

En el diseño de la plataforma las dimensiones no fueron tomadas arbitrariamente, éstas fueron producto de un estudio de las dimensiones de los automóviles importados que se ofrecen a la venta en el concesionario (Tabla 1).

Inicialmente de éste estudio resultaron unas dimensiones para la plataforma rectangular de 6000mm x 3500mm, pero debido a la ubicación de una de las vigas principales de la placa del segundo nivel, se optó por reducir el ancho de la plataforma a 3000mm, ésta reducción hace al elevador un poco más estrecho pero igualmente funcional.

4.3 PARÁMETROS FINALES.

Las restricciones o parámetros finales con los que se diseñará el elevador son los siguientes:

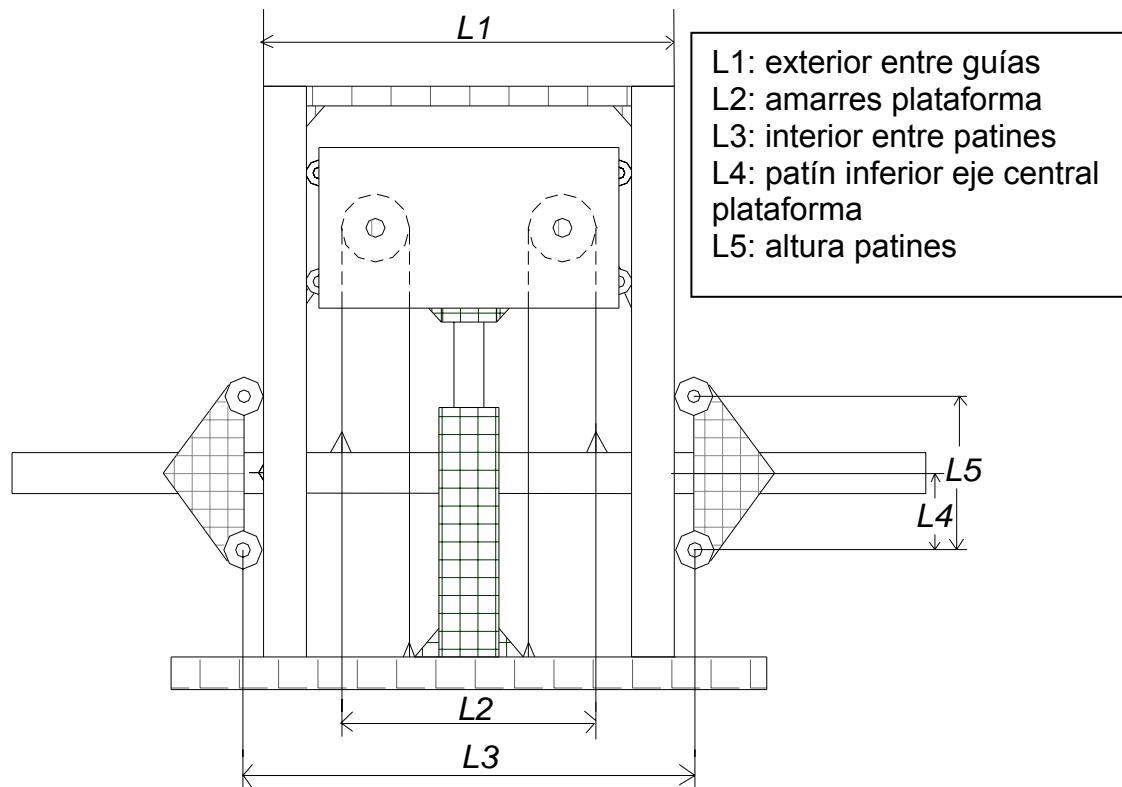
- Tiempo de elevación de la plataforma no mayor a 45 segundos.
- Potencia eléctrica máxima del sistema 9000W.
- Carga de elevación 1500 Kg. + el peso de la plataforma.
- Altura de operación 3.7 metros.
- Las dimensiones de la plataforma 6x3 metros.

5. CÁLCULO Y DISEÑO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN.

5.1 DISEÑO DE LA PLATAFORMA.

Para poder determinar las cargas y realizar el análisis de esfuerzos en la plataforma, primero hay que dimensionarla por completo especificando las longitudes de la Figura 5.

Figura 5. Dimensiones necesarias para el diseño de la plataforma.



Básicamente el dimensionado de la plataforma arranca desde definir L2 que es la distancia entre las dos orejas de amarre existentes a cada lado de la plataforma y que sirven para sujetar los cables que levantan la misma.

L2 se tomo de $\frac{1}{4}$ del largo de la plataforma y a partir de esta medida se dimensionó el resto de la misma teniendo en cuenta que no se presentaran interferencias con las guías y haciendo que las cajas guarda poleas no fueran demasiado anchas, ya que esto provocaría grandes momentos flectores sobre los actuadores al menor desbalance de tensión en los cables. De éste estudio resultaron las siguientes dimensiones preliminares:

L1: 178 cm.

L2: 150 cm.

L3: 174 cm.

L4: 12 cm.

L5: 125 cm.

5.1.1 Carga a Levantar.

Como se mencionó anteriormente se tomó una carga de 1500 Kg. para efectos de diseño, adicional a esto también se debe tener en cuenta el peso de la plataforma, supuesto en 1300 Kg. para los cálculos preliminares.

Con el fin de calcular las reacciones que producen los esfuerzos en la plataforma se tomo la carga del vehículo repartida por igual entre sus ejes con una distancia promedio de 2450 mm, separación entre llantas promedio de 1250 mm, el peso de la plataforma se consideró uniformemente distribuido a lo largo de la misma.

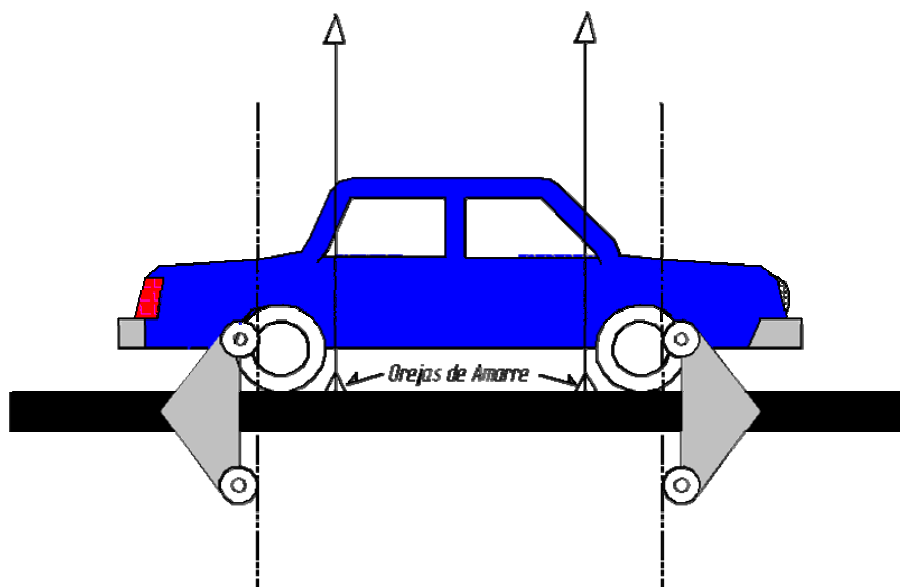
5.1.2 Cálculo de las Condiciones de Carga.

En la posición centrada del auto en la plataforma, se provocan tensiones simétricas en los cables, por lo tanto es menor la solitud de esfuerzos en la plataforma (Figura 6).

La plataforma está construida con múltiples elementos estructurales unidos entre sí con cordones rígidos de soldadura, comportándose así como una placa, no como viga, debido a esto los métodos de la resistencia de materiales convencional no aplican para éste análisis, por tal motivo el modelamiento de la placa se realizó en SAP 2000, el cual es un software especialmente diseñado para el análisis de estructuras metálicas.

Para el modelamiento se tomo la situación más extrema que se puede presentar en la plataforma y la que genera mayores momentos flectores, es decir, cuando debido a la tolerancia entre el patín y la guía se produce un desplazamiento de toda la plataforma ocasionando que la mayoría de la tensión sea soportada sólo por las orejas de amarre más cercanas al acceso de la plataforma; y esta condición de carga extrema ocurre cuando el automóvil esta a punto de salir.

Figura 6. Vista lateral de un auto en la plataforma.



5.1.3 Material y Elementos Estructurales.

La plataforma al igual que toda la estructura del elevador fue construida con material disponible en el mercado local, una parte de los perfiles utilizados en el elevador eran existencias de proyectos anteriores de Ind. Ricaurte, el resto fue comprado a proveedores como la compañía general de aceros, quien suministro la siguiente información acerca del material:

❖ Norma técnica

ASTM A36 / A 6M - 96.

❖ Descripción

Producto de acero laminado en caliente cuya sección tiene diferentes presentaciones como Angulo, canal en U, IPE, etc.

❖ Aplicaciones

En la fabricación de estructuras metálicas como vigas, viguetas, carrocerías, lamina antideslizante, etc.

❖ Presentación

Se suministra en longitudes de 6 a 12 metros.

❖ Requerimientos químicos (%)

C = 0.26 máx.

P = 0.040 máx.

S = 0.050 máx.

S = 0.40 máx.

❖ **Propiedades mecánicas**

- Límite de Fluencia mínimo $S_y = 2550 \text{ kg/cm}^2$.
- Límite de Fluencia en Cortante $S_{ys} = 1275 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la Tracción $S_u = 4080 - 5610 \text{ kg/cm}^2$
- Soldabilidad = Buena soldabilidad.

Tabla 2. Dimensiones y pesos de planchas comerciales.

Dimensiones y Pesos de Planchas Comerciales		
Espesor	M2	1.0 X 3.0 MTS
Milímetro	Kg.	Kg.
2.50	20.68	62.03
3.00	24.81	74.43
3.17	26.22	78.65
4.50	37.22	111.65
4.76	39.37	118.10
6.00	49.62	148.66
6.35	52.51	157.54
9.00	74.43	223.29
9.53	78.81	236.44

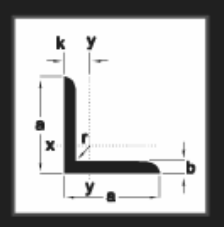
Tabla 3. Especificaciones del perfil IPE.

Norma Técnica ASTM A36 / A36M - 96											
PERFIL TIPO EUROPEO IPE											
DIMENSIONES						AREA	PESO	MOMENTO DE INERCIA		MODULO DE SECCION	
h	b	s	t	r	cm ²			Kg./M	I _x	I _y	W _x
mm								cm ⁴		cm ³	
IPE 80	80	46	3.8	5.2	5	7.64	6.0	80.1	8.49	20.0	3.69
IPE 100	100	55	4.1	5.7	5	10.30	8.1	171.0	15.90	34.2	5.79
IPE 120	120	64	4.4	6.3	7	13.20	10.4	318.0	27.70	53.0	8.65
IPE 140	140	73	4.7	6.9	7	16.40	12.9	541.0	44.90	77.3	12.30
IPE 160	160	82	5.0	7.4	9	20.10	15.8	869.0	68.30	109.0	16.70
IPE 180	180	91	5.3	8.0	9	23.90	18.8	1320.0	101.00	146.0	22.20
IPE 200	200	100	5.6	8.5	12	28.50	22.4	1940.0	142.00	194.0	28.50
IPE 220	220	110	5.9	9.2	12	33.40	26.2	2770.0	205.00	252.0	37.30
IPE 240	240	120	6.2	9.8	15	39.10	30.7	3890.0	284.00	324.0	47.30
IPE 260	270	135	6.6	10.2	15	45.90	36.1	5790.0	420.00	429.0	62.20
IPE 300	300	150	7.1	10.7	15	53.80	42.2	8360.0	604.00	557.0	80.50
IPE 340	330	160	7.5	11.5	18	62.60	49.1	11770.0	788.00	713.0	98.50
IPE 360	360	170	8.0	12.7	18	72.70	57.1	16270.0	1040.00	904.0	123.0
IPE 400	400	180	8.6	13.5	21	84.50	66.3	23120.0	1320.00	1160.0	146.0
IPE 450	450	190	9.4	14.6	21	98.80	77.6	33740.0	1680.00	1500.0	176.0
IPE 500	500	200	10.2	16.0	21	116.00	90.7	48200.0	2140.00	1930.0	214.0
IPE 550	550	210	11.1	17.2	24	134.00	106.0	67120.0	2670.00	2440.0	254.0
IPE 600	600	220	12.0	19.0	24	156.00	122.0	92080.0	3387.00	3069.0	308.0

Tabla 4. Especificaciones del perfil en U.

TIPO AMERICANO - PERFILES EN U												
ESPECIFICACIONES TECNICAS												
DIMENSIONES						AREA	PESO	MOMENTO DE INERCIA		MODULO DE SECCION		
h	b	s	t	r1	r2			I _x	I _y	W _x	W _y	
mm						cm ²	Kg./M	cm ⁴		cm ³		
C 3x4.1	76.2	35.8	4.3	6.9	6.9	2.5	7.98	6.10	66.6	9.32	19.0	3.44
C 4x5.4	101.6	40.1	4.6	7.5	7.1	2.8	10.10	8.04	158.0	13.30	31.1	4.75
C 6x8.2	152.4	48.8	5.1	8.7	7.6	3.0	15.40	12.20	541.0	29.10	70.5	8.19
C 8x11.5	203.2	57.4	5.6	9.9	8.1	3.3	21.70	17.10	1344.0	54.10	133.0	12.90
C 10x15.3	254.0	66.0	6.1	11.1	8.6	3.6	28.60	22.80	2785.0	95.70	220.0	19.70
C 12x20.7	304.8	74.7	7.1	12.7	9.7	4.3	39.90	30.80	5332.0	162.00	351.0	27.90
C 12x30	304.8	80.6	12.9	12.7	9.7	4.3	56.70	44.60	6706.0	216.00	441.0	34.40
C 15x40	381.0	89.4	13.2	16.5	12.7	8.1	75.50	59.50	14410.0	387.00	757.0	55.70

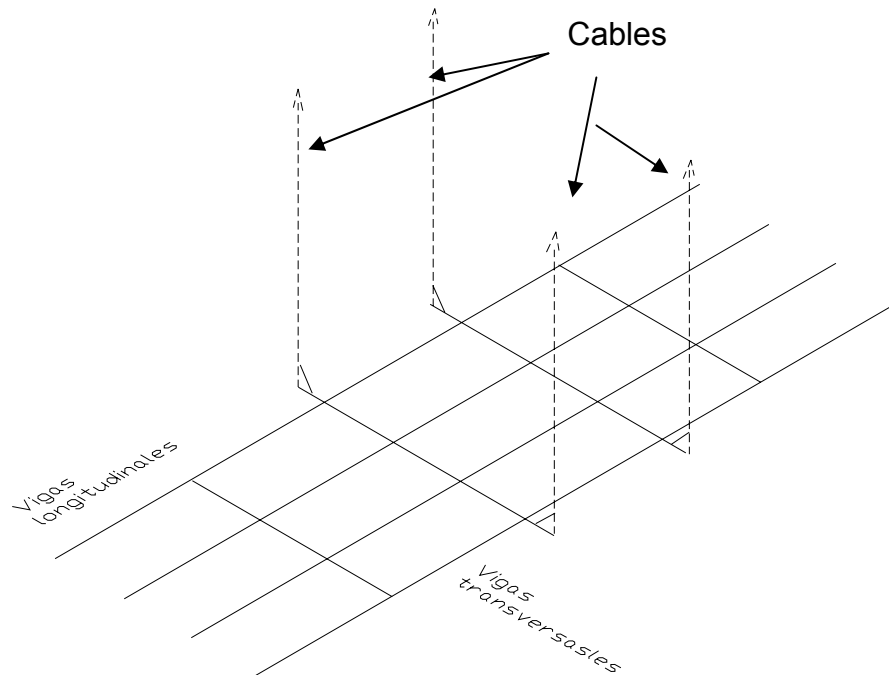
Tabla 5. Especificaciones del perfil en ángulo.



ANGULOS							
ESPECIFICACIONES TECNICAS							
DIMENSIONES					AREA	PESO	
a	b	r1	K				
mm					cm2	Kg./M	
1/8" x 3/4"	19.05	3.1	3.2	11.1	1.11	0.88	
1/8" x 1"	25.40	3.1	3.2	11.1	1.52	1.19	
1/8" x 1 1/4"	31.70	3.1	4.7	11.1	1.93	1.50	
1/8" x 1 1/2"	38.10	3.1	4.7	11.1	2.34	1.83	
1/8" x 2"	50.80	3.1	6.3	11.1	3.10	2.46	
3/16" x 1"	25.40	4.7	3.2	12.7	2.21	1.73	
3/16" x 1 1/4"	31.70	4.7	4.7	12.7	2.79	2.20	
3/16" x 1 1/2"	38.10	4.7	4.7	12.7	3.43	2.68	
3/16" x 2"	50.80	4.7	6.3	12.7	4.61	3.63	
3/16" x 2 1/2"	63.50	4.7	6.3	12.7	5.81	4.61	
1/4" x 1"	25.40	6.3	3.2	14.3	2.80	2.22	
1/4" x 1 1/4"	31.70	6.3	4.7	14.3	3.72	2.86	
1/4" x 1 1/2"	38.10	6.3	4.7	14.3	4.40	3.48	
1/4" x 2"	50.40	6.3	6.3	14.3	6.06	4.75	
1/4" x 2 1/2"	63.50	6.3	6.3	14.3	7.68	6.10	
1/4" x 3"	76.20	6.3	7.9	14.3	9.29	7.29	
1/4" x 4"	101.60	6.3	9.5	15.9	12.52	9.82	
5/16" x 2 1/2"	63.50	7.9	6.3	15.9	9.48	7.44	
5/16" x 3"	76.20	7.9	7.9	15.9	11.48	9.08	
5/16" x 4"	101.60	7.9	9.5	17.5	15.48	12.20	
3/8" x 2 1/2"	63.50	9.5	6.3	17.5	11.16	8.78	
3/8" x 3"	76.20	9.5	7.9	17.5	13.61	10.72	
3/8" x 4"	101.60	9.5	9.5	19.1	18.45	14.58	
3/8" x 5"	127.00	9.5	12.7	22.2	23.29	18.30	
3/8" x 6"	152.00	9.5	12.7	22.2	28.13	22.17	
1 1/2 x 3"	76.20	12.7	7.9	20.6	17.74	13.99	
1 1/2 x 4"	101.60	12.7	9.5	22.2	24.19	19.05	
1 1/2 x 5"	127.0	12.7	12.7	25.4	30.65	24.11	
1 1/2 x 6"	152.00	12.7	12.7	25.4	37.10	29.17	

La estructura principal de la plataforma se construyó en su mayoría con perfil IPE y algunas secciones con canal en U. Como se puede apreciar en la Figura 8, la plataforma cuenta con un esqueleto formado por un conjunto de vigas longitudinales y transversales soldadas entre si, el cual es elevado por 4 pares de cables en forma simétrica.

Figura 7. Vista esqueleto de la estructura de la plataforma.

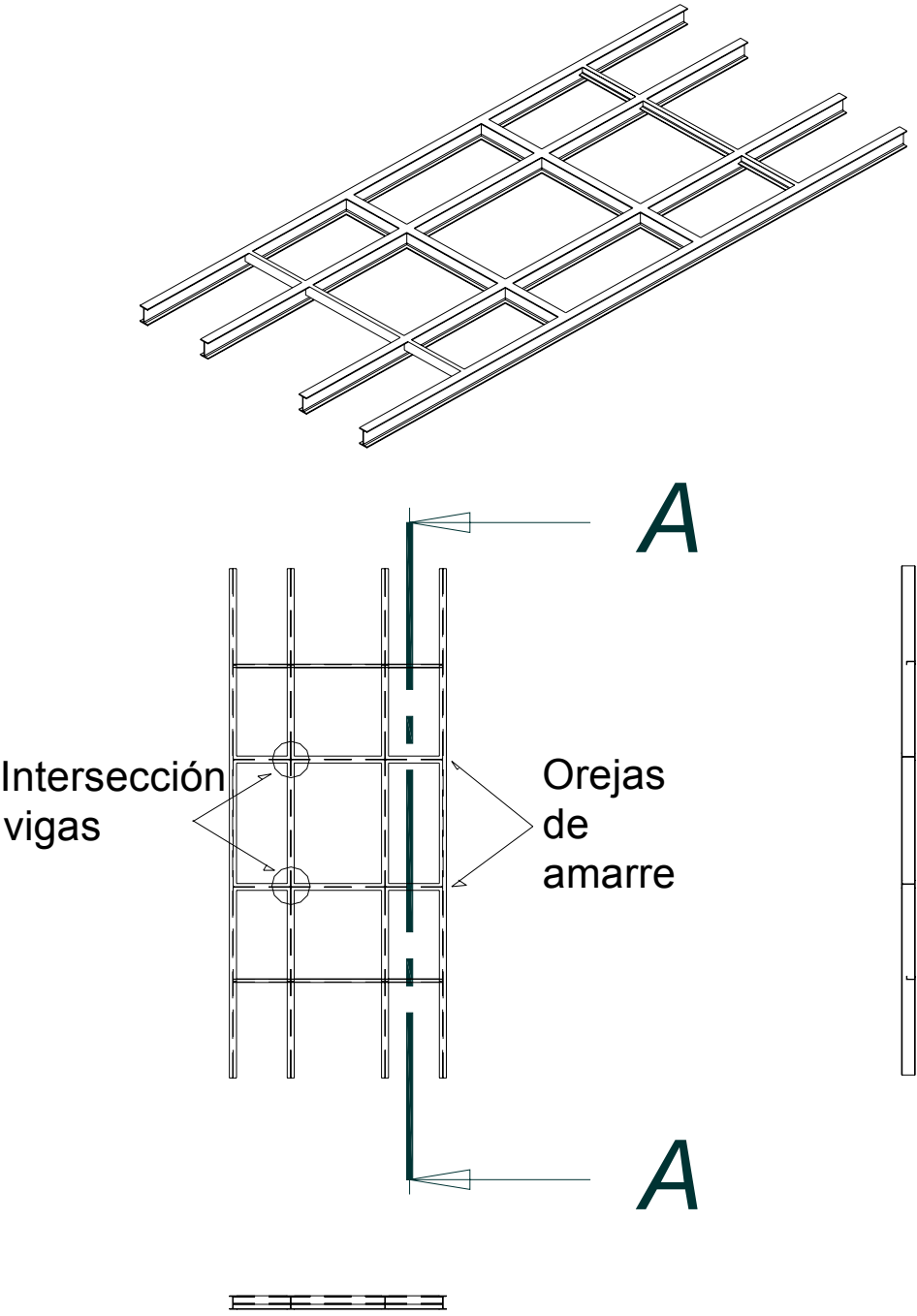


A pedido del cliente la plataforma se fabricó robusta y muy rígida para evitar que esta se flexione y osciló en forma armónica con la suspensión de algunos autos, razón por la cual se selecciono el perfil estructural IPE-160 como la columna vertebral de la plataforma (tabla 3).

La plataforma está soportada en forma longitudinal por 4 perfiles, colocados de manera que la carga se reparta uniformemente sobre estos.

Para soportar la carga transversal se cuenta con 2 perfiles IPE 160 y 4 canales en U.

Figura 8. Estructura principal de la plataforma vista real.



5.1.4 Análisis de la Plataforma del Elevador en SAP 2000

5.1.4.1 Idealización de la Estructura

La estructura se idealizó como una estructura de nodos rígidos conformada por elementos tipo marco de secciones estandarizadas. En la Figura 10 se encuentra registrada la numeración de nodos y elementos; además se puede observar un diagrama en perspectiva del modelo en la Figura 9.

Figura 9. Estructura completa de la plataforma en isométrico.

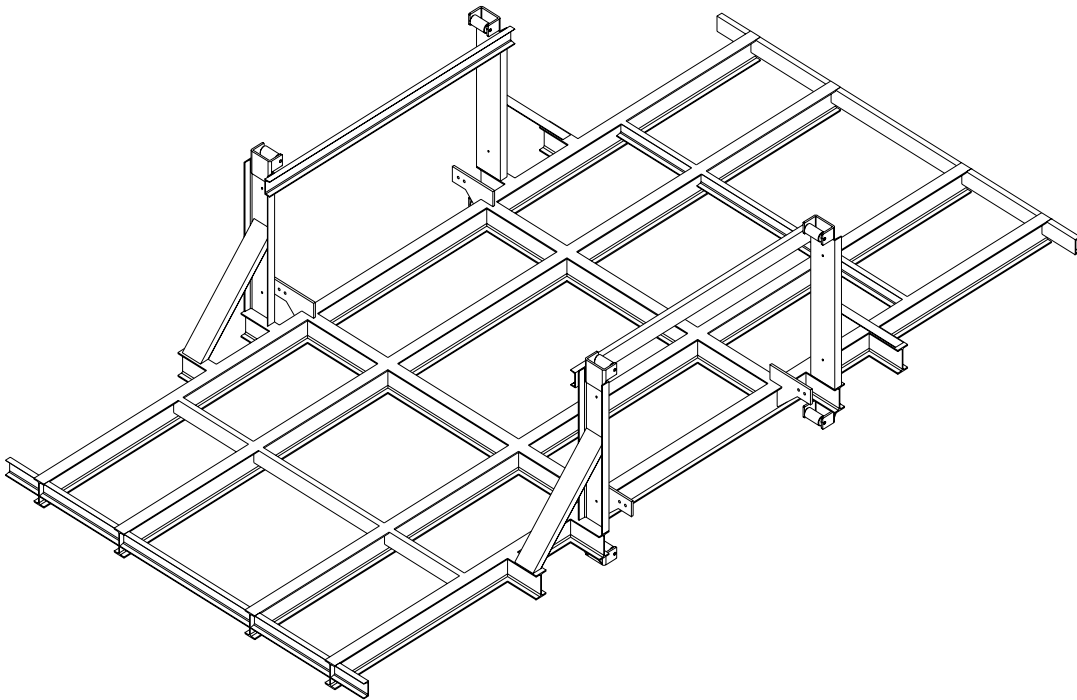


Figura 10. Vista en perspectiva del modelo idealizado de la estructura.

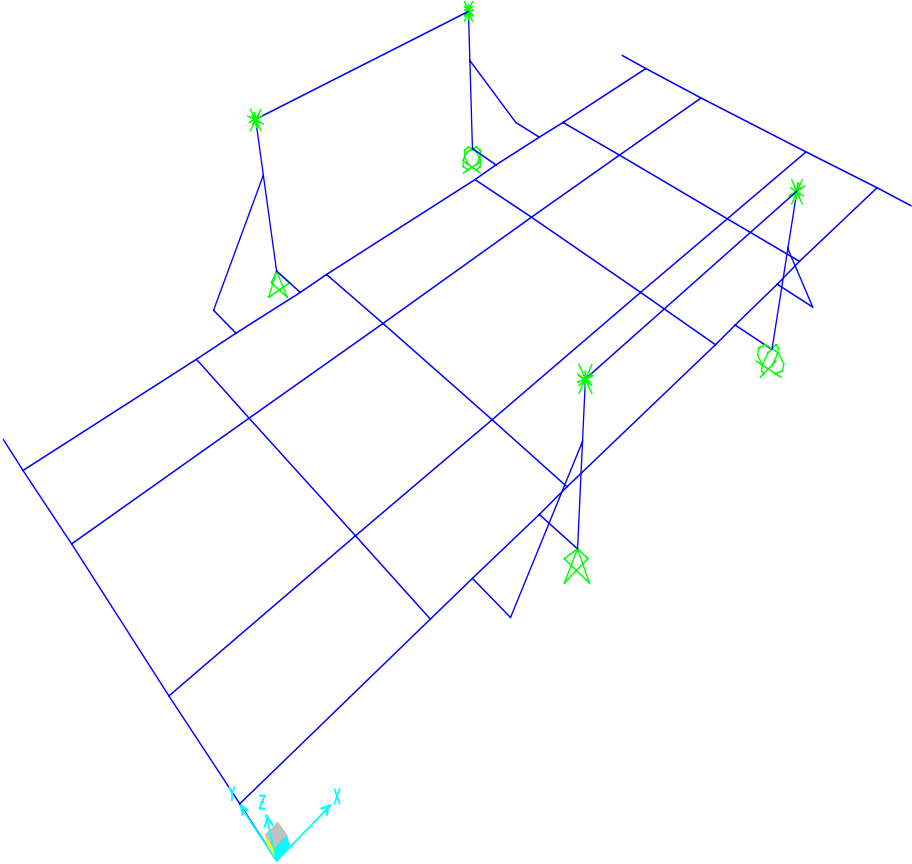
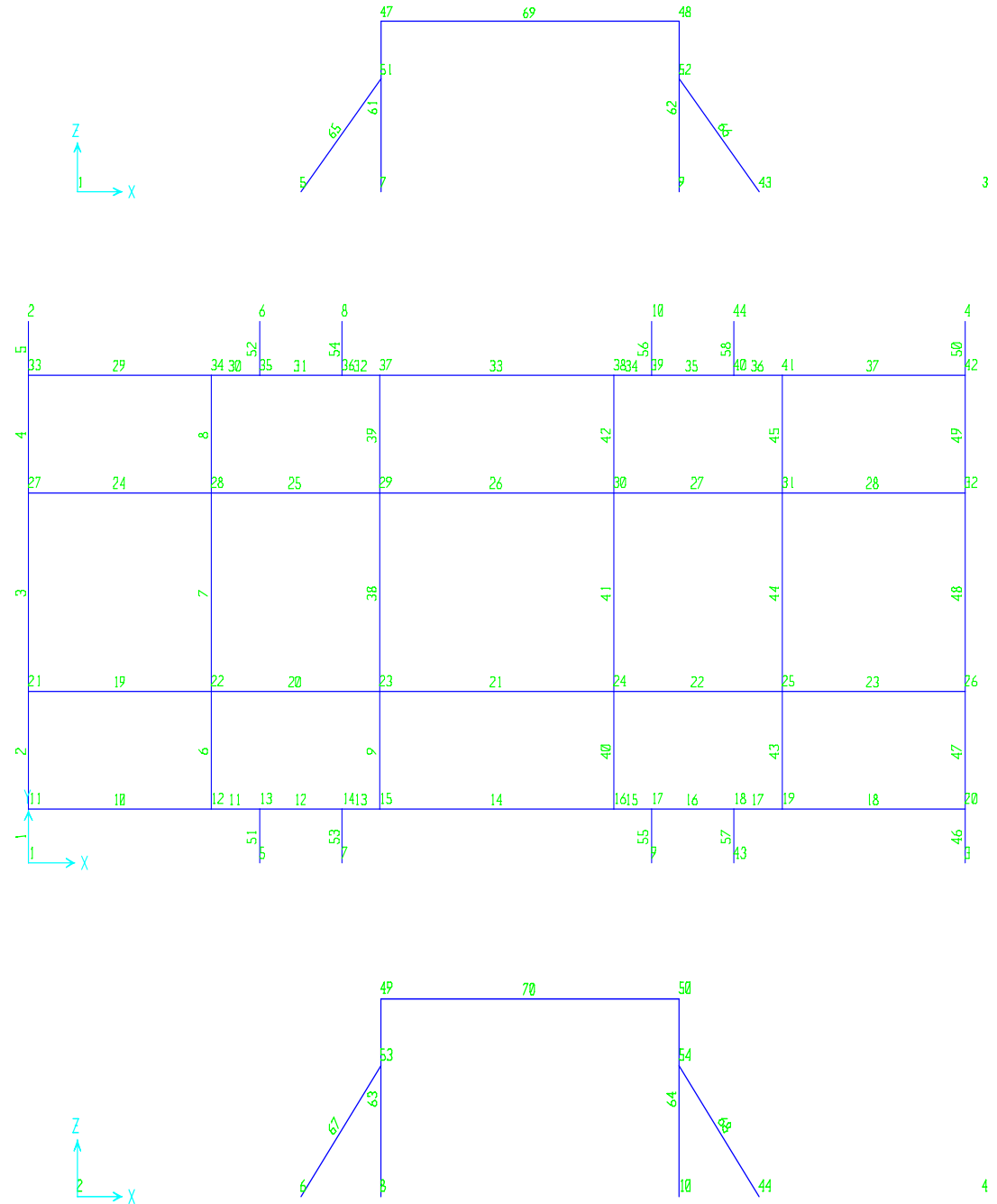


Figura 11. Numeración de nodos y elementos.



La condición de apoyos se determinó a partir de la deformación probable de la estructura.

- Nodos 7 y 8 se consideran simplemente apoyados con restricción de desplazamiento en toda dirección. La reacción vertical corresponde a la tensión de las guayas, mientras que las reacciones horizontales corresponden a las restricciones de movimiento definidas por el perfil canal guía.
- Nodos 9 y 10 tienen restricción de desplazamiento en la dirección Z (tensión de las guayas) y en la dirección Y (perfil canal).
- Nodos 47 y 49 tienen restricción de desplazamiento en la dirección Y (perfil canal).
- Nodos 48 y 50 tienen restricción de desplazamiento en las direcciones X e Y generadas por el perfil canal.

5.1.4.2 Determinación de cargas.

Carga muerta total: 1300 kg \approx 13 kN

Carga muerta distribuida: $13 \text{ kN} / (2.4 \text{ m} \times 6 \text{ m}) = 0.903 \text{ kN/m}^2$

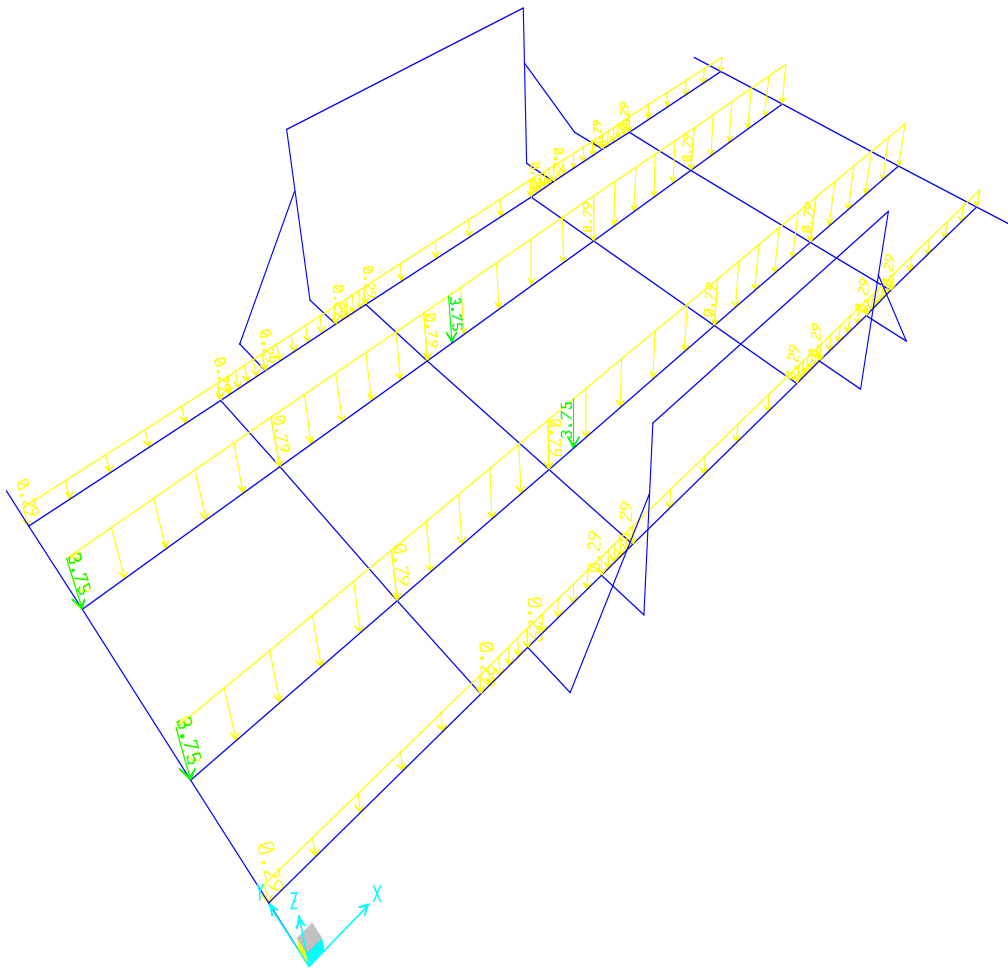
La carga muerta distribuida por metro lineal sobre los elementos tipo viga en sentido X está dada por anchos aferentes:

Vigas externas: $(0.903 \text{ kN/m}^2) \times 0.65 \text{ m} / 2 = 0.293 \text{ kN} / \text{m}$

Vigas internas: $(0.903 \text{ kN/m}^2) \times (0.65 \text{ m} / 2 + 1.10 \text{ m} / 2) = 0.790 \text{ kN} / \text{m}$

Además de las cargas distribuidas se tienen cargas puntuales de 3.75 kN sobre los Ejes 2 y 3 tal como lo indicado en la Figura 12, que corresponden al peso de cada llanta del vehículo, cuando está abandonando la plataforma.

Figura 12. Cargas sobre la plataforma.



5.1.4.3 Resultados.

Tabla 6. Reacciones en los apoyos.

Nodo	FX [kN]	FY [kN]	FZ [kN]
7	-2.073	1.006	12.644
8	-2.073	-1.006	12.644
9	0	0.003756	1.354
10	0	-0.003756	1.354
47	0	-3.75	0
48	2.073	-0.357	0
49	0	3.75	0
50	2.073	0.357	0

Las fuerzas axial y cortante, y los momentos que actúan sobre los elementos de la estructura están determinados según la orientación de los ejes locales de los elementos que se puede apreciar en la Figura 13. En esta figura el eje 1 es azul, el eje 2 es negro y el eje 3 es rojo. Los signos de las acciones siguen la convención mostrada en la Figura 14.

Figura 13. Orientación de los Ejes locales de los elementos de la estructura.

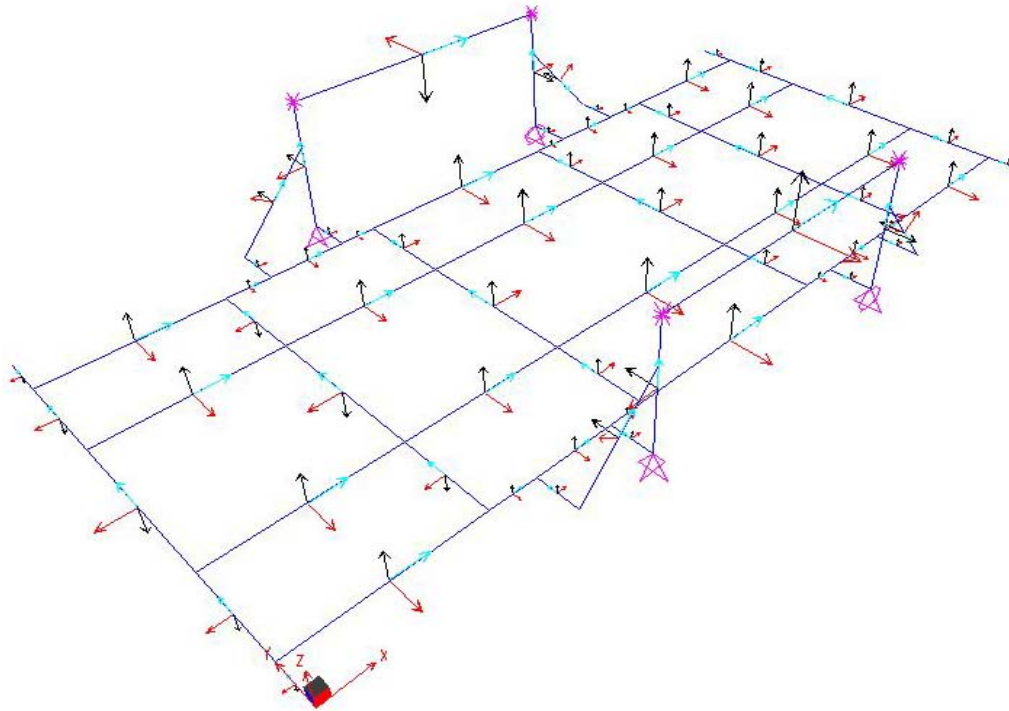
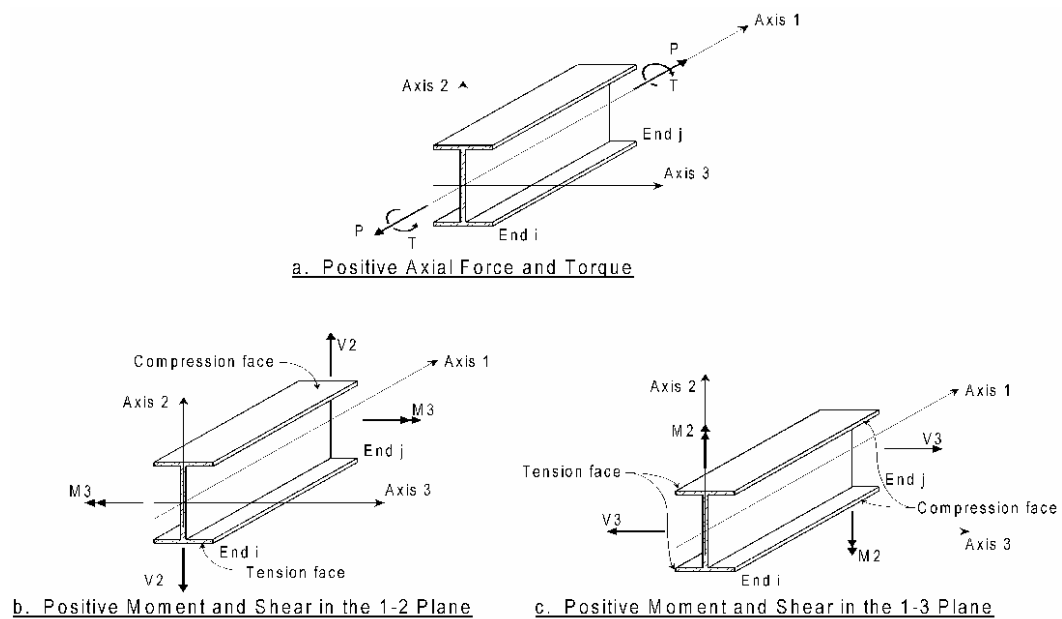


Figura 14. Convención de signos, acciones internas respecto a ejes locales.



✓ **Deformaciones.**

Los desplazamientos absolutos con respecto al sistema de referencia de los nodos de la estructura se encuentran consignados en la Tabla 7. La notación usada en dicha tabla es:

U1: Desplazamientos sobre el Eje X

U2: Desplazamientos sobre el Eje Y

U3: Desplazamientos sobre el Eje Z

La orientación de los ejes coordenados se puede observar en la Figura 13.

A continuación se muestran 4 vistas en perspectiva del estado de deformación estática ante la sollicitación de carga. Las deformaciones se presentan ampliadas 30 veces su valor original:

Figura 15a. Deformación Plano ZY.

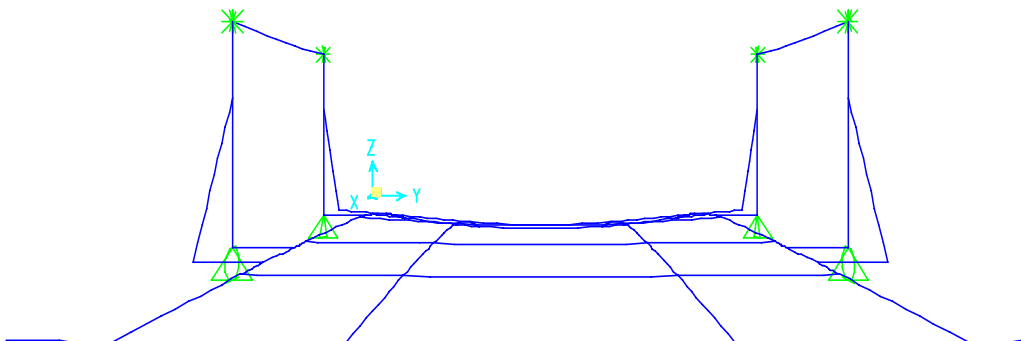


Figura 15b. Deformación Plano XZ

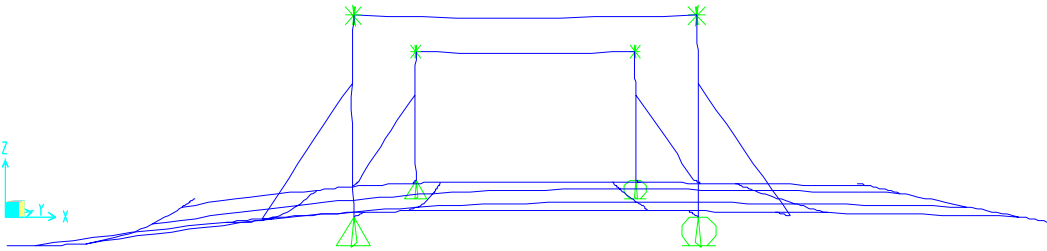


Figura 15c. Deformación Plano XY

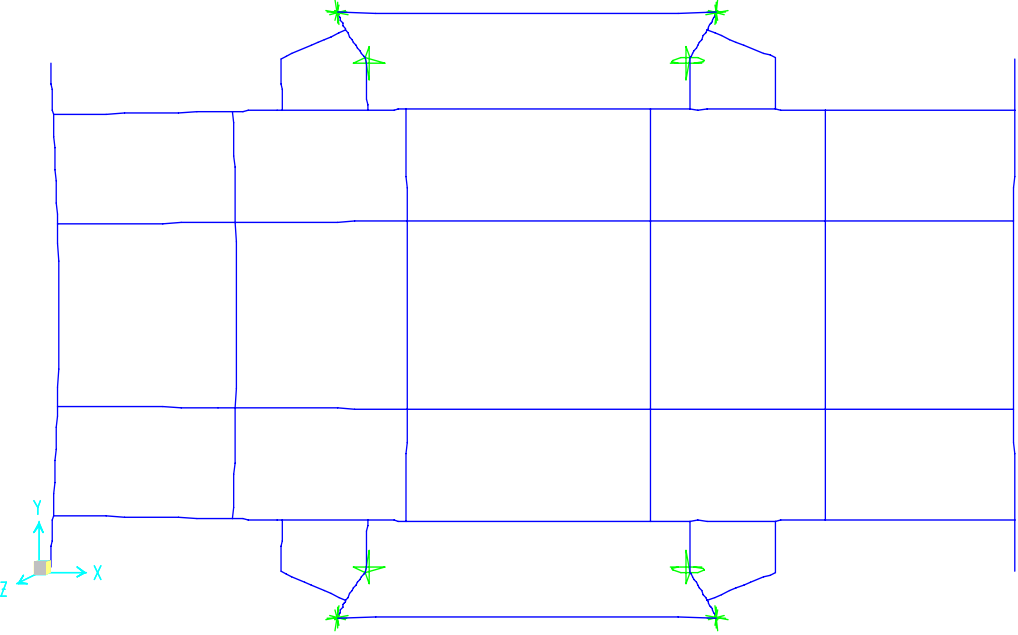


Figura 15d. Deformación Perspectiva.

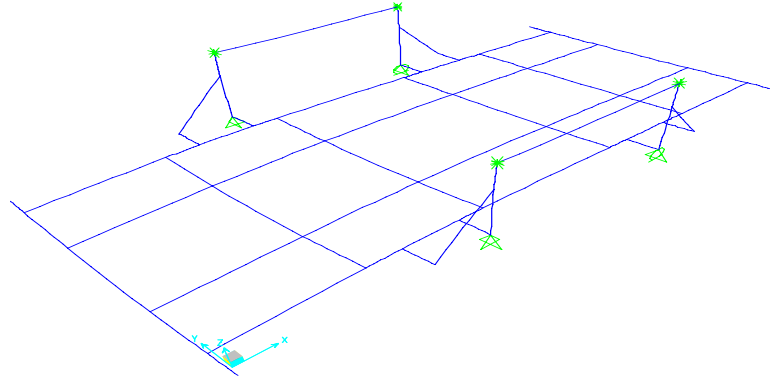


Tabla 7. Desplazamiento de la plataforma con respecto a la horizontal.

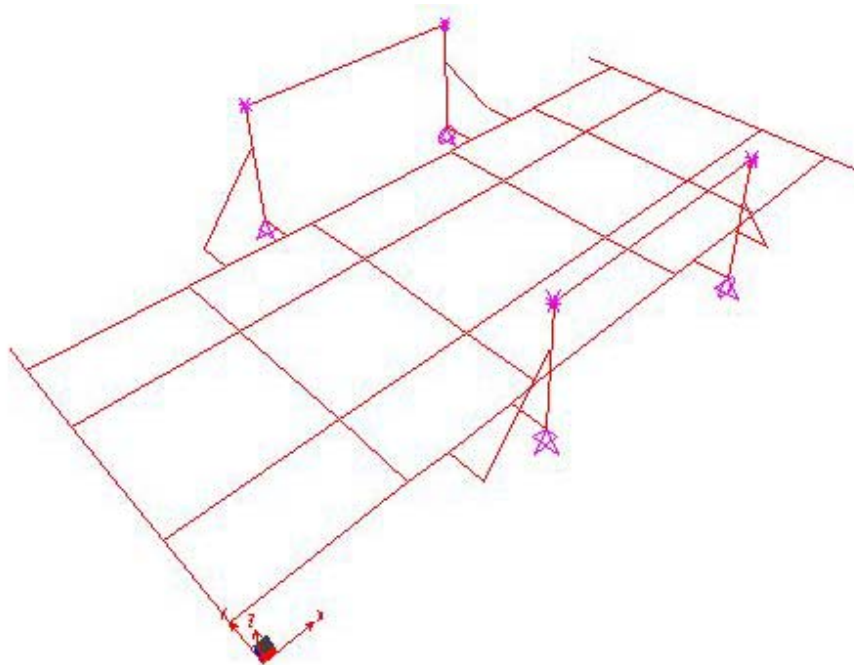
Nodo	Desplazamiento Z [m]	Nodo	Desplazamiento Z [m]	Nodo	Desplazamiento Z [m]
1	-0.004999	21	-0.008476	37	-0.00001
2	-0.004999	22	-0.00399	38	0.000066
3	-0.000856	23	-0.001254	39	0.000006072
4	-0.000856	24	-0.000187	40	-0.000153
5	-0.000424	25	-0.000502	41	-0.000291
6	-0.000424	26	-0.001114	42	-0.000944
11	-0.006184	27	-0.008476	43	0.00006
12	-0.001939	28	-0.00399	44	0.00006
13	-0.001086	29	-0.001254	47	-0.00000785
14	-0.000185	30	-0.000187	48	-0.000002992
15	-0.00001	31	-0.000502	49	-0.00000785
16	0.000066	32	-0.001114	50	-0.000002992
17	0.000006072	33	-0.006184	51	-0.000007959
18	-0.000153	34	-0.001939	52	-0.000002883
19	-0.000291	35	-0.001086	53	-0.000007959
20	-0.000944	36	-0.000185	54	-0.000002883

✓ **Factor de seguridad.**

Como se esperaba el análisis en SAP mostró que la estructura de la plataforma está muy por encima de los esfuerzos, producto de las condiciones actuales de carga, presentado una deflexión máxima de 8.5 mm, lo cual para la aplicación y el tamaño de la estructura es permisible.

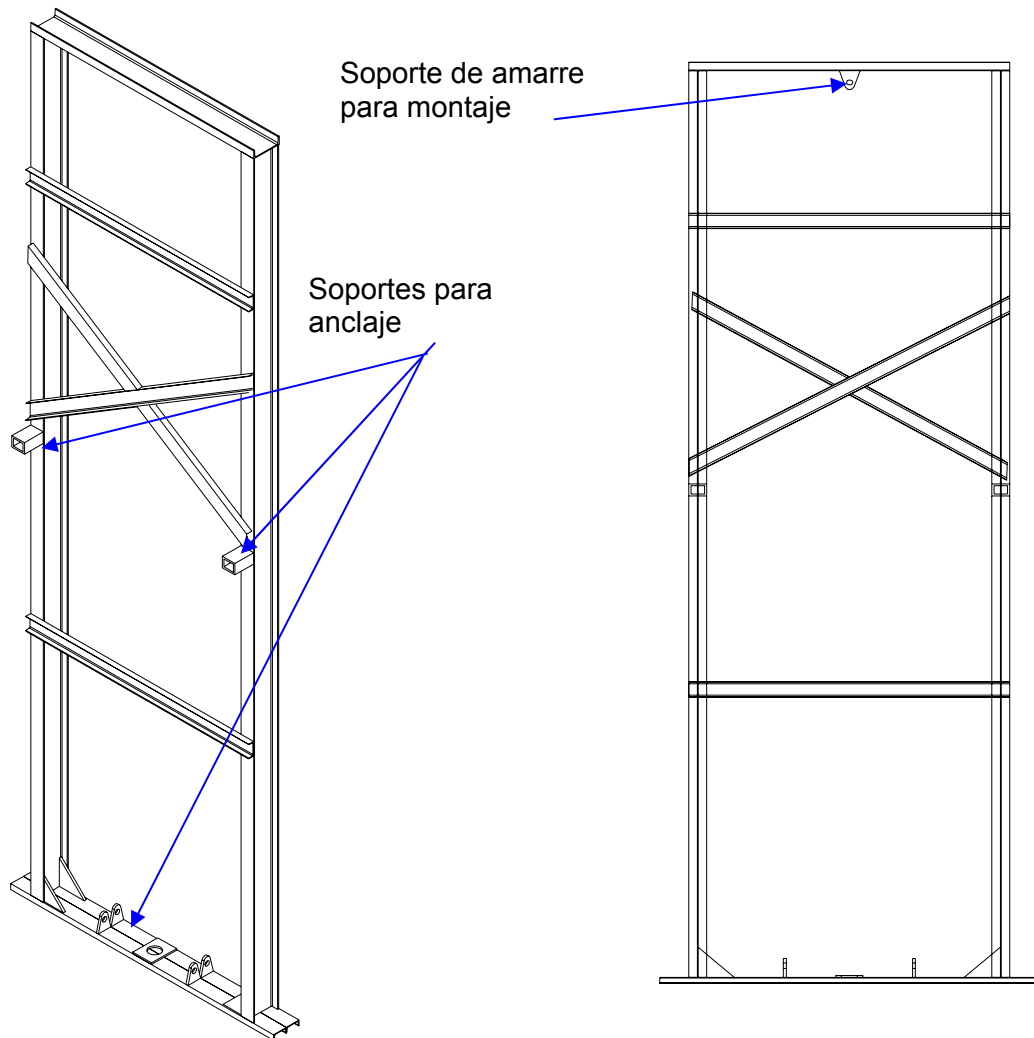
También se encontró que la estructura tiene un 1/N menor de 0.25, o sea un factor de seguridad mayor a 4, de esta forma SAP muestra los resultados (figura 16).

Figura 16. Esfuerzo permisible / esfuerzo en la plataforma.



5.1.5 Análisis de los Pórticos en SAP 2000.

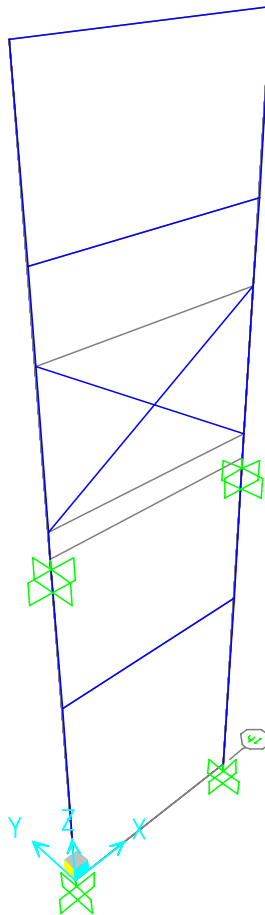
Figura 17. Isométrico y frontal del pórtico.



5.1.5.1 Idealización de la Estructura.

Tal como con la plataforma del elevador, el pórtico se idealizó como una estructura de nodos rígidos conformada por elementos tipo marco de secciones estandarizadas. Las dimensiones de los elementos idealizados están registradas en la Figura 19 junto con la numeración de nodos y elementos; además se puede observar un diagrama en perspectiva del modelo en la Figura 18, con sus restricciones, o empotramientos en color verde.

Figura 18. Vista en perspectiva del modelo idealizado del pórtico.



La condición de apoyos se determinó a partir de la deformación probable de la estructura.

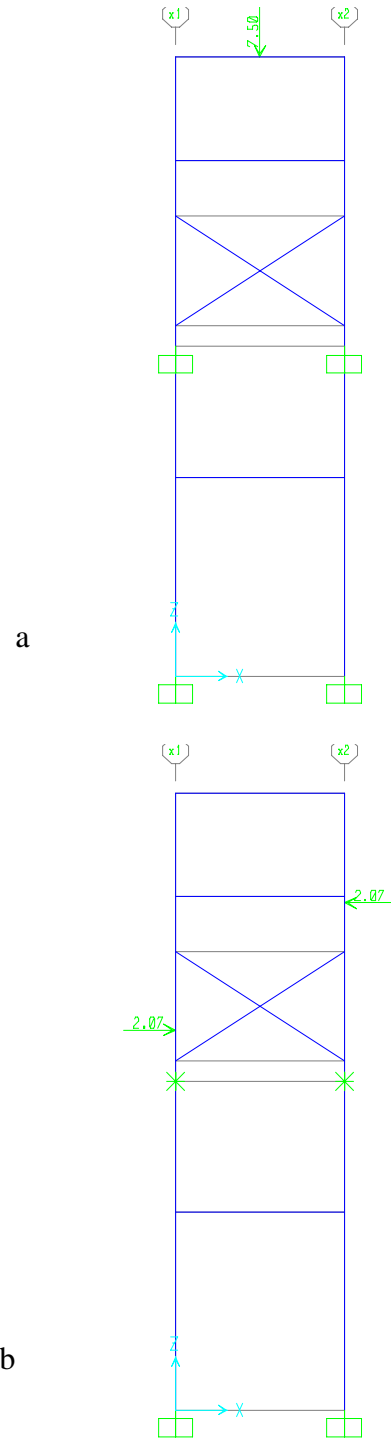
Los nodos 1, 8 se consideran empotrados pues son los puntos de apoyo del pórtico; de la misma manera los nodos 3 y 10 también se consideran empotrados, pues son puntos anclados de modo que puede considerarse que no están sometidos a ningún desplazamiento o rotación, aunque para efecto de obtener resultados coherentes se decidió liberar la restricción de desplazamiento en el eje Z para los nodos 3 y 10, de modo que fueran las bases las que recibieran la carga sobre la estructura.

5.1.5.2 Condiciones de carga.

Para el análisis del pórtico se estudiarán dos condiciones de carga:

- Sometido a una fuerza de 750 kg (≈ 7.5 kN) en sentido de la gravedad ubicada en el soporte de amarre, es de aclarar que esta situación solo se presenta en el montaje, ya que la función de estos soportes es la de servir de punto de apoyo para posicionar la plataforma y las cajas de poleas. (Figura 20 a)
- Sometido a las reacciones producidas por los rodillos de la plataforma (2.07 KN), como se muestra en la (Figura 20b), cuando ésta se encuentra en el segundo nivel o sea a 3.7 metros del piso y con un auto saliendo de la misma.

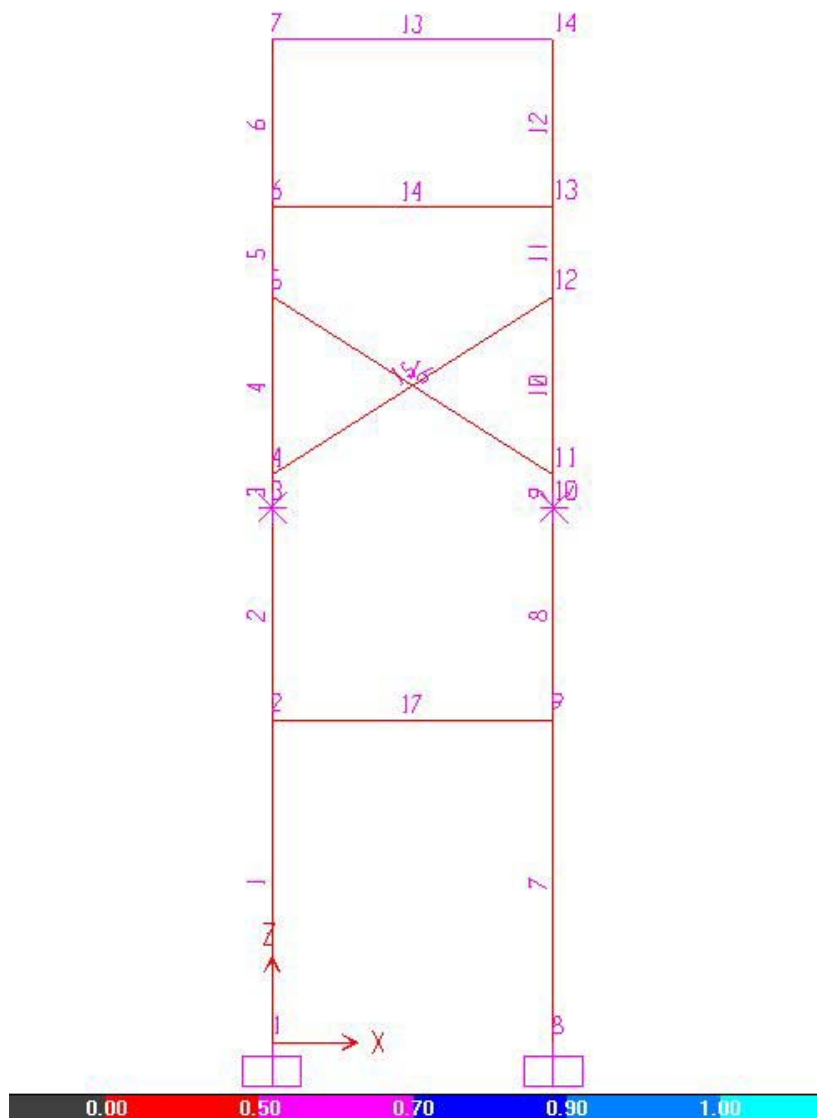
Figura 20. Condiciones de carga del pórtico. (a) Carga vertical sobre el perfil superior, (b) Carga horizontal de la plataforma.



5.1.5.3 Resultados

Los resultados del análisis mostraron para la condición de carga 1 esfuerzos considerables en el perfil superior, donde se encuentra el soporte de amarre, reportando deformaciones del orden de 1mm y factores de seguridad de 1.4, lo que corresponde a la gama de color fucsia

Figura 21. Esfuerzo permisible / esfuerzo en el pórtico condición 1.



Para la condición de carga 2, el nivel de esfuerzos es mucho menor; la relación esfuerzo permisible / esfuerzo es del orden de 0.15 dando un factor de seguridad mayor a 6, las deformaciones en general de la estructura son muy bajas, de fracciones de milímetro (Tabla 8).

Figura 22. Esfuerzo permisible / esfuerzo en el pórtico condición 2.

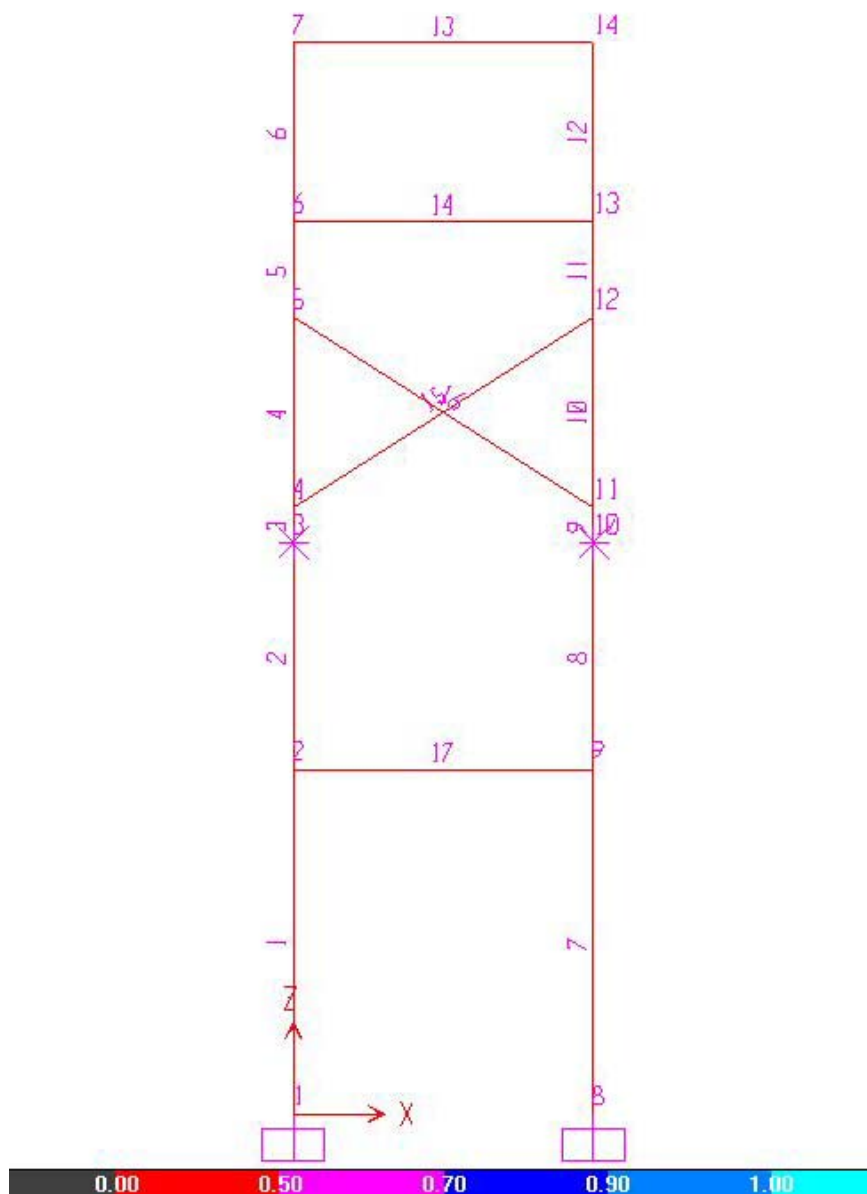


Figura 23. Deformada aumentada 80 veces para las condiciones de carga.

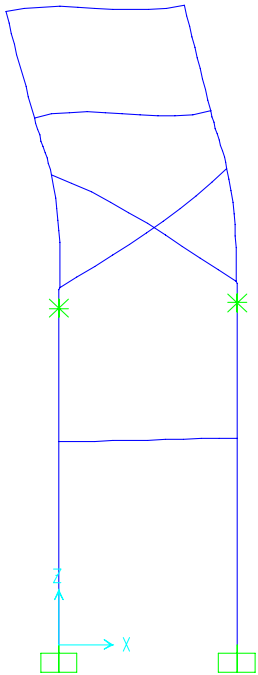
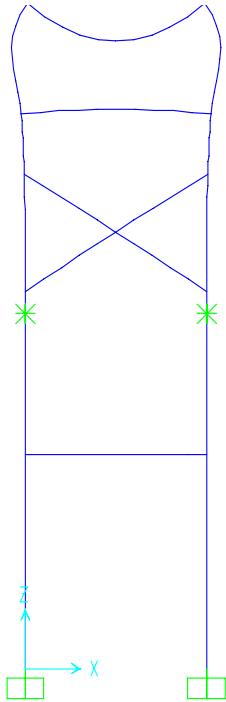


Tabla 8. Desplazamiento del pórtico en las dos condiciones de carga.

CONDICIÓN 1			CONDICIÓN 2		
Nodo	Desplazamiento X [m]	Desplazamiento Z [m]	Nodo	Desplazamiento X [m]	Desplazamiento Z [m]
1	0	0	1	0	0
2	0	-0.000013	2	9.524E-08	-0.000005242
3	0	-0.000021	3	0	-0.000008708
4	-2.567E-07	-0.000022	4	0.000001825	-0.000009254
5	-0.000002093	-0.000029	5	-0.000023	-0.00001
6	-0.000007841	-0.000033	6	-0.000077	-0.00001
7	0.000003314	-0.000039	7	-0.000166	-0.000011
8	0	0	8	0	0
9	0	-0.000013	9	9.524E-08	0.000005242
10	0	-0.000021	10	0	0.000008708
11	2.567E-07	-0.000022	11	-0.000001546	0.000009254
12	0.000002093	-0.000029	12	-0.000032	0.000011
13	0.000007841	-0.00083	13	-0.000084	0.000011
14	-0.000003314	-0.000039	14	-0.000166	0.000011

En general tanto el pórtico como la plataforma están muy por encima de la solicitud de esfuerzos generados por las condiciones de carga de diseño.

De este estudio se concluye que no es necesario reformar la estructura de la plataforma, como tampoco reforzarla, por consiguiente ya es posible calcular el peso real de los elementos estructurales Tabla 9.

Calculando el peso de la plata forma se tiene:

Tabla 9. Peso calculado de la plataforma.

Elementos	kg/m	Cantidad	Totales kg
IPE	15,8	25,52	403,216
U	8,04	11,04	88,7616
Lámina	39,37	16,52	650,3924
		Total	1142,37

5.2 SELECCIÓN DEL CABLE Y POLEAS.

Para seleccionar el tipo de cable primero hay que conocer las tensiones que soportan los mismos dentro de la estructura, como se mostró anteriormente la plataforma es levantada por un sistema gemelo de actuadores que elevan la estructura por sus 4 orejas de amarre (figura 4); para aumentar la seguridad del elevador a cada oreja llegan dos cables, por lo tanto todo el peso de la plataforma y el vehículo es soportado por 8 cables.

La carga para condiciones estáticas es:

$$\frac{1142\text{kg} + 1500\text{kg}}{8} = 330 \text{ Kg. Por cable.}$$

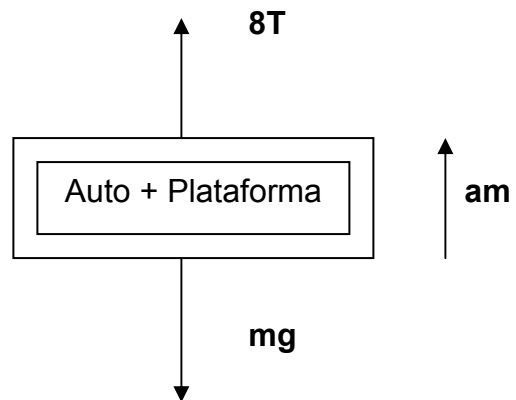
En este diseño se espera que la velocidad de operación este próxima a los 0.1 m/seg, la cual se alcanza en un tiempo menor a 1 segundo, después de esto la plataforma se mueve a velocidad constante.

Para el cálculo se asumió un tiempo de 0.1 seg, lo que no es muy lejano de la realidad, ya que este es aproximadamente el tiempo que demoran los cables en tensarse totalmente y empezar a levantar la plataforma.

Entonces en condición dinámica se tiene,

$$\text{Aceleración} = \frac{\text{velocidad}}{\text{tiempo}} = \frac{0.1 \text{ m/s}}{0.1 \text{ s}} = 1 \text{ m/s}^2$$

Figura 24. Diagrama cuerpo libre plataforma.



$$\Sigma y \rightarrow am = 8Tg - mg$$

$$T = \frac{ma + mg}{8g} = \frac{2642 * 1 + 2642 * g}{8g} = 364 \text{kg Por cable.}$$

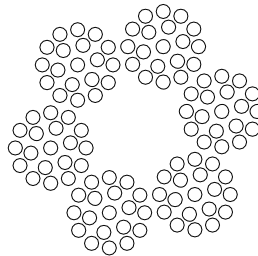
Tabla 10. Propiedades de cables metálicos

Peso aproximado del cable w en kilogramos por metro; D_r = diámetro del cable; D_s = diámetro de la polea; A_m = área de metal en la sección transversal, en cm^2 ; E_r = modulo de elasticidad del cable, en Kg/cm^2 ; los valores I.P.S. son validos para aceros de arados; M.P.S. para acero dulce de arados. Todos los valores son para cable con núcleo de fibra. En los cálculos preliminares puede ser de utilidad estimar las resistencias máximas totales en toneladas métricas en función de D_r en centímetros.

DIAMETRO DEL CABLE D_r cm.	Cable metálico 6x19 $w = 0.37 D_r^2 \text{ Kg/m}$ $D_s \text{ min} = 30 D_r \text{ cm}$ $D_s \text{ deseable} = 45 D_r \text{ cm}$		
	$D_w \approx 0.067 D_r \text{ cm}$ $D_w \approx 0.067 D_r^2 \text{ cm}^2$ $E_r \approx 843\,700 \text{ Kg/cm}^2$ IWRC: $w = 0.37 D_r^2 \text{ Kg/m}$		
	RESISTENCIA NOMINAL A LA ROTURA EN TONELADAS MÉTRICAS, F_u		
	I.P.S.	P.S.	M.P.S.
0.63	2.48	2.16	1387
0.79	3.86	3.36	2.92
0.95	5.53	4.81	4.18
1.11	7.51	6.52	5.66
1.27	9.71	8.47	7.37
1.43	12.24	10.71	9.25
1.59	15.16	13.14	11.42
1.90	21.59	18.77	16.32
2.22	29.20	25.40	22.1
2.54	37.90	33.01	28.60
2.86	47.71	41.45	36.10
3.17	58.60	51.10	44.30
3.49	70.40	61.20	53.30
3.81	83.40	72.50	63.10
4.13	97.10	84.60	73.60
4.44	112.40	98.00	84.90
4.76	127.90	111.60	77.00
5.08	145.10	126.10	109.8
5.40	162.30	141.40	
5.71	181.40	157.80	
6.35	221.30	192.20	

Se seleccionó un cable para propósitos generales, el **6x19** el más común en el mercado.

Figura 25. Sección transversal del cable 6x19.



Para empezar el proceso de selección se define:

Dw: diámetro de cada alambre del torón.

Am: Área metálica.

E: modulo de elasticidad del acero

Ds: diámetro de la polea.

Fu: carga ultima del cable.

Dr: diámetro del cable

Ft: fuerza de tensión ó trabajo del cable

Sb: esfuerzo aproximado del cable a flexión.

Fb: fuerza equivalente flectora.

Su: esfuerzo ultimo del cable.

ρ : Presión de apoyo.

N: factor d seguridad.

De la tabla 10 elegimos un cable de 0.95 cm (3/8”), y se procede a comprobar su capacidad.

$$D_w = 0.067D_r = 0.06365 \text{ cm.}$$

$$A_m = 0.4 D_r^2 = 0.361 \text{ cm}^2.$$

$$E = 2109000 \text{ kg/cm}^2$$

Ds:

- Ds mínimo = 30 Dr = 28.5cm
- Ds deseado = 45 Dr = 42.75cm
- Ds elegido = 35cm

$$F_u = 4180 \text{ kg}$$

$$D_r = 0.95 \text{ cm}$$

$$F_t = 364 \text{ kg}$$

$$S_b = \frac{E \cdot D_w}{D_s} = 3835 \text{ kg/cm}^2$$

$$F_b = S_b \cdot A_m = 1385 \text{ kg}$$

$$S_u = \frac{F_u}{A_m} = 11579 \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho = \frac{2 \cdot F_t}{D_s \cdot D_r} = 22 \text{ kg/cm}^2$$

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_t} = 7.67$$

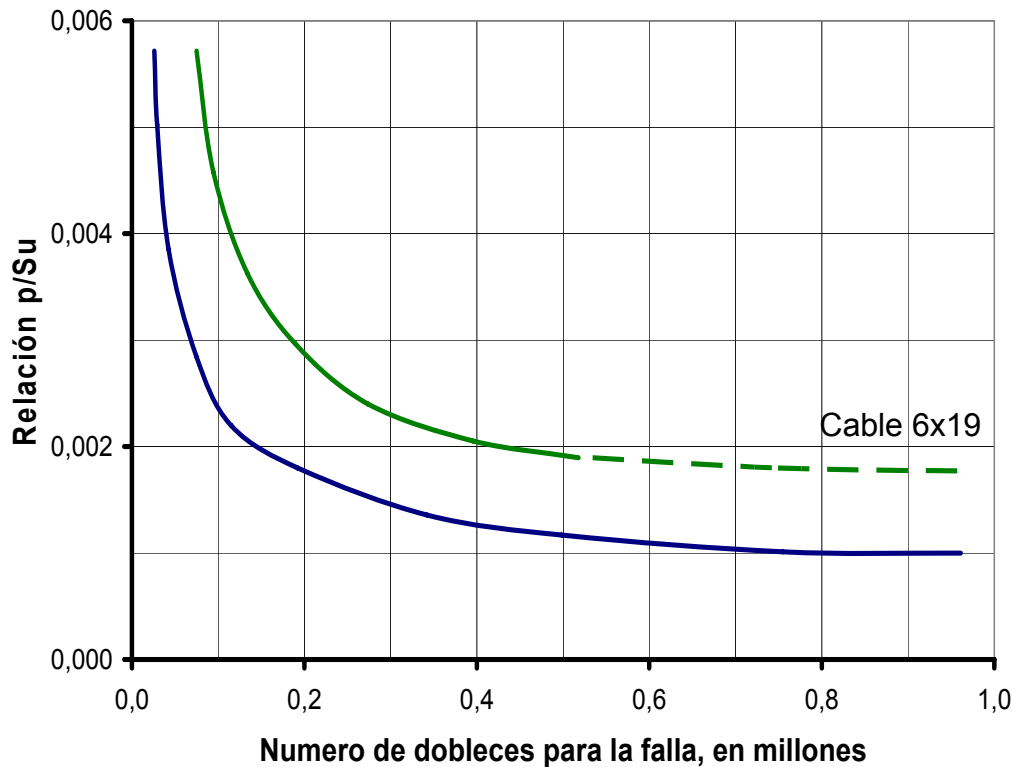
Comprobando vida infinita:

Esto se cumple cuando la relación $\frac{\rho}{S_u} < 0.0015$

Para cable de 0.95cm

$$\frac{\rho}{S_u} = 0.00189$$

Figura 26. Duración a la fatiga de los cables de acero.



Por lo tanto no tiene vida infinita, teniendo en cuenta que el elevador sea usado alrededor de 10 veces al día, se puede esperar una vida de los cables de varios años (ver figura 26) y comparando el N con los de la tabla 11 se puede ver que es bastante próximo al recomendado.

Tabla 11. Factores de seguridad recomendados para cables.

Aplicación del cable	N
Puentes colgante	3 a 4
Carriles de teleféricos	3,5 a 5
Tractor para teleféricos	5 a 7
Grúas	5 a 9
Instalaciones importantes	8 a 12
Transporte de personal	8 a 12
Plano inclinado	5 a 8
Pozos de extracción	8 a 12
Ascensores	8 a 17
Cabrestantes	4 a 8

Se repite el análisis para un cable de mayor diámetro.

De la tabla 11 elegimos un cable de 1.27 cm (1/2"), y se procede a comprobar su capacidad.

$$D_w = 0.067 D_r = 0.08509 \text{ cm.}$$

$$A_m = 0.4 D_r^2 = 0.64516 \text{ cm}^2.$$

$$E = 2109000 \text{ kg/cm}^2$$

Ds:

- Ds mínimo = 30 Dr = 38cm
- Ds deseado = 45 Dr = 57cm
- Ds elegido = 40cm

$$F_u = 7370 \text{ kg}$$

$$D_r = 1.27 \text{ cm}$$

$$F_t = 364 \text{ kg}$$

$$S_b = \frac{E \cdot D_w}{D_s} = 4486 \text{ kg/cm}^2$$

$$F_b = S_b \cdot A_m = 2894 \text{ kg}$$

$$S_u = \frac{F_u}{A_m} = 11424 \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho = \frac{2 \cdot F_t}{D_s \cdot D_r} = 14.33 \text{ kg/cm}^2$$

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_t} = 12.3 \text{ ok.}$$

Comprobando vida infinita

Esto se cumple cuando la relación $\frac{\rho}{S_u} < 0.0015$

Para cable de 1.27cm

$$\frac{\rho}{S_u} = 0.00125 \text{ Ok.}$$

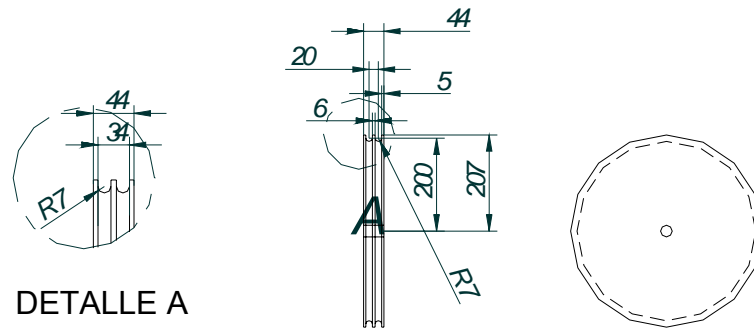
Se obtiene un resultado completamente satisfactorio para el cable:

½" 6x19 alma de fibra.

5.2.1 Construcción de Poleas.

Las poleas montadas en el elevador fueron construidas a partir de bloques macizos de fundición por un taller de mecanizado de la ciudad.

Figura 27. Vista parcial de los planos de la polea.



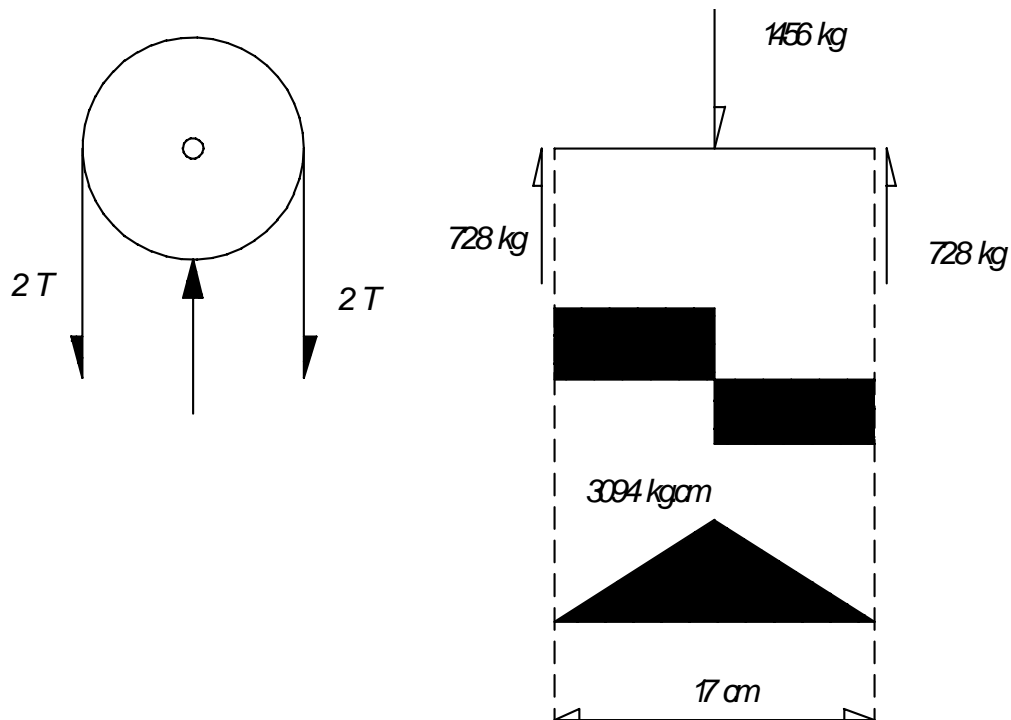
Dicho taller copio las dimensiones de unas poleas ya existentes y mecanizó los bloques de fundición a la medida, ésta decisión se tomo por costos, ya que era mas económico construir las 4 poleas que comprarlas, debido a que Industrias Ricaurte tenía el material en su bodega.

Figura 28. Fotografía del montaje de la polea.



Figura 29. Cargas sobre el eje de la polea.

5.2.3 Eje de Soporte para Poleas



- Diseño del eje de la polea según el código ASME.

La ecuación del código ASME para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, dice así:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * S_s} * \sqrt{(k_b * M_b)^2 + (k_t * M_t)^2}$$

Donde,

M_b = Momento de flexión, lb.-pul.

$M_b = 2602.6 \text{ lb.} - \text{pu}$

I

M_t = Momento de torsión, lb.-pul.

$M_t = 0$

K_b = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

K_t = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

- El código ASME especifica para ejes estacionarios:

Carga aplicada gradualmente, $K_b = 1.0$ O.k

Carga aplicada repentinamente, $K_b = 1.5 - 2.0$.

- El código ASME especifica para ejes de acero comprados con especificaciones definidas:

S_s (permisible) = 30% del limite elástico sin sobrepasar del 18% del esfuerzo ultimo en tracción para ejes sin cuñero.

$S_s = 0.18 * S_u = 0.18 * 79000 \text{ psi}$

$S_s = 14220 \text{ psi}$.

Reemplazando en la ecuación general:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 14220 \text{ lb} - \text{in}} * \sqrt{(1.0 * 2602.6 \text{ lb} - \text{pul})^2 + (0)^2}$$

$$d^3 = 3.58 * 10^{-4} \frac{\text{in}^2}{\text{lb}} * 2602.6 \text{ lb} - \text{pul}$$

$$d = \sqrt[3]{0.93 \text{ in}^3}$$

$$d = 0.98 \text{ in}$$

$$d \cong 1''$$

$$d = 2.5 \text{ cm}$$

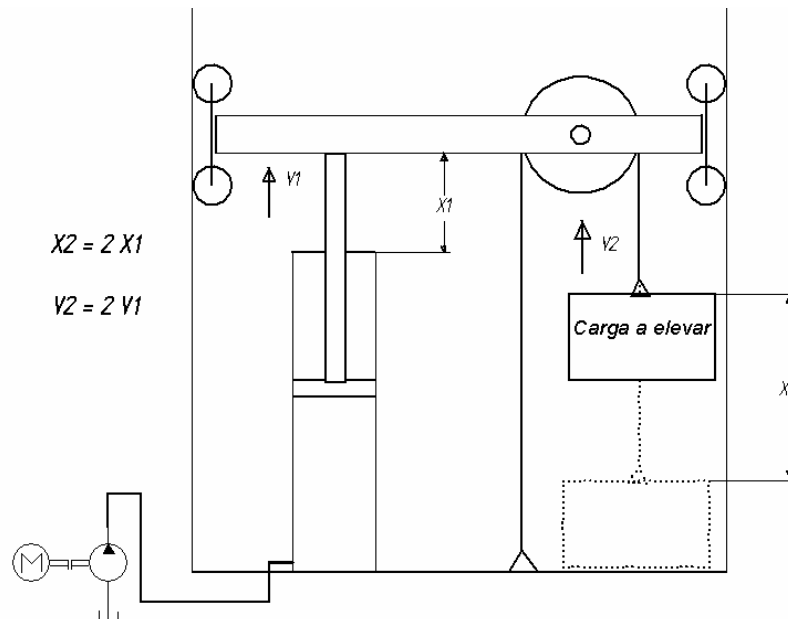
5.3 DISEÑO DE LOS ACTUADORES.

La mayor parte de los actuadores fueron construidos en la planta con materiales especiales pedidos a proveedores de accesorios hidráulicos como COHA LTDA, en Bogotá, todo de acuerdo a los cálculos de columna realizados.

5.3.1 Calculo de Cargas.

Debido al sistema de poleas que levanta cada actuador se presenta una condición poco favorable para el vástago, es decir la cuota de sacrificio del sistema. Como se mencionó anteriormente el sistema elevador posee una ventaja cinemática, la cual hace posible elevar la plataforma a una altura de casi 4 metros utilizando unos actuadores que solo tienen 2 metros de recorrido.

Figura 29. Esquema del principio de operación del elevador.



Esto se debe a que el sistema de poleas esta diseñado de tal forma que duplica el desplazamiento y velocidad del actuador (figura 21).

La desventaja es que también se duplica la carga, esto quiere decir que la carga para cada actuador hidráulico es igual al peso de la plataforma + el vehículo, un total de 2642 kilos.

5.3.2 Material del Vástago.

❖ Norma técnica

AFNOR XC-45 AISI/SAE 1045

❖ Composición Química

C % 0,43 - 0,5

Mn % 0,6 - 0,9

P Max % 0,04

S Max % 0.05

Si Max % 0.2 - 0,4

❖ Propiedades Mecánicas

Acero Calibrado

- Límite de Fluencia mínimo $S_y = 5400 \text{ kg/cm}^2$.
- Límite de Fluencia en Cortante $S_{ys} = 2700 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la Tracción $S_u = 6500 \text{ kg/cm}^2$

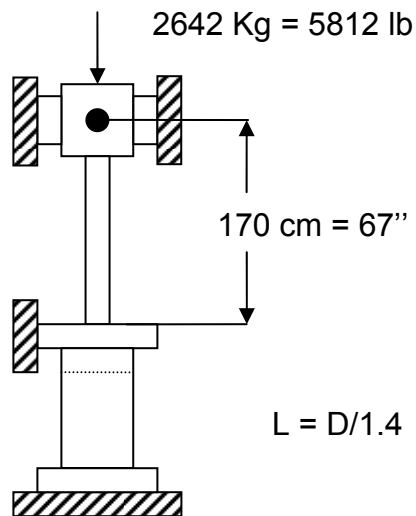
5.3.3 Diámetro del Vástago

Para calcular el diámetro del vástago se parte de la carga (2642 Kg), la distancia libre de columna y la condición de apoyo.

En este diseño se procura dar la mayor rigidez posible a los actuadores, teniendo en cuenta que su desplazamiento fuera guiado y proporcionando empotramiento tanto en la base como en la mitad del cilindro con lo cual se logra estabilizar mucho más la columna.

Inicialmente se estimó el diámetro del vástago por catálogo con las condiciones de apoyo mostradas en la figura 30, posteriormente se calculó el factor de seguridad por la resistencia de materiales tradicional.

Figura 30. Condición de apoyo del actuador.



Se compararon las condiciones de carga y apoyo con las del catálogo y se tomó la más parecida al caso III (figura 30c), con esta longitud y la carga se obtiene el diámetro de la tabla 9.

Figura 30a. Condición de apoyo del actuador, Caso I.

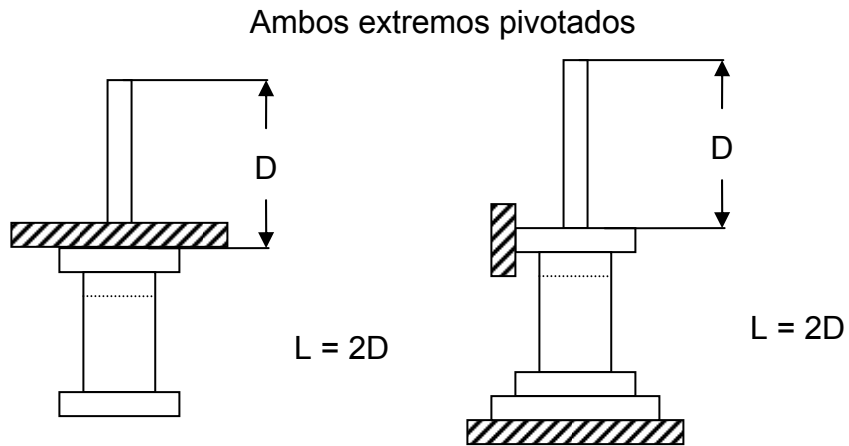


Figura 30b. Condición de apoyo del actuador, Caso II.

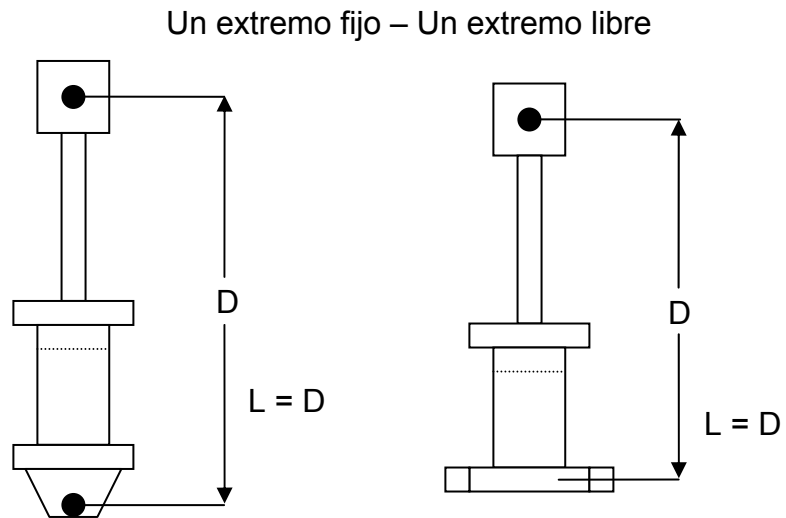


Figura 30c. Condición de apoyo del actuador, Caso III.

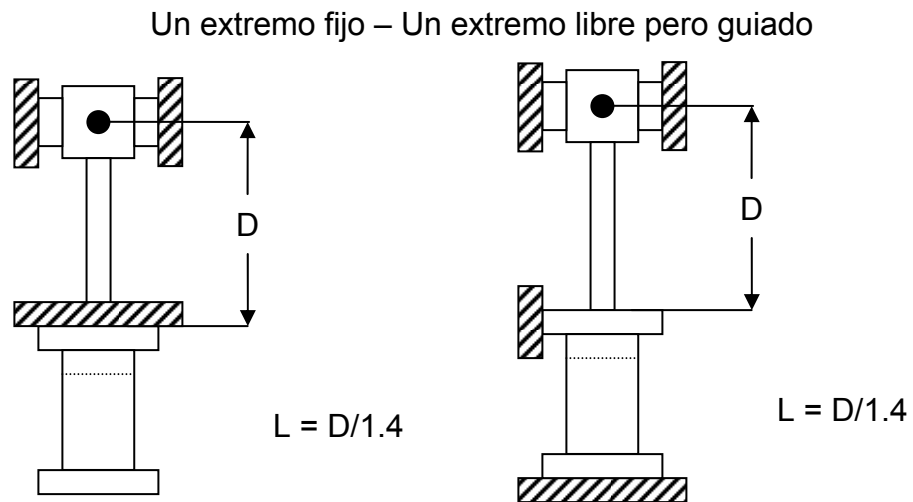


Figura 30d. Condición de apoyo del actuador, Caso IV.

Ambos extremos fijos
(Ambos extremos acoplados rígidamente y guiados)

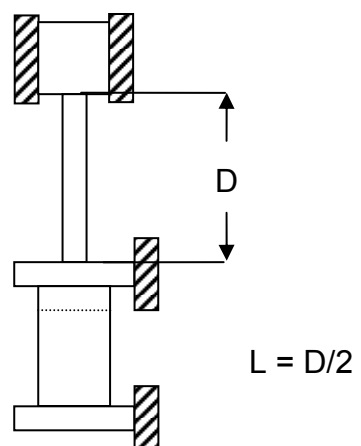


Tabla 12. Diámetros de pistones.

CARGA EN LIBRAS	DIAMETROS DE PISTONES										
	5/8	1	1 3/8	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5
100	75	191									
150	61	156									
200	53	135	255								
250	47	121	228								
300	43	110	208	334							
350	40	102	193	312							
400	38	96	180	292							
450	35	90	170	275							
500	34	86	161	261	341						
600	31	79	147	239	312						
700	28	72	137	221	288						
800	27	68	128	207	270	421					
900	25	64	120	195	254	397					
1000	24	61	114	187	241	377					
1200	22	55	104	169	220	344	495				
1400	20	51	97	156	204	319	459				
1600	19	48	90	146	191	298	429				
1800	18	45	85	138	180	281	405				
2000	17	43	81	131	171	267	384				
2200	16	41	77	125	163	255	366	498			
2600	15	38	71	115	150	234	337	458			
3000	14	35	66	107	139	218	313	427			
3500	13	32	61	99	129	202	290	395			
4000	12	30	57	93	121	189	271	369	482		
5000	11	27	50	83	108	169	243	330	432		
6000	10	25	47	76	99	154	222	302	394	499	
7000	9	23	43	70	91	143	205	279	365	461	
8000	8	22	41	66	85	133	192	261	341	432	
9000		20	38	62	81	126	181	246	322	407	
10000		19	36	59	76	119	172	234	305	386	477
12500		17	32	52	68	107	154	209	273	345	426

El diámetro mínimo requerido para los vástagos es entonces:

$$d = 1 \frac{3}{4} \text{ "}$$

A criterio de los diseñadores se tomó un diámetro mayor de 2".
Teniendo un diámetro tentativo se calculó el factor de seguridad.

Siendo:

F_{cr} = Carga crítica de columna.

E = Módulo de elasticidad del acero.

I = Momento de inercia de la sección circular.

L_{eq} = Longitud equivalente.

N = Factor de seguridad.

F_T = Carga de trabajo del actuador.

d = Diámetro del vástago.

C_c = Cambio crítico.

R_e = Relación de esbeltez.

γ = Radio de giro.

Asumiendo columna larga,

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(5)^4}{64} = 30.68 \text{ cm}^4$$

$$I = 30.68 \text{ cm}^4$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L^2}$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 (2109000 \text{ Kg/cm}^2) (30.68 \text{ cm}^4)}{18496 \text{ cm}^2} = 34526.6 \text{ Kg}$$

$$F_{cr} = N * F_T$$

$$F_T = 2642 \text{ Kg}$$

$$N = \frac{F_{cr}}{F_T} = \frac{34526.6 \text{ Kg}}{2642 \text{ Kg}} = 13$$

Figura 31. Montaje del actuador.



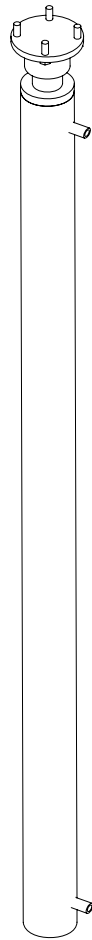
$$d = 5 \text{ cm}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (2109000 \text{ Kg/cm}^2)}{5400 \text{ Kg/cm}^2}}$$

$$C_c = 87.8$$

Figura 32. Conjunto actuador.



$$\gamma = \frac{d}{4} = \frac{5 \text{ cm}}{4} = 1.25 \text{ cm}$$

$$R_e = \frac{L_{eq}}{\gamma}$$

$$L_{eq} = 170 * 0.8 = 136$$

$$R_e = \frac{136}{1.25} = 108.8$$

$$C_c = 87.8$$

$R_e = 108.8 > C_c = 87.8 \Rightarrow$ La suposición es correcta

6. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para empezar el diseño del sistema hidráulico es necesario determinar el tamaño de la bomba, en éste caso se puede obtener a partir del desplazamiento volumétrico de los actuadores. Se tiene que los actuadores poseen un desplazamiento máximo de 80" y un diámetro de cilindro de 3", entonces, el volumen desplazado por los actuadores es igual a:

$$\text{Volumen} = \frac{2\pi d^2}{4} * \text{Longitud}$$

$$\text{Volumen} = \frac{2\pi(3)^2}{4} * 80" = 1131 \text{ in}^3 = 4.9 \text{ gal}$$

Retomando la velocidad de desplazamiento de la plataforma que se consideró para calcular el cable ($V = 0.1 \text{ m/s}$), se tiene que el tiempo que demora en subir la plataforma, es el mismo tiempo que tardan los actuadores en desplegarse.

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

$$\text{tiempo} = \frac{3.7 \text{ m}}{0.1 \text{ m/s}}$$

$$\text{tiempo} = 37 \text{ s}$$

Con esto se calcula el caudal de bomba Q_b :

$$Q_b = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}}$$

$$Q_b = \frac{4.9 \text{ gal}}{37 \text{ s}} = 0.1324 \text{ gps} = 8 \text{ gpm}$$

Este caudal de 8 gpm es el mínimo requerido para subir la plataforma a una velocidad constante de 0.1 m/s en condiciones ideales, pero hay que tener en cuenta que existen pérdidas como las que se producen internamente en la bomba y las producidas por la recirculación de aceite a través de la válvula de seguridad. Esta recirculación de una parte del aceite hidráulico a tanque se incrementa a medida que el peso del vehículo a levantar se aproxima al taraje de la válvula de seguridad, esto sirve como medida preventiva para garantizar que los usuarios no sobrecarguen el elevador. Debido a estas pérdidas se incrementó el caudal de diseño para la bomba a 10 gpm.

Como se mencionó anteriormente (numeral 5.3.1), se tiene una carga en cada actuador de 2642 kg, con esto se calculó la mínima presión de operación.

$$\text{Presión} = \frac{\text{Carga sobre área}}{\text{Área}} = \frac{2642 \text{ Kg}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{5812 \text{ lb}}{\frac{\pi(3)^2}{4}} = 822 \text{ psi}$$

Esta es la presión teórica de operación, a éste valor se le deben sumar todas las pérdidas que se generan en los accesorios, válvulas, mangueras y tuberías. Para obtener éste valor de pérdidas, se debe hacer un inventario de los componentes del circuito con su ubicación y el respectivo caudal que por ellos circula, seguido de los procedimientos teóricos de la mecánica de fluidos, en éste caso se optó por seguir las recomendaciones de los técnicos de COHA Ltda, quienes han instalado numerosos sistemas de elevación hidráulicos a lo largo y ancho del país. Según su experiencia para estos

elevadores, la presión de operación está en un rango de 1100 a 1500 psi, para efectos de cálculo se tomó 1250 psi.

En concreto se requiere una bomba que pueda entregar 10 gpm con presiones mayores a 1250 psi, este requerimiento lo cumple la mayoría de las bombas de desplazamiento positivo existentes en el mercado, por esta razón, el factor dominante en la selección de la bomba fue el costo.

La opción mas viable fue la bomba de engranajes, la cual está por el orden de los \$600.000 pesos, el único inconveniente que presenta ésta bomba, es que por tener mayor número de recámaras produce más ruido. Este defecto se pudo corregir colocando la bomba sumergida dentro del depósito.

La bomba montada en el sistema, es de marca ROQUET de 10 gpm a 1800 rpm con su respectivo filtro.

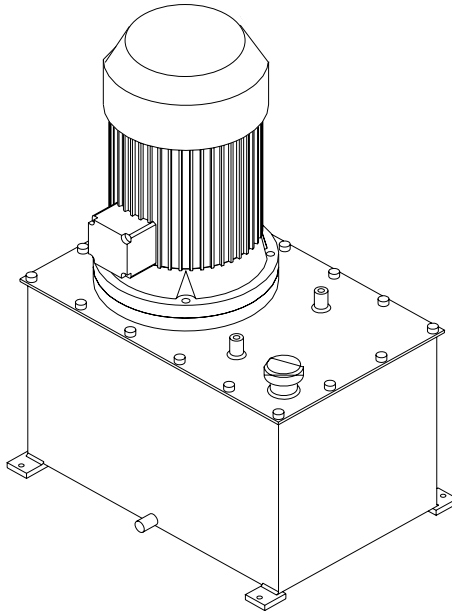
6.1 DISEÑO DEL DEPÓSITO.

Básicamente el depósito se fabricó en lamina de $\frac{1}{4}$ " en forma de paralelepípedo y con una capacidad de aproximadamente 27 galones.

En la fabricación del tanque se tuvieron en cuenta los siguientes factores:

- Capacidad entre 2 a 3 veces el caudal de la bomba.
- Tapa superior removible para limpieza.
- Deflector entre succión y descarga.
- Orificio inferior para drenaje.
- Fondo con desnivel.
- Respiradero.

Figura 33. Unidad hidráulica.

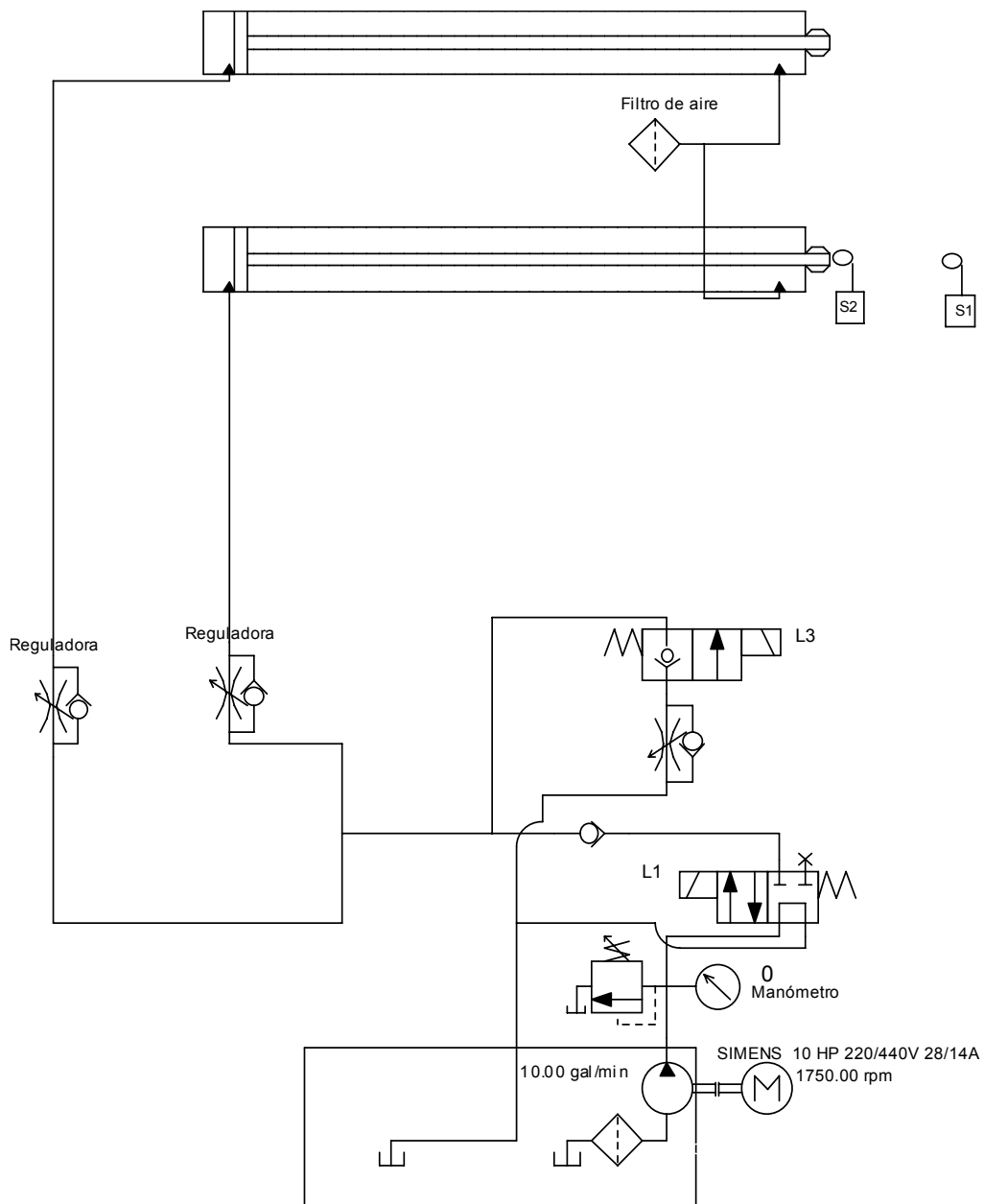


6.2 CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito fue diseñado de la forma más simple posible, está constituido principalmente por una válvula direccional, una válvula de cartucho on/off, un antirretorno principal y dos válvulas reguladoras de caudal sin compensación. El principal problema que se presentó en el diseño del circuito fue garantizar que los actuadores se movieran de forma simétrica, evitando desbalances en la plataforma. En un principio se pensó en instalar un dispositivo flow-divider, el cual está especialmente diseñado para aplicaciones que tienen que ver con el movimiento simétrico de actuadores. Este dispositivo tenía un costo cercano a los \$200 dólares, lo cual se ajustaba al presupuesto del proyecto, pero el tiempo de entrega era de 20 días y se requería poner en funcionamiento el sistema lo antes posible. Se optó entonces por hacer un diseño de líneas independientes y simétricas para cada actuador y de esta forma la caída de presión por pérdidas en cada tramo sería muy similar, dando caudales muy parecidos en cada línea.

Adicional a esto, se montaron reguladoras de caudal en cada línea y se hizo una prueba con los actuadores libres, comprobando así de forma visual (cuerdas y plomadas) que los actuadores se desplazaran simétricamente a la misma velocidad.

Figura 34. Sistema hidráulico.



Después de cablear y conectar todo el sistema hidráulico, se realizaron las pruebas iniciales de rigor, estanqueidad, presión, verificación del correcto funcionamiento de las válvulas de seguridad, direccional y cartucho; durante estas pruebas se evidenció una vibración y ruido en el tramo del circuito donde se unían todas las líneas de descarga, por tal razón fue necesaria la construcción de un pequeño recipiente de alivio de presiones donde se unen todas las líneas a tanque a una descarga común, con esto se solucionó el problema de ruido y vibración (ver tanque azul figura 35).

Figura 35. Sistema hidráulico montaje para pruebas.



Figura 36. Construcción del tanque de alivio de presiones de descarga.



Figura 37. Sistema hidráulico montaje final.



7. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.

7.1 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

El cliente y futuro usuario del sistema formuló una serie de peticiones previas a la construcción, las cuales sirvieron como guía en el proceso de diseño, tanto en el sistema hidráulico como en el eléctrico. Los requerimientos para el sistema elevador en términos eléctricos fueron los siguientes:

- ❖ El sistema debe contar con mando en la plataforma y en el primer piso control maestro.
- ❖ La potencia eléctrica del sistema no debe superar los 9000 watts (12 Hp).
- ❖ El motor debe encender solo para subir.

- ❖ En las cajas de mando debe existir parada de emergencia, la cual detenga en seco al elevador.
- ❖ Los pulsadores de subir y bajar deben tener auto enclavamiento.
- ❖ El sistema debe contar con protección contra sobre cargas y totalizadores para líneas de potencia y control.
- ❖ No debe existir simultaneidad entre los mandos de subir y bajar, es decir, para poder cambiar la dirección de desplazamiento del elevador obligatoriamente debe accionarse la parada de emergencia primero.

Lo primero que se realizó fue determinar la potencia del motor, como se mencionó anteriormente ésta se encuentra limitada, esto se debe a que en la actualidad el local cuenta con ; maquinas como compresores, elevadores de tornillo, tijera y equipos de soldadura, lo cual tiene la instalación eléctrica del mismo casi al límite, por lo tanto colocar un motor de una potencia mayor a la especificada obligaría a los propietarios del local a reformar toda la instalación eléctrica y colocar una subestación.

7.2 POTENCIA DEL MOTOR

La potencia del motor eléctrico es en teoría la mínima requerida por la unidad hidráulica, para este caso se tiene:

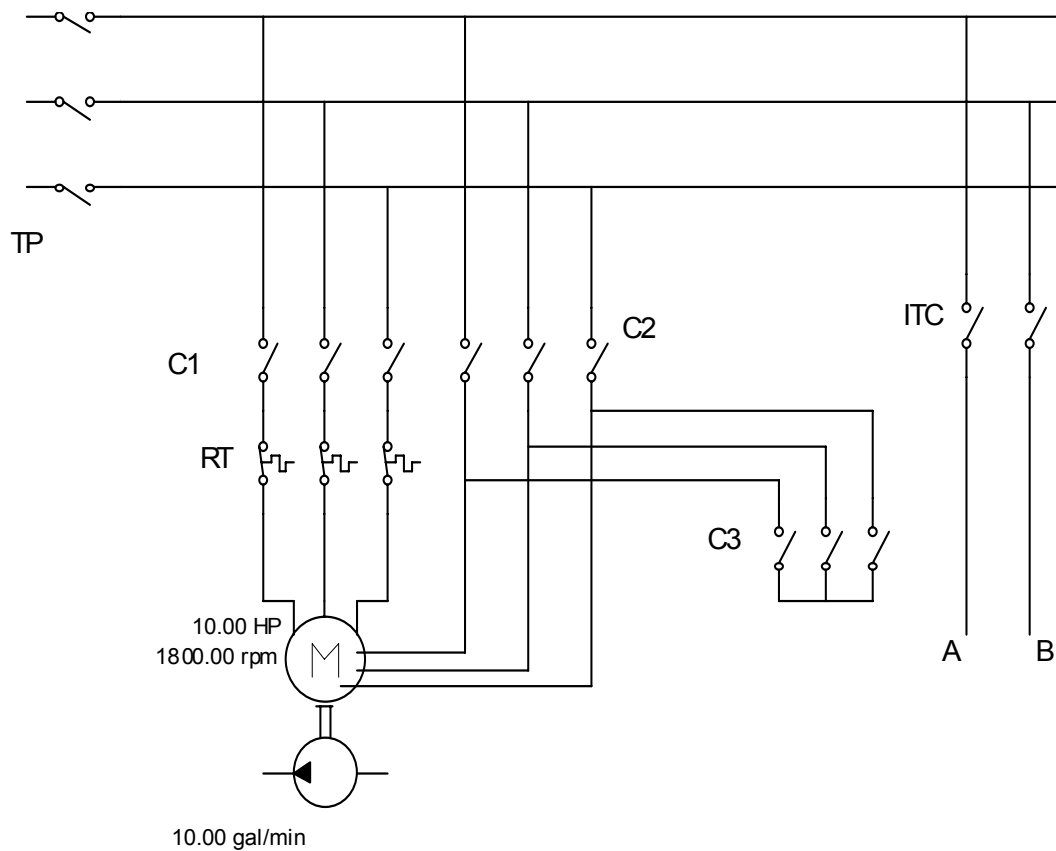
$$\text{Potencia(Hp)} = \frac{\text{Caudal(gpm)} * \text{Presion(psi)}}{1714} = \frac{1250\text{psi} * 10\text{gpm}}{1714} = 7.3\text{Hp}$$

En condiciones normales con un motor de 7.5 Hp bastaría, pero al hacer una revisión previa de las condiciones de las líneas de alimentación se encontró que el nivel de tensión era menor al requerido, ya que en condiciones normales debería tener 220 voltios aproximadamente y no 195 voltios que es lo que está suministrando la red al local. Con este nivel de tensión un motor de 7.5 Hp no podría suministrar la potencia requerida por el sistema, la cual solo deja dos alternativas, localizar la caída de tensión interna o externa de la red ó utilizar un motor más potente, que brinde la potencia requerida por el sistema bajo condiciones de tensión reducida. Ante la urgencia de terminar la obra se optó por utilizar el siguiente tamaño comercial, un motor SIEMENS de 10 Hp 220/440 voltios, 28/14 amperios trifásico jaula de ardilla.

7.3 CIRCUITO DE POTENCIA

Con un motor de 10 Hp se hace necesario instalar un sistema de arranque, para el sistema se eligió el arranque por conexión estrella delta, el cual es relativamente económico y confiable.

Figura 38 Circuito de arranque estrella – delta.



C1- C2-C3: Contactores estrella - triangulo motor 10hp

TP: Totalizador principal

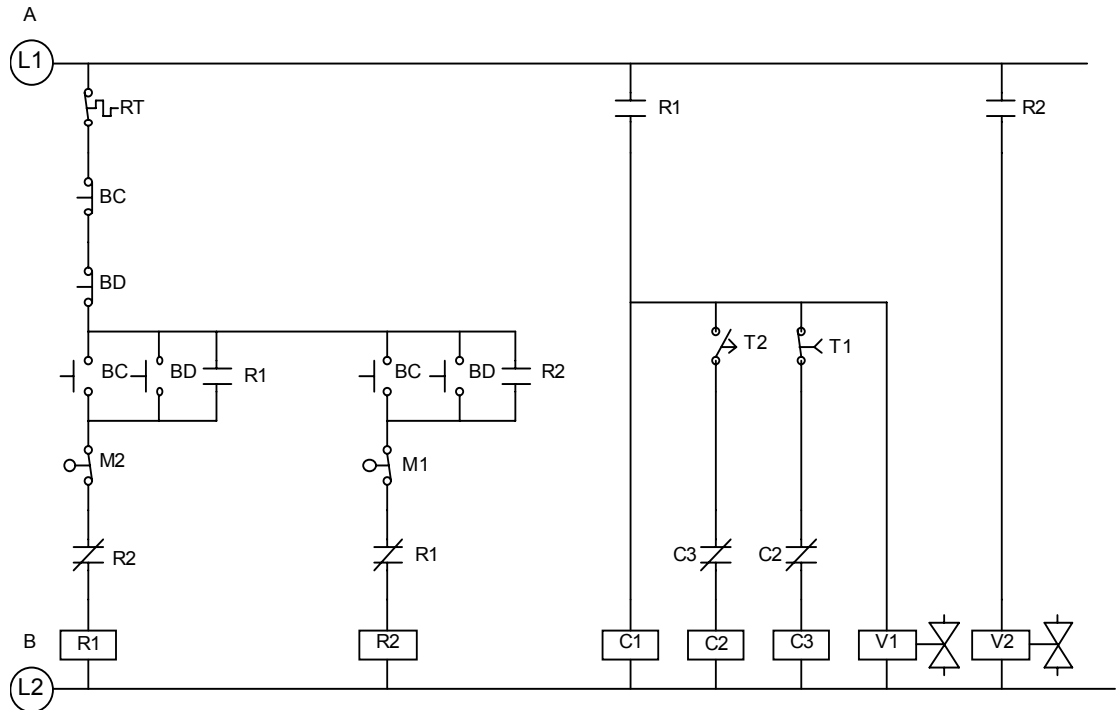
ITC: Interruptor termico de control

RT: Rele termico

7.4 CIRCUITO DE CONTROL.

Para el diseño del circuito de control se plantearon varias alternativas de las cuales quedó la más versátil, sencilla y económica (figura 39)

Figura 39 Circuito de potencia.



C1-C2-C3: Contactores estrella triangulo

RT: Relé térmico

BC: Botonera cofre

BD: Botonera distancia

R1: Relé control subir

R2: Relé control Bajar

V1: Válvula subir

V2: Válvula bajar

M1: Fin de carrera primer piso

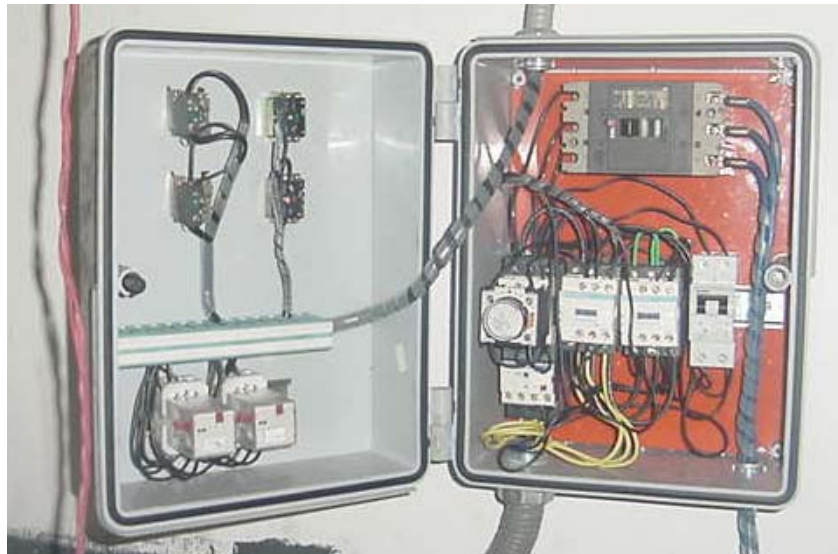
M2: Fin de carrera segundo piso

El circuito se probó numerosas veces antes de su instalación y no hubo que hacer correcciones después de montado.

Figura 40. Instalación del sistema eléctrico.



Figura 41. Caja de control principal.



8. DISEÑO DE LA BARANDA AUTOMÁTICA.

La construcción de ésta baranda se hizo evidente ante el peligro de caída por parte de cualquier persona que circulaba en el segundo piso del local, aparte

de esto la baranda debía ser totalmente automática, de lo contrario, se corría el riesgo de dejarla abierta, dando cabida a un posible accidente.

Figura 42. Riesgo de caída en el segundo nivel.

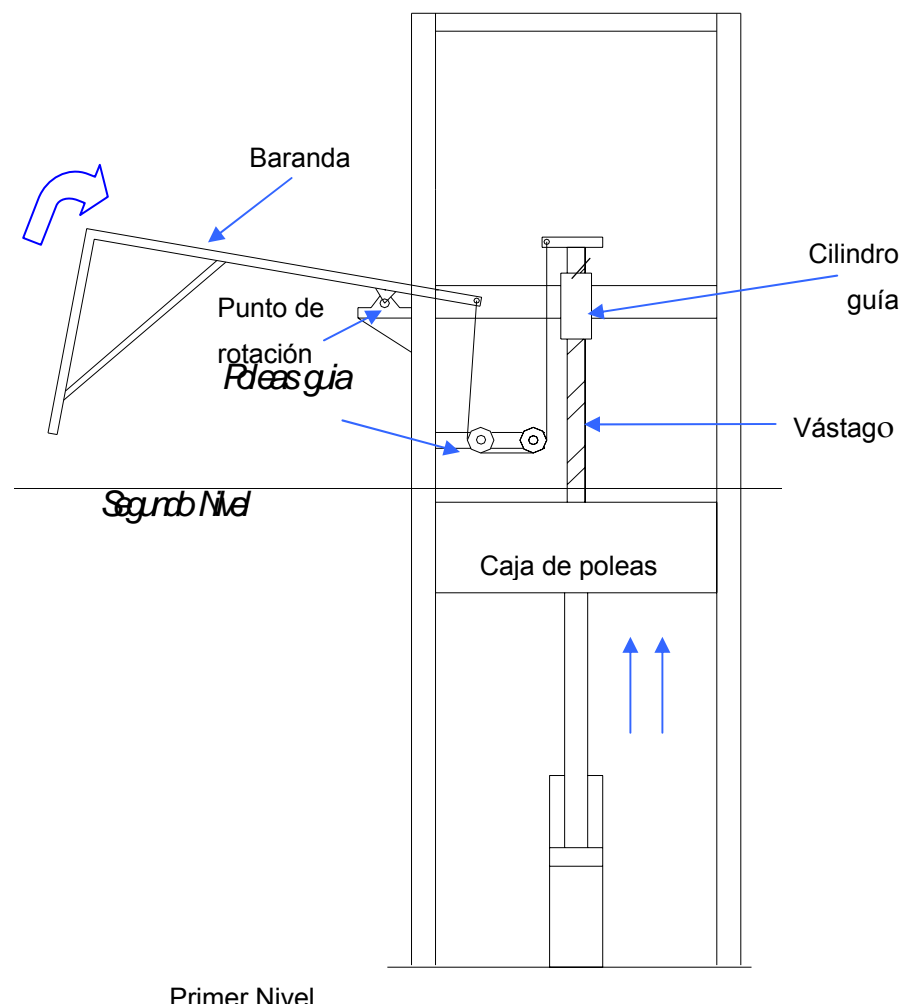


La construcción de una baranda de seguridad automática fue desde el inicio un requerimiento formulado por el cliente hacia Ind. Ricaurte.

En un principio se contempló un sistema automatizado, accionado mediante actuadores neumáticos aprovechando el suministro de aire a presión existente en el local y controlado mediante finales de carrera, sensores de tipo inductivo o sensores de proximidad pero al hacer los primeros bocetos empezaron a aparecer los inconvenientes, por un lado los altos costos y por

otro el diseño se tornó complicado, con mecanismos de muchas piezas y susceptible a fallas. Por estas razones fue necesario partir de cero y volver a lo básico, inclinándose por un sistema netamente mecánico, popular y que ha sido utilizado principalmente en las puertas de los montacargas de bodegas que solo operan en dos pisos.

Figura 43. Vista lateral del funcionamiento del portón.



8.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN.

El sistema de la baranda automática esta constituido por dos subsistemas gemelos que operan en forma conjunta (figura 43), estos subsistemas están

compuestos por un vástago, un cilindro guía, un juego de poleas y una baranda pivotada hacia un extremo; su principio de operación es simple, aprovecha la energía de los actuadores y la estructura del elevador como bastidor. Cuando los actuadores se extienden mueven consigo las cajas de poleas, estas a su vez en un punto determinado por el diseñador, se topan con unos vástagos, los cuales al ser empujados por las cajas, se deslizan por unos cilindros guía, tensionando un cable que pasa por unas poleas guía y está unido al extremo de la baranda, haciéndola rotar.

Este sistema garantiza que siempre que la plataforma este en le segundo piso la baranda este abierta, y cuando ésta empiece a bajar la fuerza de gravedad hace que la baranda también baje y se posicione en su lugar.

8.5 DIMENSIONAMIENTO DE LA BARANDA.

El diseño y dimensionamiento de la baranda fue posterior al montaje de la estructura del elevador, por tal razón fue necesario levantar un plano preciso de la estructura con respecto al segundo piso. A partir de dicho plano y mediante el uso de AutoCAD y Solid Edge se hizo un modelo virtual del mecanismo de la baranda, con el cual se pudo comprobar posibles interferencias entre los elementos de la baranda y el elevador, así como también se simularon las posiciones extremas del mecanismo para determinar la cantidad de cable requerido, la longitud de los vástagos y la posición más adecuada para las poleas guía.

Figura 44. Modelo simplificado en 2D.

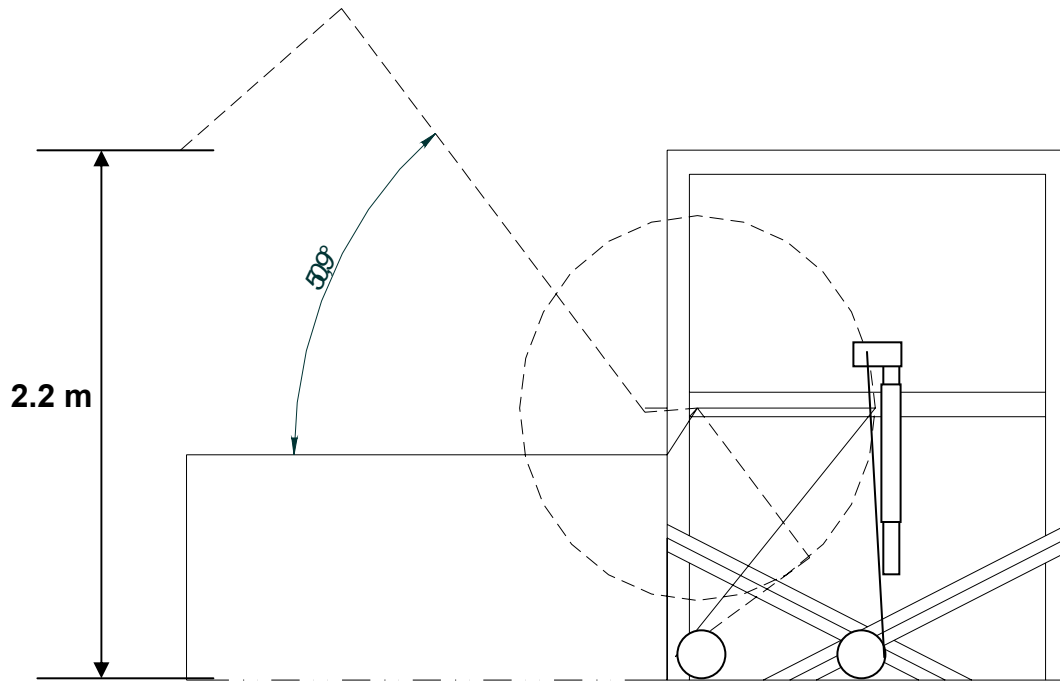
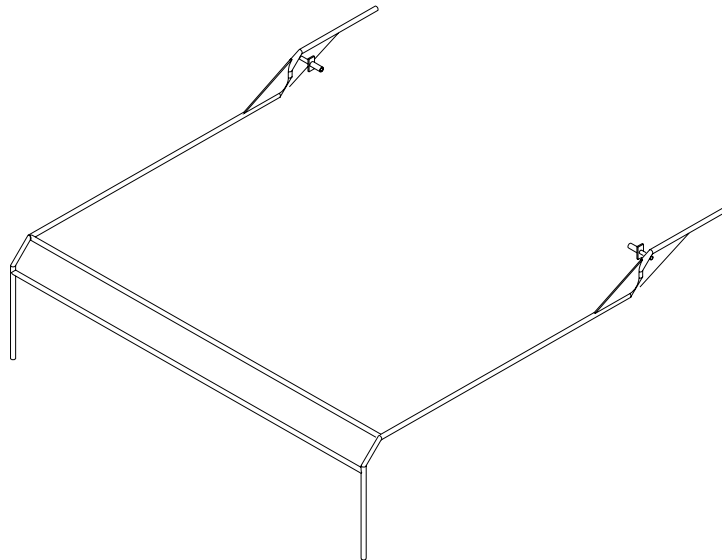


Figura 45. Modelo virtual de la baranda.



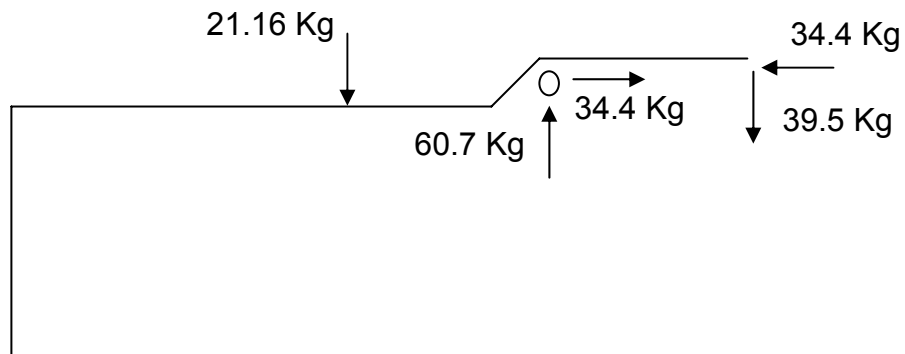
8.6 CARGAS.

Los requerimientos de la baranda fueron, en esencia rigidez, la baranda no tiene ninguna función diferente a la de confinar un espacio peligroso, mientras esta en la posición cerrada de ser capaz brindar seguridad cuando alguien se apoye en ella para mirar hacia el nivel inferior, al igual que la baranda de un mirador.

Los parámetros de la baranda cuando esta en movimiento son diferentes, en esta situación solo se requiere que ésta sea rígida y que el mecanismo se mantenga rígido y sea lo suficientemente robusto para mantener la baranda abierta el tiempo que se necesite, horas, días, etc.

Al realizar el análisis de fuerzas se encontró que la mayor solitud de carga ocurría en el instante de empezar a subir la baranda.

Figura 46. Diagrama de cargas



Se calculó en esta posición,

La tensión del cable = $\sqrt{39.5^2 + 34.4^2} = 52.4$ kg

Adicionado un 10% en fricción y redondeando se tiene,

Tensión del cable = 60 kg.

Este nivel de carga es bajo comparado con la capacidad de carga de los cables comerciales, de la tabla 10 se toma el mas pequeño correspondiente a un cable 6x19 de 0.63 cm de diámetro, el cual tiene resistencia ultima de 1870 kg.

Calculando las reacciones en el centro de rotación

Se tienen:

$$\sqrt{60.7^2 + 34.4^2} = 69.8 \text{ kg}$$

Para el eje de pivote se colocó una varilla de 25 mm la cual se montó sobre una chumacera de hombro.

Figura 47. Chumacera de hombro.



Tabla 13. Catálogo de rodamientos.

Dimensions							Basic static load rating C_0	Mass	Designation
d	D	B	d_1	D_1	D_2	$r_{1,2}$ min			
mm							kN	kg	-
10	35	11	17,5	27,1	28,7	0,6	3,4	0,053	6300-2Z/VA201
12	32	10	18,2	25,9	27,4	0,6	3,1	0,037	6201/VA201
	32	10	18,2	25,9	27,4	0,6	3,1	0,037	6201-2Z/VA201
	32	10	18,2	25,9	27,4	0,6	3,1	0,037	6201-2Z/VA228
15	35	11	21,5	29,2	30,4	0,6	3,75	0,045	6202/VA201
	35	11	21,5	29,2	30,4	0,6	3,75	0,045	6202-2Z/VA201
	35	11	21,5	29,2	30,4	0,6	3,75	0,043	6202-2Z/VA228
	35	10	22,7	29,5	31,2	0,3	3,25	0,039	6003/VA201
17	40	12	24,2	32,9	35	0,6	4,75	0,065	6203/VA201
	40	12	24,2	32,9	35	0,6	4,75	0,065	6203-2Z/VA201
	40	12	24,2	32,9	35	0,6	4,75	0,060	6203-2Z/VA228
20	42	12	27,2	35,1	37,2	0,6	5	0,068	6004-2Z/VA208
	47	14	28,5	38,7	40,6	1	6,55	0,11	6204/VA201
	47	14	28,5	38,7	40,6	1	6,55	0,11	6204-2Z/VA201
	47	14	28,5	38,7	40,6	1	6,55	0,10	6204-2Z/VA228
	52	15	30,3	42,1	44,8	1,1	7,8	0,13	6304/VA201
	52	15	30,3	42,1	44,8	1,1	7,8	0,13	6304-2Z/VA201
	52	15	30,3	42,1	44,8	1,1	7,8	0,13	6304-2Z/VA208
25	47	12	32	40,3	42,2	0,6	6,55	0,08	6005/VA201
	47	12	32	40,3	42,2	0,6	6,55	0,08	6005-2Z/VA201
	47	12	32	40,3	42,2	0,6	6,55	0,08	6005-2Z/VA208
	52	15	34	44,2	46,3	1	7,8	0,13	6205/VA201
	52	15	34	44,2	46,3	1	7,8	0,13	6205-2Z/VA201
	52	15	34	44,2	46,3	1	7,8	0,12	6205-2Z/VA228
	62	17	38,6	50,9	52,7	1,1	11,6	0,23	6305/VA201
	62	17	38,6	50,9	52,7	1,1	11,6	0,22	6305-2Z/VA228

Considerando que el rodamiento no realizara una revolución completa y éste posiblemente solo se ponga en movimiento unas 20 veces al día, se optó por revisar solo carga estática, la cual para estos rodamientos es de 668 kg aproximadamente, esto comparado con las carga actuales del rodamiento, 69.8 kg, da un margen de seguridad muy alto.

Tomando en cuenta el valor nominal de carga estática del rodamiento es bastante alto para la aplicación, que el ambiente donde se monto no es corrosivo y el costo de los mismos (\$ 45.000 el par) es muy bajo, los diseñadores optaron por no realizar un proceso riguroso de verificación del rodamiento en cuanto a vida útil.

8.7 CONSTRUCCIÓN.

Toda la estructura se fabricó en tubería corriente (aguas negras) de una pulgada, la cual tiene un diámetro exterior de 33 mm e interior de 26.5 mm, en su totalidad fue unida con soldadura y los puntos de rotación fueron reforzados con lamina de $\frac{1}{4}$ ".

Figura 48. Construcción de la baranda en el local mismo.



Al realizar el montaje de la estructura se efectuaron algunos cambios al diseño original con el fin de brindarle mayor rigidez

Figura 49. Detalle del sistema de poleas.



Figura 50. Detalle del vástago y cilindro guía.



8.8 FASE DE PRUEBA

Finalizada la construcción del sistema este se probó en numerosas ocasiones, revisando el alineamiento de la baranda, tensión en cables, y estado de las soldaduras, durante este proceso no se presentaron novedades.

Figura 51. Baranda en operación.



9. CHEQUEO DE SOLDADURA

En la construcción del elevador todas las uniones fueron realizadas por medio de soldadura con electrodo revestido, la gran mayoría de estas soldaduras son de filete con electrodos E6010 de 1/8" a 3/8" y en posición ascendente para lograr mayor penetración en el material base, cabe destacar que la mano de obra para este proyecto fue de alto nivel, se contó con soldadores certificados del Sena con aproximadamente 15 años de experiencia en montajes de máquinas, estructuras, tanques y soldadura de oleoductos bajo norma API.

Bajo estas condiciones de trabajo la supervisión del proceso de soldadura fue mínima, tanto así que solamente se chequearon las soldaduras que a criterio de los diseñadores deberían ser revisadas.

9.1 CRITERIO DE CHEQUEO

El código de soldaduras por fusión de la Sociedad Americana de la Soldadura (A.W.S), determina las resistencias de trabajo siguientes para las soldaduras de estructuras (traducidas a unidades métricas):

Tensión cortante	790 Kg. / cm ²
Tensión de tracción	910 Kg. / cm ²
Tensión de compresión	1260 Kg. / cm ²

La tensión admisible en cortante está fijada de modo que en unidades Americanas corresponda una fuerza de 1000lbs por pulgada de longitud, para una soldadura de 1/8" de cateto. En unidades métricas se podría fijar aproximadamente que para una soldadura de filete de 1cm de cateto o

0.707cm de garganta la carga admisible es de 560 Kg/cm por longitud de junta.

Figura 52. Ubicación de los puntos de chequeo.

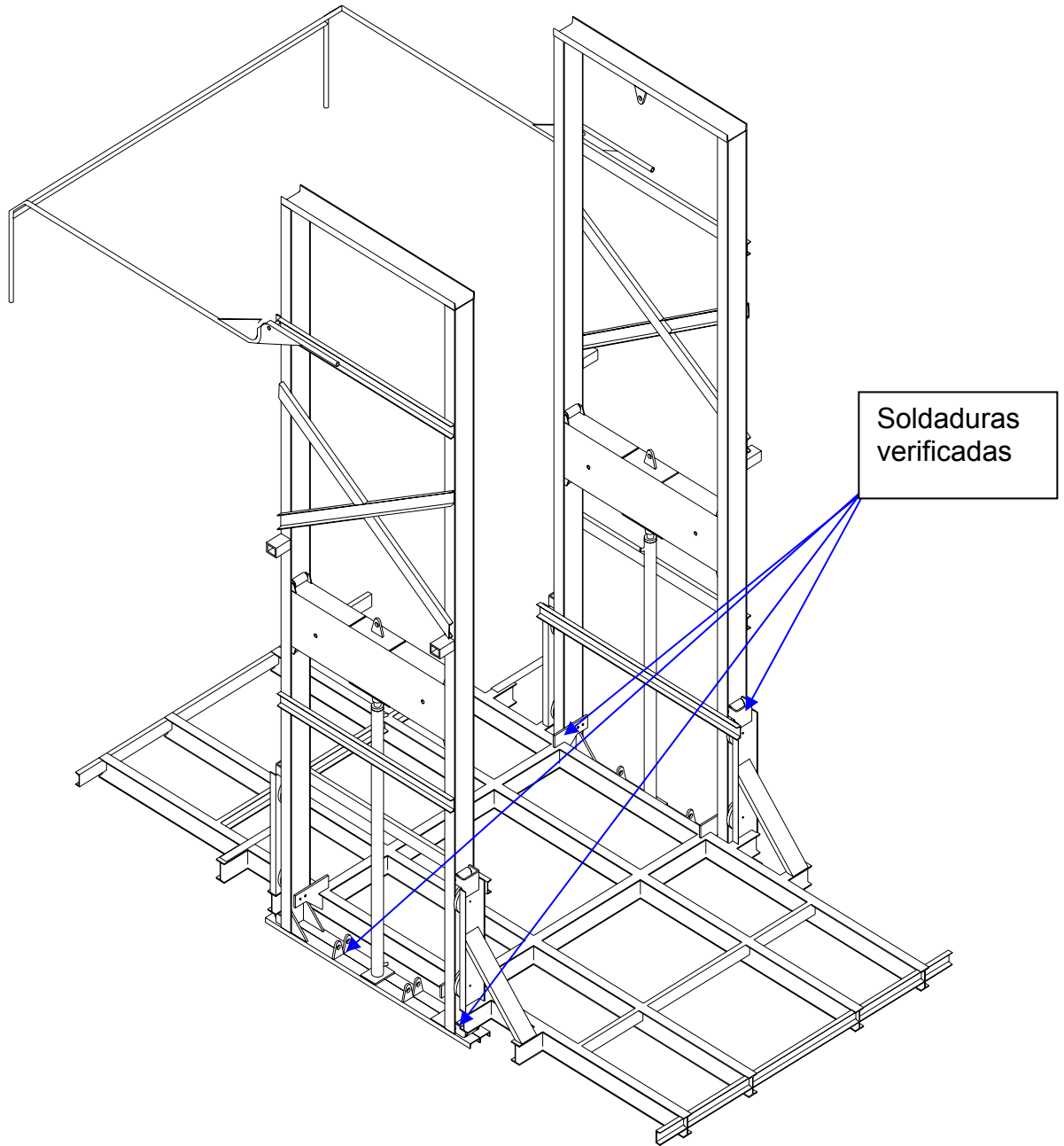
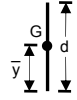
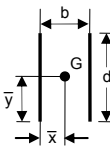
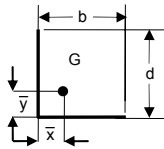
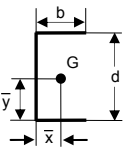
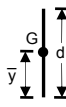
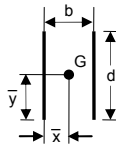
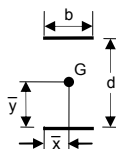
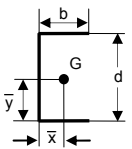


Tabla 14. Propiedades a la torsión de juntas soldadas de filete*

SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707 \cdot w \cdot d$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414 \cdot w \cdot d$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707 \cdot w \cdot (2b+d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707 \cdot w \cdot (2b+d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$

*G es el centroide del grupo de uniones de soldadura; w es el tamaño de la junta; el plano de momento de torsión coincide con el plano de la página; todas las juntas son de ancho unitario.

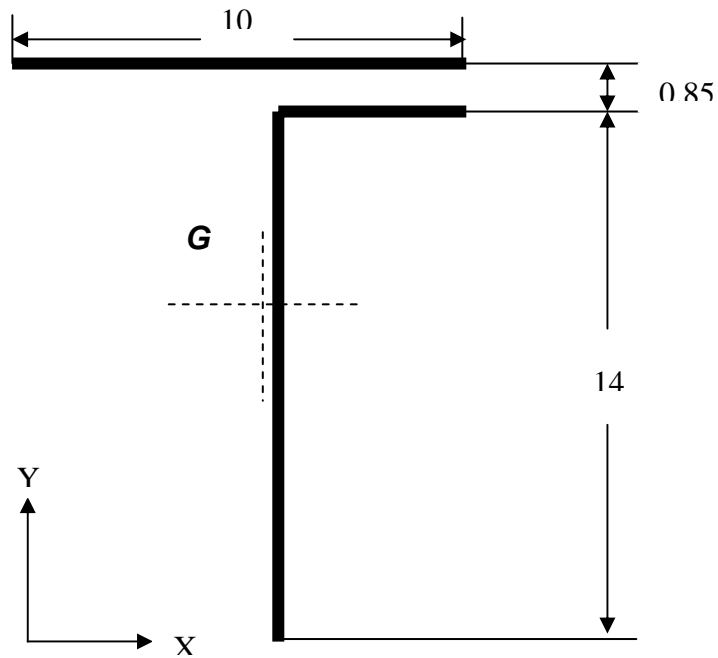
Tabla 15. Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete*

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707 \cdot w \cdot d$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414 \cdot w \cdot d$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414 \cdot w \cdot b$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707 \cdot w \cdot (2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12} (6b + d)$

* I_u , el segundo momento de área unitario, se toma con respecto a un eje que pasa por G, el centroide del grupo de juntas soldadas; w es el tamaño de jústale plano del par flexionante es normal al de la pagina y paralelo al eje y; todas las juntas de soldadura son del mismo tamaño.

9.1.4 Chequeo de la Soldadura de las Orejas de Amarre

Figura 53. Cálculo de centroide de la soldadura.



Sabiendo que:

\bar{y} = Centroide de la soldadura en el eje y.

\bar{x} = Centroide de la soldadura en el eje x.

J = Momento polar de inercia. (cm^3)

F_v = Fuerza cortante vertical.

$F_{\zeta p}$ = fuerza cortante permisible según A.W.S

N = Factor de seguridad.

W = Altura del filete o cateto de la soldadura (cm).

τ = Esfuerzo cortante (kg/cm^2).

I = Momento de inercia de la soldadura (cm^3)

$$\bar{y} = \frac{\Sigma L \cdot y}{\Sigma L}$$

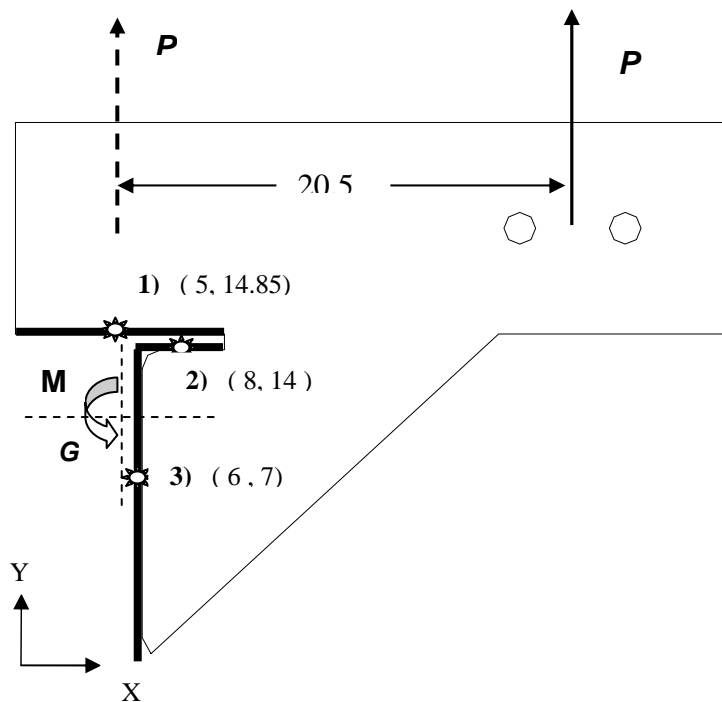
$$\bar{y} = \frac{10 \cdot 10.85 + 14 \cdot 7 + 4 \cdot 14}{10 + 14 + 4}$$

$$\bar{y} = 9.375 \cong 9.4 \text{ cm}$$

$$\bar{x} = \frac{10 \cdot 5 + 4 \cdot 8 + 14 \cdot 6}{10 + 4 + 14}$$

$$\bar{x} = 5.9 \text{ cm}$$

Figura 54. Cálculo del momento polar de inercia total de la soldadura.



$$J_T = \Sigma \left[\frac{1}{12} * L^3 + L(x^2 + y^2) \right]$$

$$J_1 = \frac{1}{12} 10^3 + 10((0.9)^2 + (5.45)^2)$$

$$J_1 = 388.5 \text{cm}^3$$

$$J_2 = \frac{1}{12} 4^3 + 10((2.1)^2 + (4.6)^2)$$

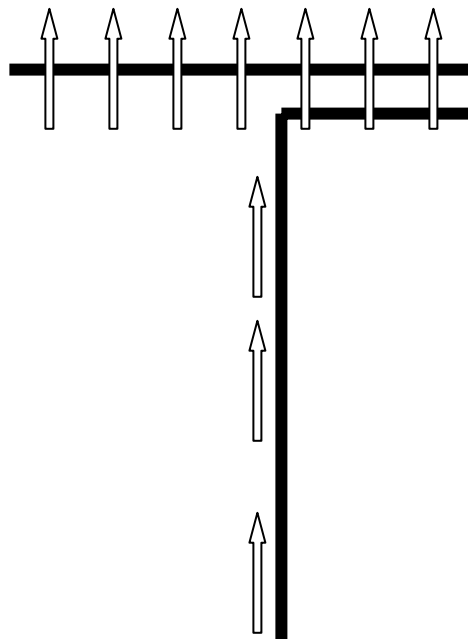
$$J_2 = 107.61 \text{cm}^3$$

$$J_3 = \frac{1}{12} 14^3 + 14((0.1)^2 + (2.4)^2)$$

$$J_3 = 309.44 \text{cm}^3$$

$$J_T = 805.5 \text{cm}^3$$

Figura 55. Flujo cortante.



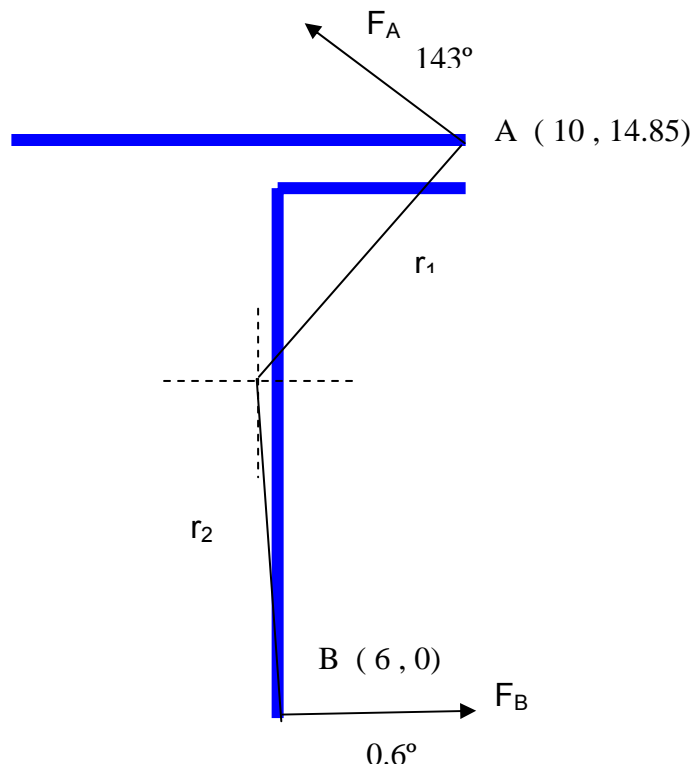
$$F_v = \frac{P}{28} \text{ Kg/cm} \uparrow y$$

$$r_1 = \sqrt{(4.1)^2 + (5.45)^2}$$

$$r_1 = 6.82 \text{ cm}$$

$$F_A = \frac{T \cdot c}{J} = \frac{20.5P \cdot 6.82 \text{ cm}}{805.5 \text{ cm}^3}$$

Figura 56. Descomposición de la fuerza cortante por torsión.



$$F_A = 0.1737P \angle 143^\circ$$

$$F_{A,x} = 0.1387P(-\hat{i})$$

$$F_{A,y} = 0.1045(\hat{j})$$

Sumando la carga de cortante $\frac{P}{28 \text{ cm}}(\hat{j})$

$$\vec{F}_{A,\text{total}} = (0.1737(-\hat{i}) + 0.1402(\hat{j}))P$$

$$F_{A,\text{total}} = 0.2232P$$

$$r_2 = \sqrt{(0.1)^2 + (9.4)^2}$$

$$r_2 = 9.4 \text{ cm}$$

$$F_B = \frac{T * c}{J} = \frac{20.5P * 9.4 \text{ cm}}{805.5 \text{ cm}^3}$$

$$F_B = 0.238P \angle 0.6^\circ$$

$$F_{B,x} = 0.239P(\hat{i})$$

$$F_{A,y} = 2.5026 * 10^{-3}P(\hat{j})$$

Sumando la carga de cortante $\frac{P}{28 \text{ cm}}(\hat{j})$

$$\vec{F}_{B.total} = (0.239(\hat{i}) + 3.82 * 10^{-2}(\hat{j}))P$$

$$F_{B.total} = 0.242P$$

Sabiendo que $W = 1\text{cm}$

$F_{\zeta p}$ = fuerza cortante permisible según A.W.S

$$F_{\zeta p} = 560W \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} = 0.242P$$

$$P = \frac{560 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} * 1\text{cm}}{0.242}$$

$$P = 2314\text{Kg}$$

Bajo condiciones normales de uso, la carga para las soldaduras de cada oreja está dada por la tensión calculada anteriormente para cada cable:

$$T = 364\text{Kg}$$

$$T_{\text{cada/oreja}} = 364\text{Kg} * 2 = 728\text{Kg}$$

$$N = \frac{P}{T_{\text{oreja}}} = \frac{2314\text{Kg}}{728\text{Kg}}$$

$$N = 3.17$$

Analizando para una condición más extrema en que la carga se duplique,

$$N = \frac{2314\text{Kg}}{1456\text{Kg}}$$

$$N = 1.59$$

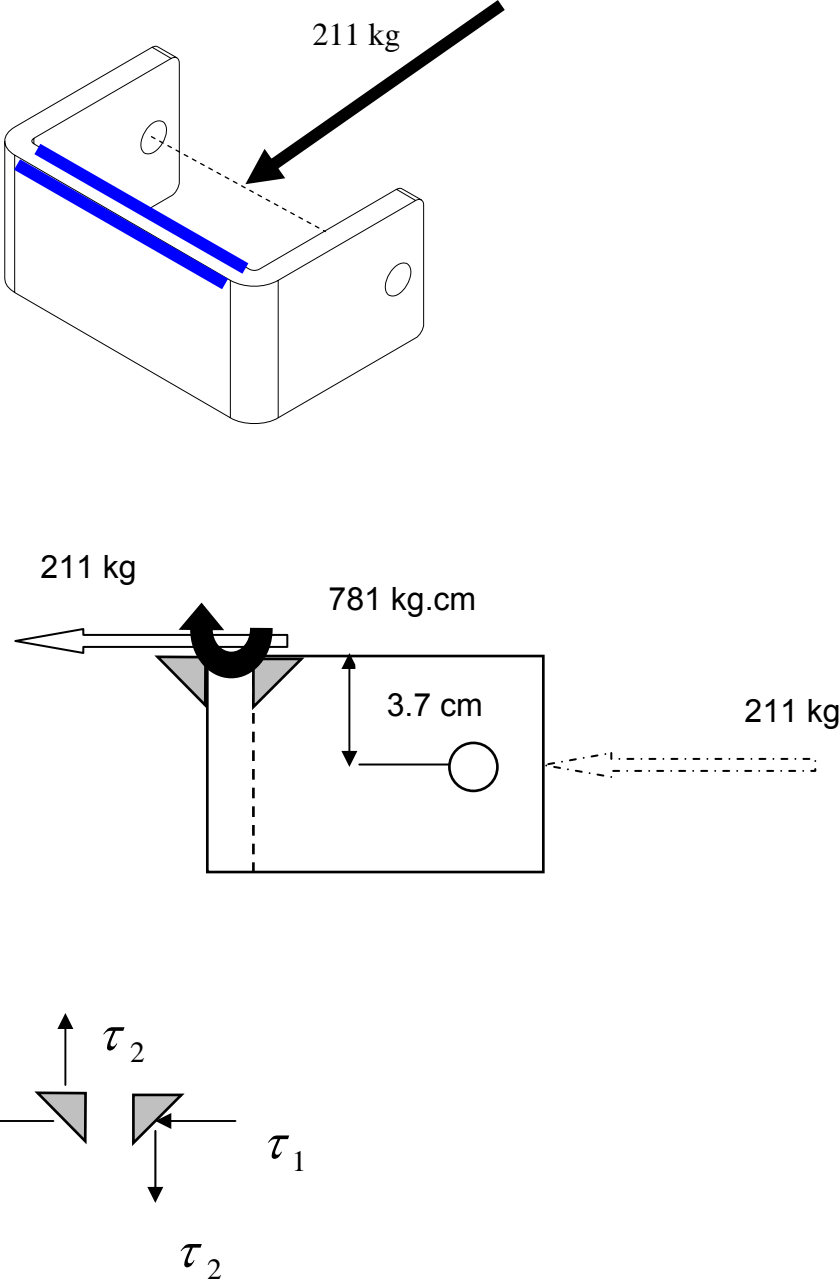
Este factor de seguridad es muy bajo, por lo que esta unión fue reforzada con apoyos laterales.

Figura 57. Oreja de amarre reforzada.



9.1.2 Chequeo de la Soldadura del Patín inferior.

Figura 58. Soldadura patín inferior.



Longitud de los cordones: 13.5 cm

$$W = 0.8\text{cm}$$

$$P = 211\text{Kg}$$

$$\tau_1 = \frac{P}{\text{Area}} = \frac{211\text{Kg}}{\sqrt{2} * 0.8 * 13.5}$$

$$\tau_1 = 13.81 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_2 = \frac{M * c}{I * W}$$

De la tabla 15:

$$I = \frac{b * d^2}{2} = \frac{13.5\text{cm} * (1.2)^2}{2}$$

$$I = 9.72\text{cm}^3$$

$$c = 0.6\text{cm}$$

$$M = 211\text{Kg} * 3.7\text{cm} = 781\text{Kg} * \text{cm}$$

$$\tau_2 = \frac{781\text{Kg} * \text{cm} * 0.6\text{cm}}{9.72\text{cm}^3 * 0.8\text{cm}}$$

$$\tau_2 = 60.26 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{total}} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$$

$$\tau_{\text{total}} = 62 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Comprobación con el método de A.W.S

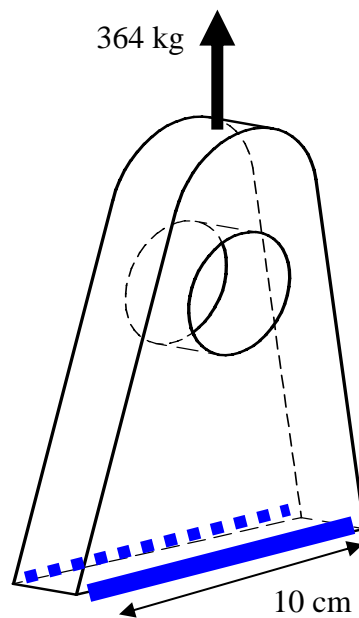
$$N = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{\text{total}}}$$

$$N = \frac{790 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{62 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$N = 12.74.\text{OK}$$

9.1.3 Chequeo de la Soldadura de los Soportes para Cables

Figura 59. Soldadura en soportes para el cable.



$$W = 0.8\text{cm}$$

$$\tau_1 = \frac{\text{carga}}{\text{Area}} = \frac{364\text{Kg}}{\frac{W}{\sqrt{2}} * 2 * 10}$$

$$\tau_1 = 32.17 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

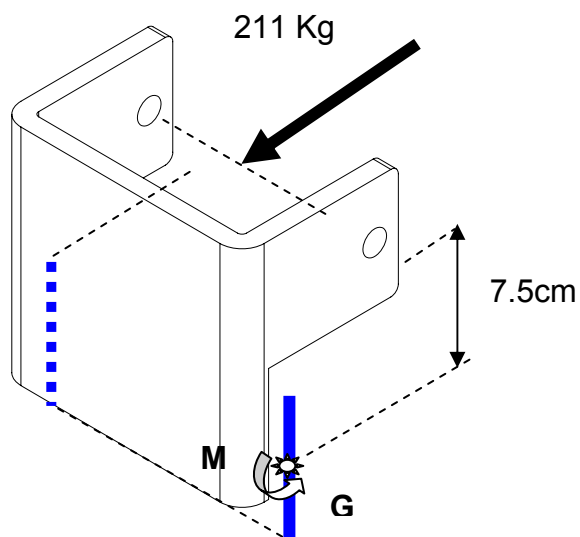
$$N = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_1}$$

$$N = \frac{790 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{32.17 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$N = 24.5.OK$$

9.1.4 Chequeo de la Soldadura del Patín Superior.

Figura 60. Soldadura patín superior.



Teniendo en cuenta

Largo de soldadura = 7.6cm

$$W = 0.8\text{cm}$$

$$P = 211\text{Kg}$$

$$\tau_1 = \frac{\text{Carga}}{\text{Area}} = \frac{211\text{Kg}}{\frac{W}{\sqrt{2}} * 2 * 7.6\text{cm}}$$

$$\tau_1 = 24.54 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_2 = \frac{M * c}{I * W}$$

Donde de I se encuentra en la tabla 15

$$I = \frac{d^3}{6} = \frac{(7.6)^3}{6}$$

$$I = 73.16\text{cm}^3$$

$$c = 3.8\text{cm}$$

$$M = 211\text{Kg} * 7.5\text{cm} = 1583\text{Kg} * \text{cm}$$

$$\tau_2 = \frac{1583\text{Kg} * \text{cm} * 3.8\text{cm}}{73.16\text{cm}^3 * 0.8\text{cm}}$$

$$\tau_2 = 103 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{total}} = \tau_1 + \tau_2$$

$$\tau_{\text{total}} = 24.54 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} + 103 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{total}} = 127.54 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Según el método de A.W.S

$$N = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{\text{total}}}$$

$$N = \frac{790 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{127.54 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$N = 6.19.\text{OK}$$

CONCLUSIONES

- El sistema elevador presenta un desempeño óptimo, trabajando de manera armoniosa, sin sobresaltos ni descompensaciones del sistema hidráulico.
- La estructura es muy rígida y no se producen deformaciones y oscilaciones notables durante la operación normal del elevador, confirmando así los resultados del modelamiento realizado en Sap 2000.
- Durante la fase de prueba el elevador fue operado con vehículos cuyos pesos oscilan entre 900 y 1800 Kilogramos, variando el tiempo de subida de acuerdo a éstos, así, para el vehículo más liviano el tiempo de subida fue de 32 segundos y para el más pesado fue de 39 segundos, estando siempre por debajo del tiempo límite de 45 segundos impuesto por el cliente.
- Durante la operación del elevador con cargas pesadas se pudo verificar el correcto funcionamiento de la válvula de seguridad, al hacerla llegar a presiones cercanas a la de taraje.
- Para las exigencias del cliente en cuanto a una baranda de seguridad, se construyó un sistema sencillo y económico con bajos requerimientos de mantenimiento, el cual en la actualidad se encuentra operando satisfactoriamente.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

A pesar de que el elevador a la fecha es 100% operacional, presentando un desempeño satisfactorio, cabe mencionar que el diseño y montaje del mismo estuvo limitado por el presupuesto y el tiempo destinado al proyecto y por las decisiones tomadas por la empresa patrocinadora y el cliente, quedando por fuera del diseño algunas recomendaciones que a criterio de los diseñadores son de gran importancia:

- El elevador debe tener la señalización adecuada, con franjas amarillas de seguridad e instrucciones de operación del elevador en un lugar visible al lado de los tableros de control.
- El sistema debe contar con alertas luminosas y sonoras que se activen cuando se ponga en funcionamiento el elevador.
- El elevador debe tener sensores que detengan el mismo, cuando un objeto o persona se introduzca debajo de la plataforma.
- El circuito hidráulico debe tener una válvula de cartucho on/off adicional, para que trabaje en serie con la válvula que ya posee el sistema haciendo las veces de un dispositivo de seguridad redundante.
- Es necesario colocar un filtro a la entrada de la válvula on/off para evitar que sea obstruida por alguna impureza.
- Se recomienda cubrir con lámina los espacios vacíos aledaños a la plataforma en el segundo nivel, para evitar un posible accidente.

BIBLIOGRAFÍA

GAXIOLA, ANGULO José María. MAYA GARCÍA, Vicente. Curso De Capacitación En Soldadura. Limusa Noriega Editores. 1996. 150 p.

SCHIMPKE, Paul. HORN, Hans A. HANCHEN, Ruge. Tratado general de soldadura. Gustavo Gili S.A. 1964. 394 p.

VILLALBA R, Reinaldo. ROSADO O, Alfredo. Diseño Y Construcción De Un Dispositivo Elevador Para Cubrir Servicios En Exteriores De Edificios. Tesis de grado 1985. 154 p.

ROJAS G, Hernán. Diseño de Maquinas II. Publicaciones UIS 1992. 265 p.

SHIGLEY J, Edward. MISCHKE, Charles R. Diseño En Ingeniería Mecánica. McGRAW - HILL 2001. 883 p.

HALL, Allen S. HOLOWENKO, Alfred R. LAUGHLIN, Herman G. Diseño De Maquinas. McGRAW - HILL 1990. 310 p.

VICKERS COMPANY. Manual de óleo hidráulica Industrial. Editorial Blume 1985. 328 p.

VALENCIA C, Gabriel F. Estructuras Metálicas I. Universidad Nacional De Colombia 1986. 194 p.