

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE PLATAFORMA EN  
VOLADIZO ACCIONADO POR DOS MOTORES HIDRÁULICOS PARA EL  
LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

**OSBERT YEZID CONRADO JACOME  
ELVIS ANDRES LIZARAZO PIÑA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2019**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE PLATAFORMA EN  
VOLADIZO ACCIONADO POR DOS MOTORES HIDRÁULICOS PARA EL  
LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

**OSBERT YEZID CONRADO JACOME  
ELVIS ANDRES LIZARAZO PIÑA**

**Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico.**

**Director  
ABEL PARADA CORRALES  
Ingeniero Mecánico.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2019**

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN .....	15
1. OBJETIVOS.....	16
1.1 OBJETIVO GENERAL .....	16
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
2. GENERALIDADES .....	17
2.1 DEFINICIÓN DE ELEVADOR.....	17
2.2 EVOLUCIÓN DE LOS ELEVADORES .....	17
3. ANTECEDENTES.....	27
3.1 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODELO DE ELEVADOR DE PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRAULICOS, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA.....	27
3.2 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMA OLEONEUMATICOS (POTENCIA FLUIDA).....	29
3.3 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA (SEGUNDA FASE) .....	30
4. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO .....	31
4.1 PLATAFORMA.....	31
4.1.1 Alternativa 1 .....	32
4.1.2 Alternativa 2 .....	33

4.2 ESTRUCTURA VERTICAL .....	34
4.2.1 Alternativa 1 .....	34
4.2.2 Alternativa 2 .....	35
4.3 ESTRUCTURA INFERIOR .....	36
4.3.1 Alternativa 1 .....	37
5. DESCRIPCIÓN DE SUBSISTEMAS.....	40
5.1 SISTEMA HIDRÁULICO .....	40
5.1.1 Ascenso en serie .....	41
5.1.2 Ascenso en paralelo .....	42
5.1.3 Descenso en serie .....	42
5.1.4 Descenso en paralelo .....	43
5.2 SISTEMA TRANSMISOR DE POTENCIA .....	44
5.3 SISTEMA DE GANANCIA MECÁNICA.....	45
5.4 SOPORTE ESTRUCTURAL.....	46
5.5 SISTEMA DE BLOQUEO.....	48
6. DISEÑO .....	50
6.1 CÁLCULOS HIDRÁULICOS .....	50
6.2 DISEÑO DE SISTEMA DE TAMBOR Y GANANCIA MECANICA .....	52
6.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE POLEAS .....	62
6.4 DISEÑO ESTRUCTURAL.....	65
6.4.1 Vigas de soporte y anclaje .....	65
6.4.1.1 Pernos de anclaje .....	66
6.4.1.2 Vigas de soporte .....	67
6.4.1.3 Selección de rodamientos guía .....	69
6.5 PLATAFORMA.....	72
6.5.1 Perfiles IPE 100 .....	73
6.5.2 Ejes de soporte de rodamientos .....	74
6.6 EJE SOPORTE DE POLEA SUPERIOR .....	75

6.7 EJE TRANSMISOR DE POTENCIA .....	77
6.8 SISTEMA DE BLOQUEO.....	80
6.9 ANÁLISIS ESTRUCTURAL EN ANSYS .....	84
7. MANUAL DE PRÁCTICA DE LAORATORIO.....	90
8. PRUEBAS.....	93
9. CONCLUSIONES .....	97
BIBLIOGRAFÍA.....	98

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. SHADDOOF .....	18
Figura 2. Polea Mesopotamia .....	19
Figura 3. Polipasto .....	20
Figura 4. Grúa romana.....	21
Figura 5. Esquema del ascensor del palacio de Nerón.....	22
Figura 6. Elevador accionado por tracción animal .....	23
Figura 7. Elevador de Ottis .....	24
Figura 8. Estructura y sistema hidráulico del primer banco .....	28
Figura 9. Esquema del primer manifold para el banco de laboratorio.....	29
Figura 10. Esquema del segundo manifold para el banco de laboratorio .....	30
Figura 11. Tipos de perfil. ....	32
Figura 12. Plataforma con carga encerrada.....	33
Figura 13. Plataforma descubierta. ....	34
Figura 14. Estructura con apoyo superior. ....	35
Figura 15. Estructura sin apoyo superior. ....	36
Figura 16. Estructura inferior móvil. ....	38
Figura 17. Sistema de anclaje.....	39
Figura 18. Esquema hidráulico. ....	40
Figura 19. Esquema de ascenso en serie.....	41
Figura 20. Esquema de ascenso en paralelo.....	42
Figura 21. Esquema de descenso en serie.....	43
Figura 22. Esquema de descenso en paralelo.....	44
Figura 23. Eje transmisor de potencia .....	45
Figura 24. Sistema de ganancia .....	46
Figura 25. Soporte estructural.....	47

Figura 26. Sistema de bloqueo .....	48
Figura 27. Circuito lógico de control.....	49
Figura 28. Dimensiones de cuña .....	53
Figura 29. Dimensiones del tambor .....	58
Figura 30. Recomendaciones para poleas .....	59
Figura 31. Gráfica Drunker-Tachao .....	61
Figura 32. Esquema de cargas de flexión.....	66
Figura 33. Fuerzas trasladadas al centro en el ala del perfil HEA 160 .....	68
Figura 34. Cargas sobre los rodamientos guía. ....	69
Figura 35. Esquema de fuerzas sobre la plataforma. ....	73
Figura 36. Diagrama de fuerzas y momentos en eje de polea superior.....	76
Figura 37. Cargas sobre el eje transmisor de potencia.....	78
Figura 38. Cargas sobre sistema de bloqueo. ....	81
Figura 39. Deformación total en plataforma .....	84
Figura 40. Esfuerzos sobre plataforma .....	85
Figura 41. Deformación total en columnas .....	87
Figura 42. Esfuerzos sobre columnas.....	88
Figura 43. Deformación total en eje superior .....	89
Figura 44. Esfuerzos eje superior .....	89
Figura 45. Montaje Hidráulico .....	92

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Pruebas del elevador en paralelo .....	93
Tabla 2. Pruebas del elevador en serie .....	94

## **LISTA DE ANEXOS\***

**ANEXO A.** CATÁLOGO DE PRODUCTOS STECKERL ACEROS

**ANEXO B.** CATÁLOGO DE BOMBA VICKERS

**ANEXO C.** CATÁLOGO DE MOTORES EATON

**ANEXO D.** CATÁLOGO EMCO CABLES

**ANEXO E.** CATÁLOGO DE RODAMIENTOS SKF

**ANEXO F.** COEFICIENTES DE FRICCIÓN

**ANEXO G.** CATÁLOGO DE PERNOS

**ANEXO H.** PLANOS

---

\* Ver anexos adjuntos en el CD y pueden ser visualizados en la base de datos de la Biblioteca UIS

## RESUMEN

**TITULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE PLATAFORMA EN VOLADIZO ACCIONADO POR DOS MOTORES HIDRÁULICOS PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA\*.

**AUTORES:** Osbert Yezid Conrado Jacome.  
Elvis Andrés Lizarazo Piña\*\*.

**PALABRAS CLAVES:** Banco de laboratorio, circuito hidráulico, motor hidráulico.

### CONTENIDO:

La potencia fluida es una asignatura dirigida a estudiar los sistemas hidráulicos usados industrialmente, incluyendo sus respectivas competencias. La escuela de ingeniería mecánica cuenta con el laboratorio donde se puede estudiar el comportamiento de los equipos de potencia fluida, bajo las características de presión, caudal y direccionamiento; adicionalmente bombas y motores, sin embargo, el laboratorio no contaba con banco alguno que permitiera estudiar el funcionamiento de motores hidráulicos en serie y paralelo en una aplicación real.

El proyecto consistió en el diseño y la construcción de un elevador impulsado por dos motores hidráulicos para el laboratorio de potencia fluida, este permite el ascenso y descenso de cargas de diferente magnitud a dos velocidades según la configuración del circuito hidráulico incorporado en el elevador, esto con el objetivo de permitir a los estudiantes la observación y el estudio de los motores hidráulicos en una aplicación real a través del banco de laboratorio.

El elevador está diseñado para una carga máxima de elevación de 10000 N, lograda para una configuración en serie del circuito de potencia. Inicialmente se determina la capacidad máxima de carga para los motores hidráulicos, luego se realiza el diseño estructural del banco de laboratorio, seguido de la simulación de la estructura mediante los software CAD y CAE, y finalmente se realizan las pruebas respectivas.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Parada Corrales Ingeniero Mecánico.

## ABSTRACT

**TITLE:** DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PLATFORM ELEVATOR IN VOLADIZO POWERED BY TWO HYDRAULIC ENGINES FOR THE LABORATORY OF FLUID POWER\*.

**AUTHORS:** Osbert Yezid Conrado Jacome.  
Elvis Andrés Lizarazo Piña\*\*.

**KEYWORDS:** Laboratory bench, hydraulic circuit, hydraulic motor.

### SUMMARY:

Fluid power is a subject aimed at studying hydraulic systems used industrially, including their respective competences. The school of mechanical engineering has a laboratory where the behavior of fluid power equipment can be studied, under the characteristics of pressure, flow and direction; In addition, pumps and motors, however, the laboratory did not have any bank that would allow to study the operation of hydraulic motors in series and parallel in a real application.

The project consisted of the design and construction of an elevator driven by two hydraulic motors for the fluid power laboratory, this allows the ascent and descent of loads of different magnitude at two speeds according to the configuration of the hydraulic circuit incorporated in the elevator, this with the objective of allowing students to observe and study the hydraulic motors in a real application through the laboratory bench.

The lift is designed for a maximum load of 10000 N, achieved for a series configuration of the power circuit. Initially, the maximum load capacity for the hydraulic motors is determined, then the structural design of the laboratory bench is carried out, the simulation of the structure is monitored by CAD and CAE software, and finally the respective tests are carried out.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Parada Corrales Ingeniero Mecánico.

## INTRODUCCIÓN

En el ámbito educativo se ha trabajado en una variedad de herramientas que permiten la mejor comprensión y afianzamiento de los conocimientos. Dentro de estas herramientas se encuentra el uso de laboratorios. Las prácticas realizadas en las instalaciones de laboratorio de las diferentes asignaturas son fundamentales en el proceso de aprendizaje de los estudiantes, pues permiten el afianzamiento de los conocimientos teóricos brindados en las aulas, que si bien, dichos conocimientos conforman la base para el entendimiento de los fenómenos físicos que se desean comprender y modelar con el objeto de dar solución a problemas ingenieriles, no permiten una visualización tan cercana a la realidad como lo hacen las prácticas de laboratorio, que dan la posibilidad de interactuar de forma más cercana a los estudiantes con los temas tratados en clase.

Dentro de la ingeniería mecánica se encuentra la potencia fluida; ésta, siendo una de las asignaturas más amplias y aplicativas, requiere de un buen laboratorio en el cual se analice el funcionamiento y comportamiento de los accesorios y maquinas. Una de las aplicaciones de la potencia fluida es en los sistemas de elevación y transporte.

Por lo anteriormente mencionado se plantea el diseño y construcción de un elevador de plataforma en voladizo accionado por motores en serie y paralelo para el laboratorio de potencia fluida, el cual, permita la visualización del funcionamiento de los motores con configuración en serie y paralelo, evidenciando sus respectivas ventajas y desventajas según la aplicación requerida.

## **1. OBJETIVOS**

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

Contribuir a la misión de la Universidad Industrial de Santander y la Escuela de Ingeniería Mecánica en la formación de personal con alta calidad técnica y científica, aportando al desarrollo científico y tecnológico de los laboratorios de la escuela de ingeniería mecánica, por medio del diseño y construcción de un elevador de plataforma en voladizo accionado por dos motores conectados en serie y paralelo para el laboratorio de potencia fluida.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar y construir la estructura un elevador hidráulico en voladizo con un requerimiento de carga de 1000kg para el banco de laboratorio de potencia fluida.
- Simular por medio del software ANSYS los elementos de la estructura del banco de laboratorio.
- Suministrar los planos de la estructura diseñada para su construcción.
- Poner en funcionamiento el paquete de potencia impulsor de los motores hidráulicos que elevan la carga especificada.

## **2. GENERALIDADES**

### **2.1 DEFINICIÓN DE ELEVADOR**

Un ascensor o elevador es un sistema de transporte diseñado para el ascenso o descenso de personas dentro de un edificio o estructura.

### **2.2 EVOLUCIÓN DE LOS ELEVADORES**

La evolución de elevación comienza desde la utilización de aparatos como los rodillos, los planos inclinados entre otros, los cuales fueron usados para la construcción de grandes trabajos como la pirámide de cheops (siglo XXII a.C).

Los primeros elevadores consistían en sistemas de palanca que presentaban similitud a las actuales plumas de elevación en voladizo, estas fueron utilizadas por china e india para la elevación del agua en el siglo XXII a.C. Sin embargo, antes de la implementación de estos sistemas de palanca para la elevación ya se contaba con cuerdas resistentes debido al descubrimiento de las propiedades de las fibras de cáñamo hacia el 2820 a.C en china, los artesanos crearon cuerdas trenzando estas fibras las cuales presentaban muy buena resistencia tanto a la tracción como a las inclemencias del tiempo comparadas con respecto a materiales utilizados en épocas primitivas como lo eran correas de cuero y fibras de papiro.

El desarrollo continuo hacia 1550 a.C en Egipto y Mesopotamia con el shadoof, un sistema de palanca utilizado para la extracción del agua para el riego de los cultivos, este consistía en una columna en la cual se apoya una barra que puede girar en dirección horizontal ubicada de tal forma que se estableciera un brazo largo y otro

corto en la barra, en el brazo largo se disponía el cubo de agua y en el extremo corto se ubica una pesa de tal forma que el operador descendía el cubo cuando este se encontraba vacío y el mecanismo de la contrapeso se encarga de elevarlo.

**Figura 1. SHADOOF**

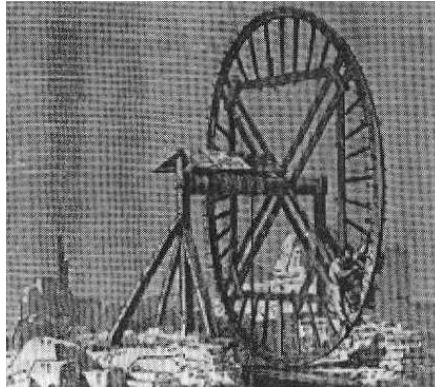


Fuente: MRMEINERS Ancient egyptian wáter technology [en línea] disponible en: <https://mrmeiners.wordpress.com/2012/11/14/ancient-egyptian-water-technology/>

La evolución del shadoof continúa hasta la creación de la grúa egipcia la cual es utilizada en obras de construcción.

Hacia los años 1510 a.C en la Mesopotamia se emplea por primera vez la rueda como herramienta en dispositivos mecánicos ya que anteriormente solo eran utilizadas en carros, en tornos de alfarero y en las ruelas. Una de estas aplicaciones es la rueda hueca de gran diámetro la cual se accionaba por fuerza humana al correr en el interior o exterior esta, en sus inicios este sistema se utilizaba en mecanismos de extracción de agua.

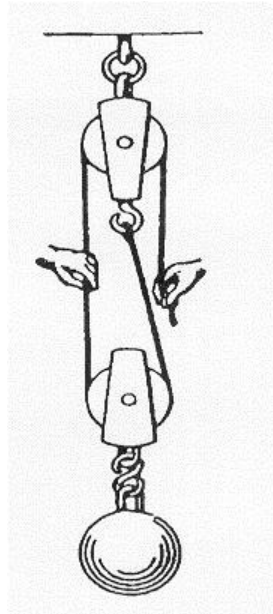
**Figura 2. Polea Mesopotamia**



Fuente: USAL Guía evolución transporte [en línea] disponible en: <http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/evolucion%20transporte.htm>

En el periodo greco-romano se presentaron nuevos avances que tienen efectos significativos en los sistemas de elevación, empezando por el sistema de descomposición de fuerza con polipastos, el cual consistía en una polea fija y otra móvil que se sujeta a la carga, una cuerda se distribuía alrededor de las poleas. Su funcionamiento consistía en tirar del extremo libre de la cuerda, la cual accionaba el sistema que permitía el desplazamiento de la carga, este sistema disminuía a la mitad los requerimientos de fuerza para la elevación de la carga, pero al mismo tiempo reducía la distancia desplazada de la carga en comparación con el desplazamiento de la cuerda, este sistema fue desarrollado por los griegos al rededor del 700 a.C.

**Figura 3. Polipasto**



Fuente: USAL Guía evolución transporte [en línea] disponible en: <http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/evolucion%20transporte.htm>

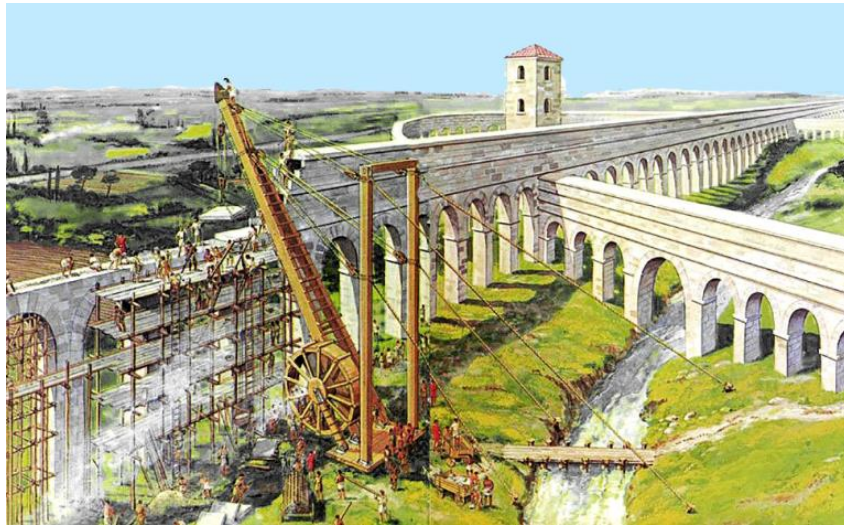
Los más importantes precursores griegos en los sistemas de elevación fueron Ctesibio, Arquímedes y Herón de Alejandría.

Ctesibio (270 a.C) implemento el principio de contrapeso, el cual aplico a un espejo que se acoplaba a un contrapeso por medio de una cuerda permitiendo así el fácil ajuste a la altura de los clientes en la barbería de su padre, también se conoce como el padre de la hidráulica ya que construyo el primer cilindro con embolo que es considerada la primera bomba de pistón.

Arquímedes (287 – 212 a.C) implemento las leyes y las bases teóricas de una variedad de elementos que ya se utilizaban empíricamente como por ejemplo la multiplicación de la fuerza que se lleva a cabo con el uso de la palanca, la ganancia mecánica en las poleas del cual también, llevo a cabo una ampliación teórica a los tripastos y pentapastos. Sin embargo, los romanos fueron los encargados de aplicar

ampliamente estos principios teóricos ya que estos lograron mejores técnicas y contaban con mejores materiales para sus cuerdas, lo que les permitió la construcción de grandes grúas.

**Figura 4. Grúa romana**

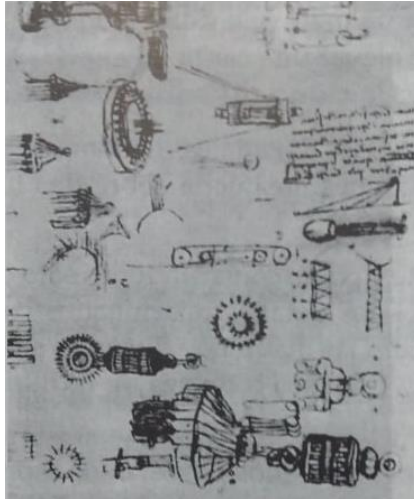


Fuente: AQUINUM Roma e la cultura delle acque [en línea] disponible en: <https://aquinum.wordpress.com/2015/12/16/roma-e-la-cultura-delle-acque/>

Heron de Alejandría (siglo I d.C) presenta su mayor aporte en los sistemas de elevación en su obra *Mechanica*, en la cual se encarga de describir la técnica de varios elementos como la cuña, el tornillo y la polea compuesta. Asimismo, detalla los trenes de engranajes, los cuales tuvieron poco uso por las pérdidas en rozamiento que se presentaban por lo primitos métodos de fabricación.

Finalmente, en la época romana el ascensor ya era un maquina constituida, un ejemplo de esto es el ascensor en el Palacio de Nerón el cual tenía una cabina de madera elevada por un cable de cáñamo y cuatro guías en madera que brindaban estabilidad a la cabina, este sistema se elevaba por medio de un torno y alcanzaba una altura de 40 metros de altura.

**Figura 5. Esquema del ascensor del palacio de Nerón**



Fuente: MIRAVETE A.,LARRODÉ E. Elevadores:Principios e innovaciones. Barcelona: Revertè. 2007. 467 p.

En el periodo de la edad media los avances en los ascensores fueron poco notables, durante este tiempo se perfecciono la construcción de los elementos antes desarrollados y se amplió el campo de aplicación.

Leonardo da Vinci construye una grúa móvil para la elevación de cargas pesadas, esta grúa va provista de un guinche de cable accionado por una manivela que va unida a un engranaje con un sistema de trinquete el cual sostiene la carga. Al mismo tiempo Leonardo desarrolla nuevos elementos de máquinas que contribuirán al desarrollo de los ascensores como lo son el tornillo sin fin, los engranajes helicoidales, y los cojinetes de rodillos y bolas.

Algunos de los sistemas implementados a finales de la edad media se pueden observar en la obra De re metallica del médico Georg Bauer donde muestra el sistema de elevación de una mina, el cual utiliza rueda dentada y cadena, este sistema era movida por caballos, pero en otros casos se utilizaba la rueda hidráulica o la fuerza humana como fuente de movimiento.

**Figura 6. Elevador accionado por tracción animal**



Fuente: MIRAVETE A.,LARRODÈ E. Elevadores:Principios e innovaciones. Barcelona: Revertè. 2007. 467 p.

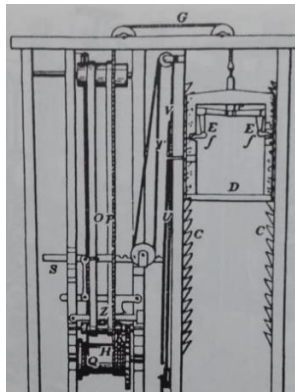
Luego de la edad media se presentaron algunas modernizaciones de los sistemas anteriormente conocidos, como en el ascensor de carga de Oliver Evans en los Estados Unidos el cual utilizaba una cadena sin fin con recipientes que colgaban equidistantemente entre si generando una secuencia de carga y descarga de la mercancía.

En el año 1800 con el invento de la máquina de vapor de James Watt, se considera la utilización de esta como fuente de energía, la cual es implementada por primera vez para un elevador de carbón en una mina, luego se implementó en montacargas y continuo así remplazando a la fuerza animal o humana.

Para el año de 1840 se mejora la eficacia de los elevadores, ya que se introduce la utilización de cables de alambre, que eran más fuertes y se retorcían mucho menos en comparación con las cuerdas de cáñamo. Hacia 1850 se utiliza en los Estados Unidos por primera vez el sistema de tornillo sin fin y corona para el movimiento de un gran tambor de montacarga.

En 1852, Elisha Graves Otis trabajando en el montaje de una nueva factoría y su maquinaria en New York, diseño el ascensor seguro, el cual disponía de un mecanismo automático de seguridad que evita el desplome de la cabina cuando el cable se rompía. Su demostración fue llevada a cabo en el palacio de cristal de New York en el cual después de elevarse algunos metros en su elevador ordeno cortar la cuerda demostrando así la seguridad de su equipo. El funcionamiento del mecanismo estaba basado en una cabina con trinquetes que unos resortes obligaban a encajar con muescas ubicadas a lado y lado del foso.

**Figura 7. Elevador de Ottis**



Fuente: MIRAVETE A.,LARRODÈ E. Elevadores:Principios e innovaciones. Barcelona: Revertè. 2007. 467 p.

En 1867, Leon Edoux en la exposición universal de parís presenta su elevador hidráulico, que consistía en un pistón accionado por agua, el cual se acoplaba a una cabina en su extremo, este tipo de ascensores tubo gran acogida mundial cuando se complementó con un sistema denominado de acción indirecta, que consistía en un juego de poleas que enrollaba uno o varios cables los cuales se fijaba la cabina, el pistón se encargaba de mover el paquete de poleas con el cual se consiguió una mayor velocidad y recorrido.

Los ascensores hidráulicos eran compactos y seguros los cual permitió que las ciudades construyeran edificios que llegaban hasta los doce pisos en el año 1900,

en este periodo también se implementaron las puertas en cada piso, ya que anteriormente se dejaban huecos sin cerrar. El sistema de llamado del ascensor desde cada nivel se llevaba a cabo por medio de campanas o bocinas.

El primer elevador eléctrico se implementó en New York en 1889, con la sustitución del viejo sistema de vapor que accionaba el ascensor del Demarest Building por un motor de corriente continua. Sin embargo, en Europa Werner Von Siemens ya había presentado en el año 1880 en la feria Industrial de Mannheim en Alemania el primer ascensor eléctrico. Los elevadores eléctricos tenían menor costo de instalación y funcionamiento, pero presentaban poca precisión en sus paradas lo cual fue corregido por el grupo de regulación de Ward Leonard.

En el siglo XX los ascensores presentaron un gran desarrollo. Para el año 1903 se da un gran avance con la polea de tracción la cual no tenía las limitaciones de altura que se presentaban con los sistemas hidráulicos de pistón o tambor lo que permitió la construcción de edificios de hasta 600 metros. Durante el siglo XX también se presentaron aportes en el control del elevador, se remplazaron los sistemas de accionamiento por cuerda (cable Shipper) por mandos electromecánicos. Además, se introdujo el sistema de cierre automático de puerta, el cual no permitía el funcionamiento del elevador si este no estaba debidamente cerrado.

Desde el año de 1880 se empiezan a desarrollar sistemas de operación automática en edificios residenciales que requerían poca demanda, con el fin de no requerir de un operario de base, hacia 1950 se implementa el método automático en elevadores de gran demanda, los cuales requirieron de sistemas operativos colectivos que consistían en el desarrollo de maniobra programadas para el mejoramiento de la operación. El desarrollo de los sistemas automáticos se llevó a cabo de la mano del desarrollo de los componentes electrónicos como lo fue el accionamiento fabricado por Ward-Leonard en 1960 con transistores de germanio. En 1980 se implementan los primeros microprocesadores, los cuales aumentan la disponibilidad, eficiencia y

disminuyendo el consumo energético, los cuales remplazaron los sistemas de lógica cableada que resultaban ser más caros y pesado.

### **3. ANTECEDENTES**

Dentro de los precedentes del elevador hidráulico se encuentran tres proyectos de grado partiendo desde el primero, que consistió en el diseño y construcción del banco de laboratorio base, hasta los proyectos consiguientes que modificaron el sistema hidráulico del elevador con respecto al sistema original, ya que al llevar un tiempo en operación se pudo apreciar que el sistema hidráulico del banco podía optimizarse. A continuación, se presentan los proyectos que contemplan esta máquina y posteriormente se muestra la contribución de cada uno de estos.

- DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODELO DE ELEVADOR DE PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRAULICOS, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA.
- DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMA OLEONEUMATICOS (POTENCIA FLUIDA).
- DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MANIFOLD PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA (SEGUNDA FASE).

#### **3.1 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODELO DE ELEVADOR DE PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRAULICOS, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

El proyecto consistió en el diseño y construcción de un elevador de plataforma accionado hidráulicamente para una carga máxima de operación de 3500 N con una altura de elevación total de 2.5 m.

La estructura del elevador constaba de dos perfiles HEA 160 de 3 metros cada uno de estos con extensiones de perfiles en C de referencia americana 3 x 4.1 sobre los cuales estaban sujetas un par de poleas fijas de dos canales, las cuales en conjunto con otro par de poleas móviles fijadas a la plataforma de elevación conformaban el sistema de ganancia mecánica del banco, siendo este de 4. Se contaba además con un tubo de refuerzo que une los dos perfiles HEA 160 como se puede observar en la imagen.

**Figura 8. Estructura y sistema hidráulico del primer banco**



Fuente: ESCORCIA A., GONZALEZRUBIO L. Diseño y construcción de un modelo de elevador de plataforma accionado por motores oleohidráulicos, para el laboratorio de potencia fluida. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2008, 152 h.

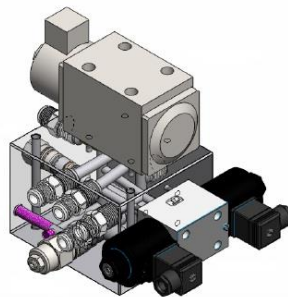
El sistema de transmisión de potencia seleccionado para esta máquina consistía en un par de tambores, los cuales se acoplaban al eje de transmisión por medio de cuñas, el eje a su vez estaba sujeto por un par de chumaceras ubicadas en los extremos del mismo, más una chumacera intermedia entre los dos tambores tal como se muestra en la figura anterior.

La potencia necesaria para el elevador es suministrada inicialmente por un motor eléctrico el cual cuenta con las siguientes especificaciones 9 HP y 1740 RPM, este se encuentra acoplado a una bomba de paletas VICKERS V10 1P 5P 1A20 la cual cuenta con la capacidad de 6.5 GPM y 1800 psi. Luego esta bomba es acoplada a un circuito hidráulico el cual contiene dentro de sus elementos dos motores hidráulicos EATON serie H 101 de  $97 \text{ cm}^3/\text{r}$  ( $5.9 \text{ in}^3/\text{r}$ ), una válvula centro punto flotante, una válvula centro tándem, una válvula or, entre otros.

### **3.2 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMA OLEONEUMATICOS (POTENCIA FLUIDA)**

En este proyecto se realiza el diseño y la construcción de un manifold para el circuito de potencia que controla el movimiento de la plataforma, incluyendo dentro de estos la válvula de frenado, la válvula OR, la válvula de punto flotante y por último la válvula centro tándem. Las válvulas OR y de frenado fueron remplazadas por válvulas de cartucho.

**Figura 9. Esquema del primer manifold para el banco de laboratorio**

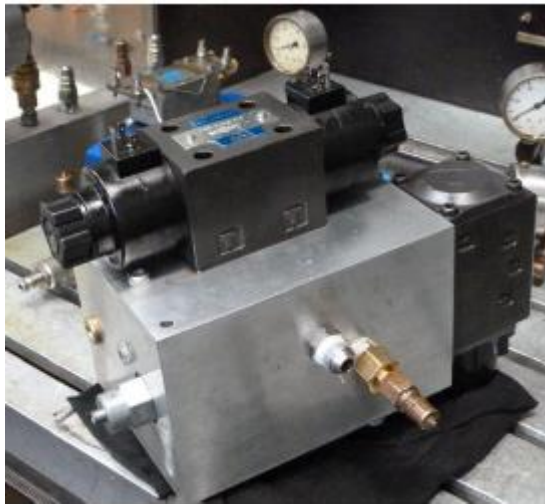


Fuente: MORENO, Armando. y ORTEGA, Carlos R. Diseño y construcción de un manifold de control para la plataforma en voladizo del laboratorio de sistemas oleoneumáticos (potencia fluida). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2010, 144 h.

### **3.3 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA (SEGUNDA FASE)**

En este proyecto se lleva a cabo un estudio para analizar la viabilidad del cambio de CETOP 3 a CETOP 5 en la válvula punto flotante utilizada en el manifold lo cual da como resultado la implementación de la CETOP 5 ya que esta disminuye notablemente las pérdidas de carga en el sistema. Así mismo llevaron a cabo la implementación de un logo siemens con el fin de mejorar el sistema de control del elevador.

**Figura 10. Esquema del segundo manifold para el banco de laboratorio**



Fuente: BARRIOS J., DURÁN H. Diseño y construcción de un manifold para la plataforma en voladizo para el laboratorio de potencia fluida (segunda fase). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2011, 130 h.

## **4. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO**

Se plantearon varias alternativas de diseño para cada uno de los subsistemas del elevador, las cuales se evaluaron tomando en consideración varios aspectos relacionados a ciertos criterios de selección, valorados según su relevancia en el diseño del banco de laboratorio, estos criterios fueron, resistencia, costo, peso, mantenibilidad, área ocupada y estética, mencionados en orden decreciente para cada uno de los subsistemas según su trascendencia en el proyecto.

### **4.1 PLATAFORMA**

Para la construcción del marco, se seleccionó un perfil del catálogo ofrecido por la empresa Steckerl Aceros (ANEXO A), donde se observan diferentes tipos de perfil con sus respectivas características, entre estas el peso por metro de cada uno de ellos.

Figura 11. Tipos de perfil.

PERFIL C ESTANDAR AMERICANO - CE																		
PERFILES CE		Dimensiones y propiedades para el diseño																
DESIGNACION	ALTURA		DIMENSIONES ALA				DISTANCIAS			AREA cm <sup>2</sup>	PESO kg/mt	PROPIEDADES ELASTICAS						CONS TORS Jt cm <sup>4</sup>
	h	s	b	t	r1	r2	d	EJE X-X				EJE Y-Y						
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	lx	Sx			rx	ly	Sy	ry			
C 3 X 4.1	76.20	4.30	35.80	6.90	6.90	2.50	44.00	7.68	6.10	66.40	18.00	2.97	8.32	3.44	1.04	1.12		
C 3 X 5	76.20	6.50	38.00	6.90	6.90	2.50	45.60	9.40	7.44	74.90	19.70	2.84	10.40	3.93	1.04	1.79		
C 3 X 6	76.20	6.50	38.00	6.90	6.90	2.50	45.60	11.30	8.93	87.40	22.90	2.74	12.90	4.42	1.07	3.04		

PERFIL I LIVIANO DE ALAS PARALELAS - IPE																			
PERFILES IPE		DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO																	
DESIGNACION	ALTURA		DIMENSIONES ALA				DISTANCIAS			AREA cm <sup>2</sup>	PESO kg/mt	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO PLASTICO Zx cm <sup>3</sup>	CONS TORS Jt cm <sup>4</sup>
	h	s	b	t	r	c	d	EJE X-X				EJE Y-Y							
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	lx	Sx			rx	ly	Sy	ry				
IPE 80	80.00	3.80	46.00	5.20	5.00	69.60	59.60	7.64	6.00	80.10	20.00	3.24	8.50	3.70	1.05	23.20	5.80	0.70	
IPE 100	100.00	4.10	55.00	5.70	7.00	88.60	74.60	10.30	8.10	171.00	34.20	4.07	15.90	5.80	1.24	39.40	9.10	1.20	

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN						PROPIEDADES ESTÁTICAS											
TAMAÑO PERFIL						FLEXION						Módulo plástico		TORSION			
TAMAÑO NOMINAL		REAL		Espesor pared e mm	Peso P Kg/m	EJE X - X			EJE Y - Y			Zx-Zy cm <sup>3</sup>		Momento inercia J cm <sup>4</sup>	Módulo elástico B cm <sup>3</sup>		
PULGADAS	MILIMETROS	d mm	b mm			Momento inercia Ix cm <sup>4</sup>	Módulo sección Sx cm <sup>3</sup>	Radio de giro rx cm	Momento inercia Iy cm <sup>4</sup>	Módulo elástico Sy cm <sup>3</sup>	Radio de giro ry cm	Zx cm <sup>3</sup>	Zy cm <sup>3</sup>				
4 X 2	100 x 50	100.00	50.00	2.00	4.50	5.74	74.98	15.00	3.62	25.67	10.27	2.12	18.50	11.46	61.72	17.75	
4 X 2	100 x 50	100.00	50.00	3.00	6.60	8.41	106.46	21.29	3.56	36.06	14.42	2.07	26.66	16.44	89.09	25.09	
4 X 2	100 x 50	100.00	50.00	4.00	8.59	10.95	134.14	26.83	3.50	44.95	17.98	2.03	34.10	20.93	114.32	31.55	

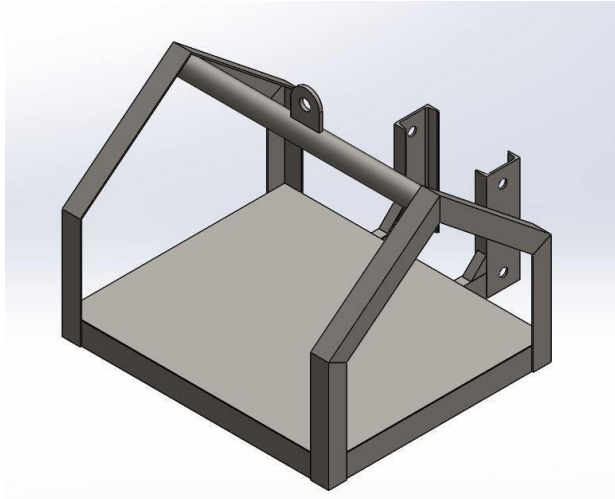
Fuente: STECKERL ACEROS Catalogos [en línea] disponible en: <http://steckerlaceros.com/catalogos/>

Considerando que el banco de laboratorio será usado con fines académicos, la capacidad de carga propuesta para el mismo (1000 Kg) es baja con respecto a un elevador o montacargas industrial, además de usarse intermitentemente, por lo cual no es completamente necesario un perfil altamente robusto.

Teniendo en cuenta los criterios de selección mencionados anteriormente se opta por el perfil rectangular, debido a su bajo peso por unidad de longitud, lo cual implica menos cantidad de material en el mismo, siendo de esta manera la opción más liviana y económica ofrecida por el proveedor.

**4.1.1 Alternativa 1** Se plantea un diseño de plataforma con una estructura superior que encierra la carga, dicha estructura sirve de sujeción para el sistema de poleas que eleva el conjunto completo, apoyado en los perfiles en H que sirven como guía en el elevador, como se puede observar en la siguiente figura.

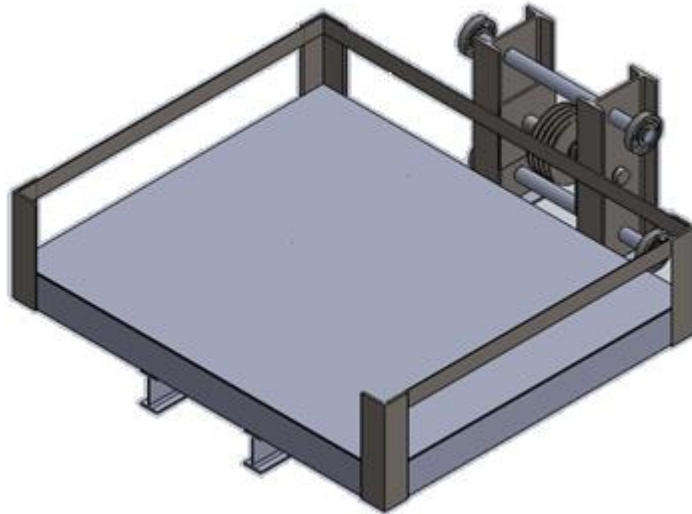
**Figura 12. Plataforma con carga encerrada.**



**4.1.2 Alternativa 2** En esta alternativa se propuso una plataforma descubierta, que permita cargar los bloques de manera más cómoda, evitando inconvenientes de seguridad, sin embargo, esta cuenta con un marco superior que rodea la carga evitando que esta pierda su posición en alguna eventualidad.

La plataforma es sujeta por el sistema de poleas desde su sección posterior, siguiendo el mismo principio de un montacargas.

**Figura 13. Plataforma descubierta.**



La alternativa 1 se descarta debido a sus problemas de seguridad por la obstaculización al cargar el elevador, ya que, la estructura que encierra los bloques de carga impide el depósito de los mismos de manera cómoda sobre la plataforma, generando la posibilidad de un accidente. Se opta por la alternativa 2.

## **4.2 ESTRUCTURA VERTICAL**

En este subsistema los criterios de selección principales son la resistencia mecánica y el costo, por lo cual se cuenta con dos vigas de perfil HEA 160 de 3 metros cada una, ya que serán la columna vertebral de la máquina.

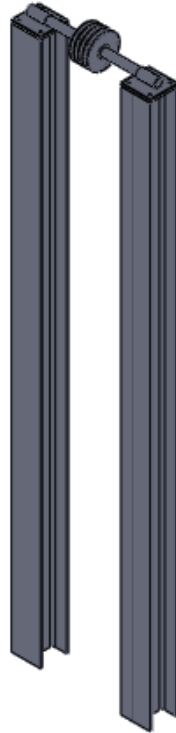
**4.2.1 Alternativa 1** En esta alternativa se propone un diseño con una estructura saliente de apoyo ubicada en la sección superior de las vigas, dicha estructura permite la instalación de una polea fija para el sistema de ganancia del elevador, sistema mostrado en la siguiente figura.

**Figura 14. Estructura con apoyo superior.**



**4.2.2 Alternativa 2** Se plantea en este caso un diseño de estructura con un eje ubicado en la sección superior y entre las dos vigas principales, eje sobre el cual se sujeta la polea fija del sistema de polipasto.

**Figura 15. Estructura sin apoyo superior.**



La alternativa 1 se descarta dada la disposición de la plataforma en el diseño seleccionado, ya que, al estar sujeta desde su parte posterior, se genera una inclinación significativa en el cable de acero que pasa desde la polea fija, ubicada en la estructura, hasta la polea móvil, ubicada en la plataforma, lo cual genera una pérdida importante de potencia debido a la dirección en que se ejerce la fuerza de tensión del cable. Se opta entonces por la alternativa 2.

### **4.3 ESTRUCTURA INFERIOR**

Para este caso se considerará la posibilidad de que el elevador se pueda trasladar en el laboratorio según sea conveniente, o de lo contrario la estructura será anclada al suelo en una posición fija, donde permanecerá durante toda su vida útil.

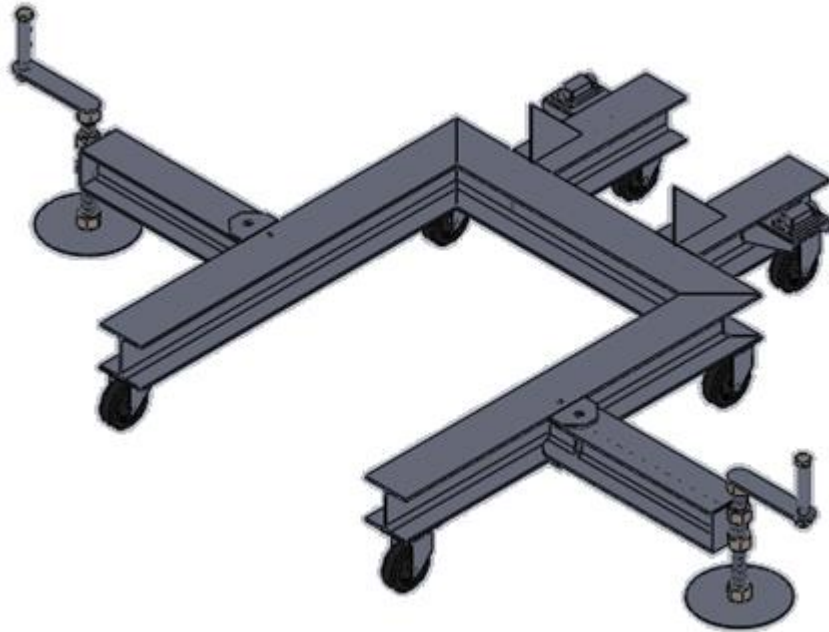
**4.3.1 Alternativa 1** En esta alternativa se plantea una estructura inferior que soportará el peso de todos los elementos superiores del elevador, además de la carga y los momentos producidos por estos pesos.

La estructura está soportada en seis ruedas giratorias de carga media-pesada, las cuales permitirán el desplazamiento de todo el elevador. Por cuestiones de estabilidad se añaden a los laterales dos brazos estabilizadores con un sistema de manivelas para hacer descender un disco de apoyo, de manera que la estructura quede también soportada en los mismos.

En la sección posterior de la estructura estará soportado el eje, sobre el cual se fijará el tambor mediante cuñas, además del freno, las chumaceras y los acoples que irán conectados a los dos motores hidráulicos, los cuales estarán sujetos sobre una base soldada en los laterales de las extensiones traseras de la estructura de soporte.

A continuación, se muestra en detalle el diseño de la estructura inferior de soporte.

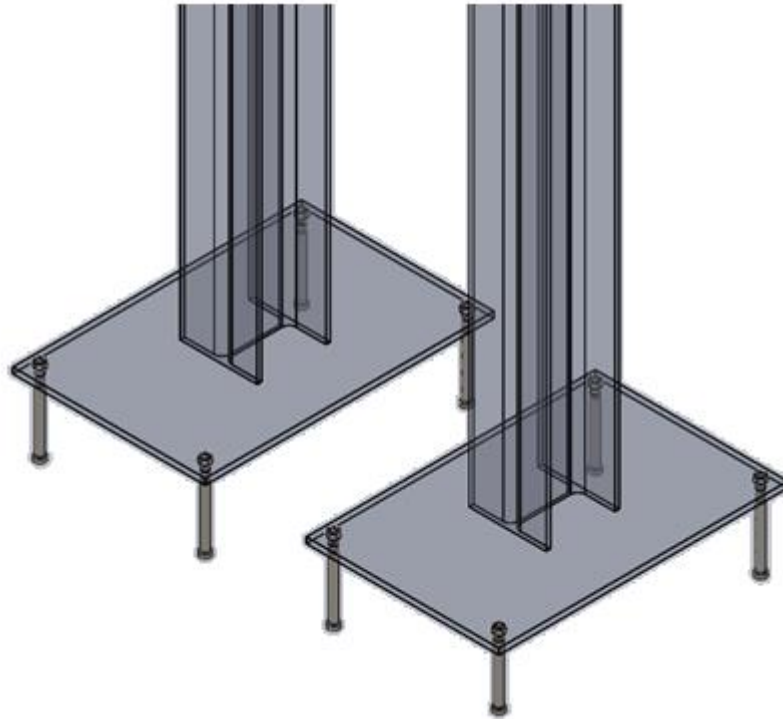
**Figura 16. Estructura inferior móvil.**



**4.3.2 Alternativa 2** Para esta alternativa se plantea un diseño en el que la máquina estará anclada al suelo mediante ocho pernos de anclaje para concreto, los cuales sujetan dos platinas inferiores perforadas y soldadas a las vigas principales de perfil HEA 160 de 3 metros.

Se evaluará en el índice siguiente si el eje sobre el cual estará fijado el tambor junto con los otros elementos será anclado al suelo de manera independiente o si se montará sobre una base unida a las vigas principales desde la sección posterior de la máquina.

**Figura 17. Sistema de anclaje.**



Dado que el banco de laboratorio tendrá un lugar designado de funcionamiento del cual no se moverá mientras este se encuentre instalado, no es justificable hacer una inversión en una estructura inferior de soporte que permita el desplazamiento del elevador, ya que dicha estructura requiere una gran cantidad de material adicional, además de otros componentes que representan un alto valor monetario en relación con el resto del banco, por lo cual se toma la decisión de descartar la alternativa 1.

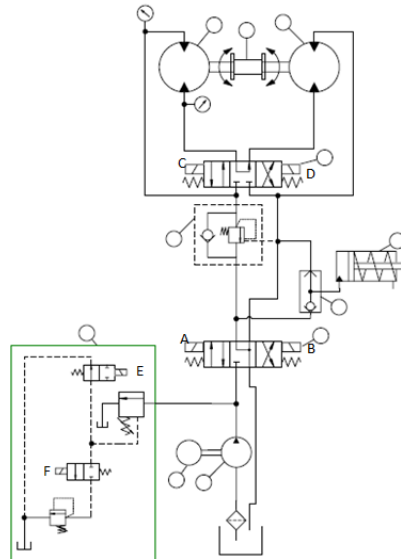
De esta manera se selecciona la alternativa de diseño 2.

## 5. DESCRIPCIÓN DE SUBSISTEMAS

### 5.1 SISTEMA HIDRÁULICO

El paquete de potencia impulsor del elevador consta de una bomba Vickers, una válvula de frenado, una válvula or, dos motores hidráulicos, un actuador mecánico (pistón) y dos válvulas direccionales, una CETOP 5 centro tándem de cuatro vías con dos posiciones y una CETOP 3 centro punto flotante de cuatro vías con tres posiciones, además del conjunto de válvulas de seguridad con posibilidad de dos niveles de presión más uno de veinte.

**Figura 18. Esquema hidráulico.**



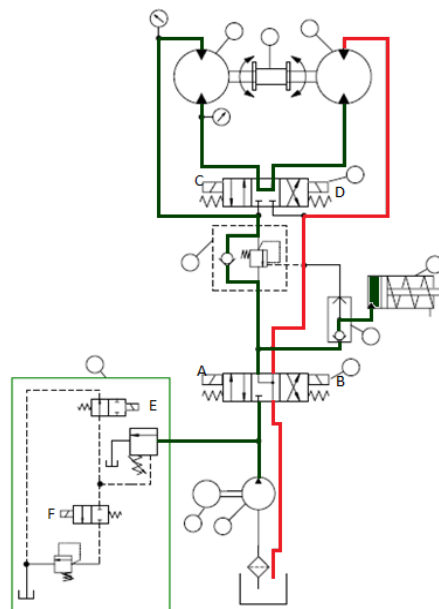
La configuración presentada en el esquema anterior permite el ascenso y descenso de la carga mediante el accionamiento de los motores en paralelo y en serie según la disposición de las válvulas direccionales ubicadas en el circuito hidráulico.

**5.1.1 Ascenso en serie** Si se acciona el solenoide E, la válvula direccional en centro punto flotante se acciona mediante el solenoide A y la segunda válvula en centro tándem se mantiene en su centro, el elevador ascenderá la carga accionando los motores en serie.

En este caso, mediante el accionamiento del solenoide E, se establece el primer nivel de presión, siendo este el más elevado, ya que es el designado para el ascenso, donde se requiere de mayor fuerza para realizar el trabajo y por consiguiente mayor presión y potencia.

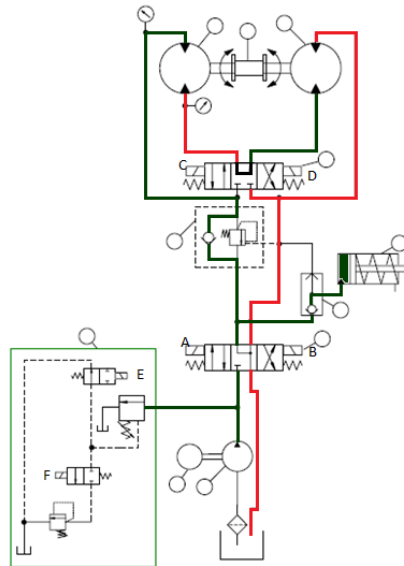
Al activar el solenoide A se suministra fluido al motor 1 y a la válvula or sellando su segunda entrada y llenando el pistón en contra del sistema mecánico de resorte que se encarga del bloqueo del eje transmisor de potencia. El fluido que sale del motor 1 entra al motor 2 y finalmente sale para llegar a tanque.

**Figura 19. Esquema de ascenso en serie.**



**5.1.2 Ascenso en paralelo** Mediante el accionamiento de la válvula direccional en centro tándem a través del solenoide D y manteniendo la misma configuración descrita para el ascenso en serie se suministra fluido a ambos motores de manera simultánea e independiente, obteniendo de esta manera, el ascenso de la carga con los motores trabajando en paralelo.

**Figura 20. Esquema de ascenso en paralelo.**



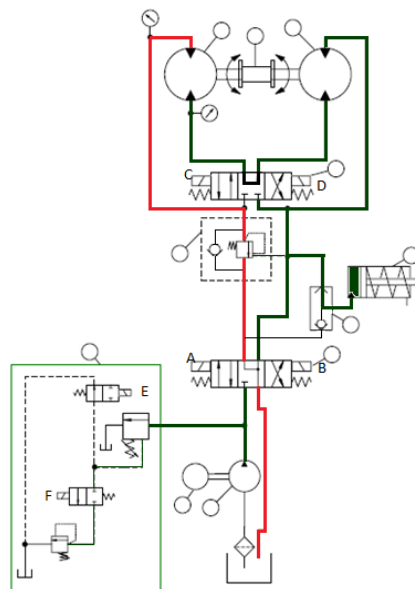
**5.1.3 Descenso en serie** En este caso es necesario el accionamiento de los solenoides E y F, de tal manera que se establezca un segundo nivel de presión, el cual es más bajo, con el objetivo de evitar elevación innecesaria de presión, ya que para el descenso de la carga no se requiere alta presión en el sistema, reduciendo de esta manera el consumo de potencia.

Se acciona el solenoide B de la válvula en centro punto flotante y se mantiene la válvula con centro tándem en su centro, de esta manera se suministra fluido al motor 2, a la válvula or sellando su primera entrada y llenando el pistón en contra del sistema de resorte encargado del bloqueo del eje transmisor de potencia y al piloto

de la válvula de frenado de manera que se venza su taraje permitiendo el flujo del aceite proveniente del motor uno hacia tanque.

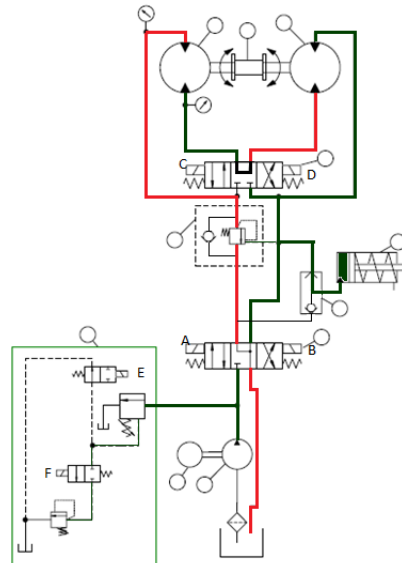
El fluido que sale del motor 2 entra al motor 1 para finalmente llegar a tanque, de esta manera la carga desciende con una configuración en serie para los motores hidráulicos.

**Figura 21. Esquema de descenso en serie**



**5.1.4 Descenso en paralelo** Al accionar el solenoide D y manteniendo la misma configuración descrita para el descenso en serie, se suministra fluido a ambos motores simultáneamente y de forma independiente, obteniendo así una configuración de descenso a través de los motores hidráulicos trabajando en paralelo.

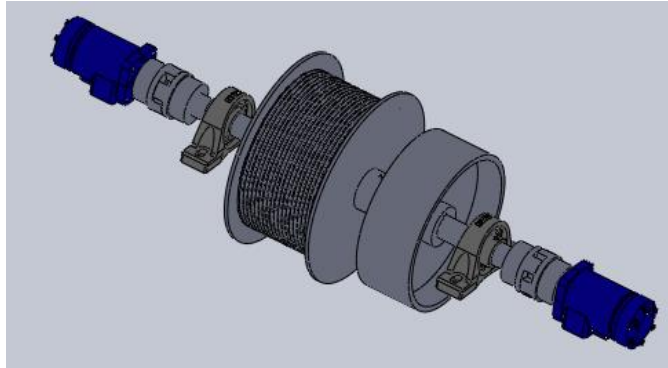
**Figura 22. Esquema de descenso en paralelo**



## **5.2 SISTEMA TRANSMISOR DE POTENCIA**

La potencia es transmitida de los motores hidráulicos a un eje macizo de acero mediante dos acoples en forma de araña, a ambos lados de dicho eje, sobre el cual estarán sujetos los demás elementos del sistema transmisor de potencia. Los elementos situados sobre el eje están sujetos mediante cuñas, evitando el giro de dichos elementos sobre el mismo.

**Figura 23. Eje transmisor de potencia**



El conjunto de elementos en el eje, parte de una chumacera situada después del primer acople, encargada de brindar un apoyo en contra de la fuerza vertical generada por el cable del tambor, evitando que los acoples se salgan de su posición, seguido a esta chumacera está situado el tambor sobre el cual está enrollado el cable encargado de la transición del movimiento de rotación al movimiento lineal de la plataforma.

Seguido al tambor se encuentra un tubo circular cédula 40 de 10 pulgadas de diámetro por una longitud de 10 cm en acero 1045, el cual brinda la superficie de frenado sobre la cual se presionará el material de fricción ubicado sobre el sistema mecánico del bloqueo.

Por último, se sitúa otra chumacera completando la función de la primera, ubicada en el otro extremo.

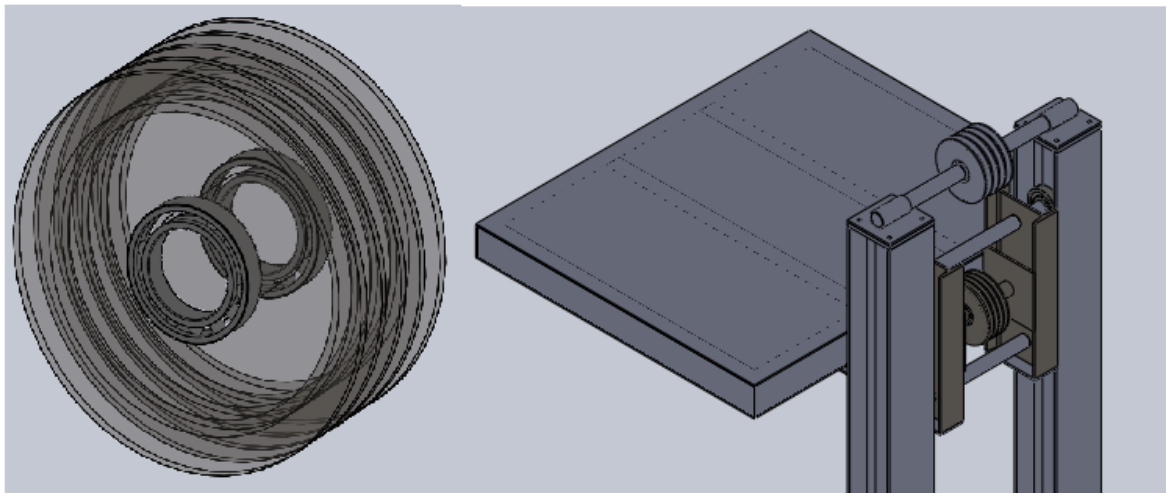
### **5.3 SISTEMA DE GANANCIA MECÁNICA**

El sistema de ganancia mecánica cumple la función de aumentar la capacidad de carga del elevador al aumentar la fuerza de llegada a la plataforma reduciendo en la misma proporción la velocidad de movimiento de la misma.

Este sistema consta de dos poleas de acero 1020 con cuatro canales, proporcionando una ganancia mecánica de 8. Las poleas están ubicadas sobre un eje superior fijo apoyado sobre los dos perfiles verticales HEA 160 y un eje móvil situado entre los dos perfiles guía IPE 180 en la plataforma.

Ambas poleas están montadas sobre dos pares de rodamientos NTN 6908 ubicados entre dos chavetas que evitan su movimiento axial, estos rodamientos cuales permiten la rotación de las mismas sobre sus respectivos ejes, ya que estos están fijos.

**Figura 24. Sistema de ganancia**



#### **5.4 SOPORTE ESTRUCTURAL**

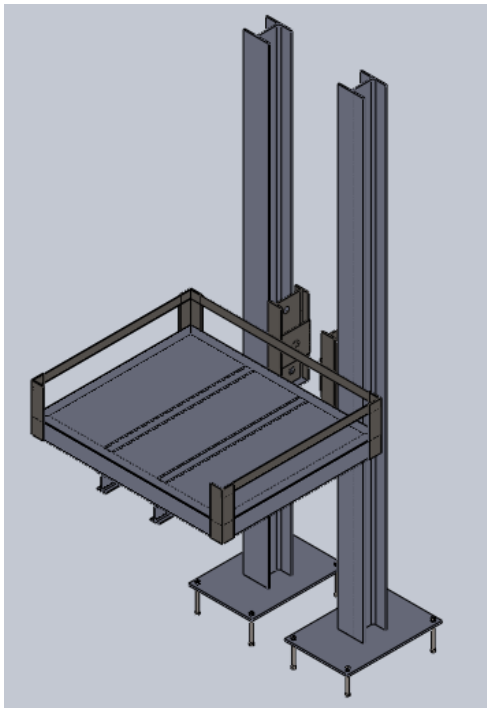
Este sistema está compuesto por las dos vigas verticales HEA 160, la plataforma, la estructura de soporte del eje transmisor de potencia y las placas de anclaje sobre las cuales están sujetos los perfiles verticales.

El conjunto de elementos que conforman este sistema es el encargado de brindar estabilidad y rigidez a toda la máquina, por este motivo debe ser capaz de soportar los esfuerzos generados por la carga y su movimiento.

La mayor cantidad de esfuerzos son transmitidos a las placas de anclaje a través de los perfiles HEA 160, por lo cual están hechas en acero al carbono cuentan con un espesor de  $\frac{1}{2}$  pulgada, sus dimensiones son de 60x40 cm con perforaciones cercanas a sus esquinas para ubicar los pernos de anclaje que las mantienen sujetas al suelo, los pernos están situados lo más lejos posible de las vigas verticales con el objeto de reducir la fuerza de tensión soportada por los mismos, ya que al contar con una distancia mayor, el brazo del par brindado por el apoyo podrá compensar de mejor manera los momentos generados por la plataforma.

Los perfiles HEA 160 verticales sirven de guía y soporte para la plataforma, encargada de soportar la carga.

**Figura 25. Soporte estructural**

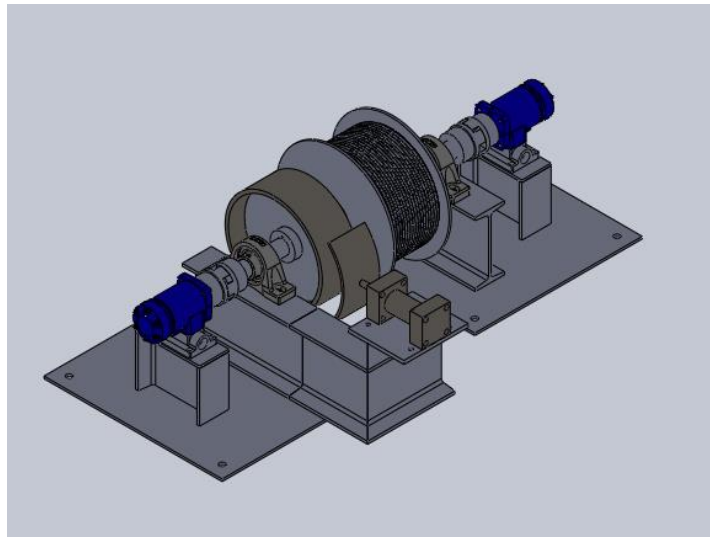


## 5.5 SISTEMA DE BLOQUEO

Es necesario un sistema mecánico que bloquee el movimiento de la plataforma en caso de cualquier fallo hidráulico, que trabajando en conjunto con la válvula de frenado evite que la carga se desboque y provoque un accidente.

Este sistema consta de un pistón hidráulico, el cual contiene un resorte en su interior, un tubo de acero al carbono cédula 40 con diámetro de 10 pulgadas y longitud de 10 cm, una lámina doblada de  $\frac{1}{4}$  de pulgada y una sección de caucho.

**Figura 26. Sistema de bloqueo**

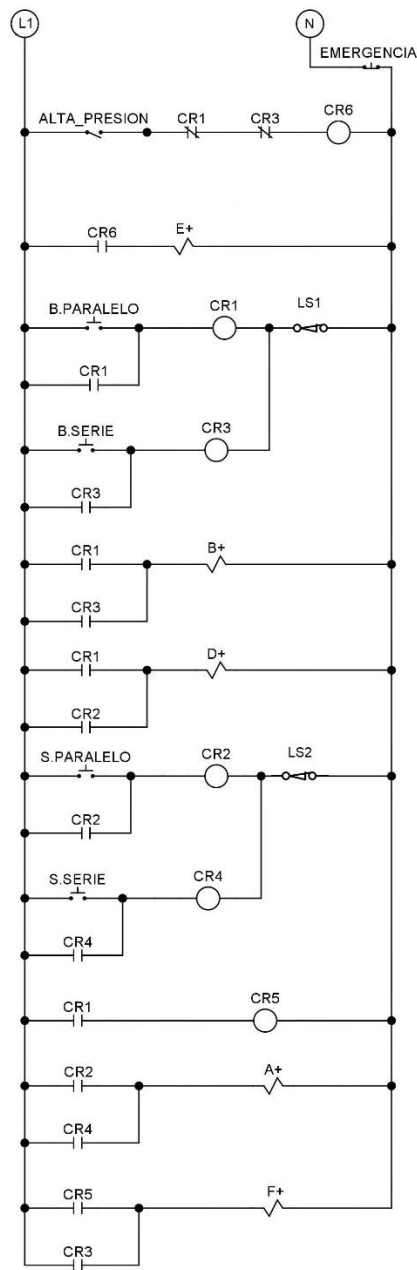


El resorte se encargará de mantener el vástago del pistón afuera mientras no haya presión hidráulica, de tal manera que la lámina doblada sobre la cual va adherido el caucho se mantenga presionando la superficie del tubo unido al tambor, así el eje transmisor de potencia se mantiene bloqueado debido a la fricción entre el tubo unido al tambor y la superficie de caucho adherida a la lámina.

Al aplicarse fluido a presión en el pistón se vence el resorte y se retrae el vástago separando la superficie de fricción del tubo y permitiendo la rotación del eje.

## 5.6 SISTEMA DE CONTROL

Figura 27. Circuito lógico de control



Símbolo	Significado
	Pulsador
	Contactos de relé normalmente abierto
	Relé
	Solenoida da la válvula
	Interruptor de posición.

## 6. DISEÑO

### 6.1 CÁLCULOS HIDRÁULICOS

Para la realización de los cálculos hidráulicos se hace necesario el conocimiento de los componentes del paquete de potencia con el que se contaba para este elevador, el primer componente que se encuentra en este paquete es la bomba de paletas V10 1P5P 1A20 de la empresa VICKEKS, la cual como se puede observar en el ANEXO B puede alcanzar velocidades de operación de hasta 3200 rpm con un taraje máximo de 2500 psi, cuenta con un desplazamiento volumétrico de 16.4 cm<sup>3</sup>/r (1.0 in<sup>3</sup>/r), esta bomba se encuentra acoplada a un motor eléctrico de 9 hp de potencia que trabaja a 1740 rpm.

Al tener las especificaciones tanto del motor eléctrico como de la bomba hidráulica, se puede establecer el caudal y la máxima presión de operación con el fin de prevenir posibles daños en los equipos. Esto se lleva a cabo con las siguientes ecuaciones.

$$Q_{teorico} = \frac{n(rpm) * Cm(in^3 / r)}{231} \quad (1)$$

$$Q_{real} = Q_{teorico} * N_v \quad (2)$$

Donde:  $Q_{teórico}$  = Caudal teórico

$Q_{real}$  = Caudal real

n = Revoluciones por minuto

Cm = Desplazamiento Volumétrico

$N_v$  = Eficiencia Volumétrica

Remplazando los valores en las anteriores ecuaciones se encuentra que el caudal teórico es de 7.53 gpm y que el caudal real se encuentra en 6.5 gpm, valor que fue obtenido de las pruebas realizadas por los proyectos posteriores, por los cual se puede deducir que el valor de la eficiencia volumétrica está rondando el 86% cuando esta trabaja a una presión de 1800 psi.

Para determinar la máxima presión de operación se aplica la siguiente ecuación.

$$p(PSI) = \frac{P(HP) * 1714 * N_T}{Q(GPM)} \quad (3)$$

Donde  $p$  es la presión,  $P$  es la potencia del motor eléctrico,  $N_T$  es la eficiencia total de la bomba y  $Q$  es el caudal. Remplazando los valores se obtiene como resultado que la presión máxima en la cual puede trabajar este sistema es de 1875 psi.

Continuando con las especificaciones de los componentes del banco de potencia, se encuentran los dos motores hidráulicos ge rotor de la empresa EATON el cual tiene un  $C_m = 97 \text{ cm}^3/r$ , como se puede observar en el ANEXO C el motor puede operar en régimen continuo a 1800 psi y puede alcanzar una presión máxima intermitente de 2400 psi. Al realizar el análisis de los datos encontrados en el catálogo del fabricante, se puede obtener las prestaciones mecánicas que brinda el motor hidráulico.

Cuando el elevador trabaja con los motores en paralelo, el caudal total de la bomba se divide entre cada uno de estos, por lo cual el caudal es de 3.25 gpm para cada uno, con el caudal en cada motor se puede encontrar la velocidad de operación, que se obtiene consiguiendo la eficiencia volumétrica de la tabla de operación que se puede observar en el ANEXO C.

La eficiencia se evalúa a una presión de 1800 psi debido a que este es el punto máximo de operación continuo del motor, luego de obtener la eficiencia se multiplica por caudal entrante y se divide entre capacidad volumétrica, la velocidad obtenida es de 109 rpm. A 1800 psi el torque de cada motor es de 1366 lb.in (154 N.m).

## **6.2 DISEÑO DE SISTEMA DE TAMBOR Y GANANCIA MECANICA**

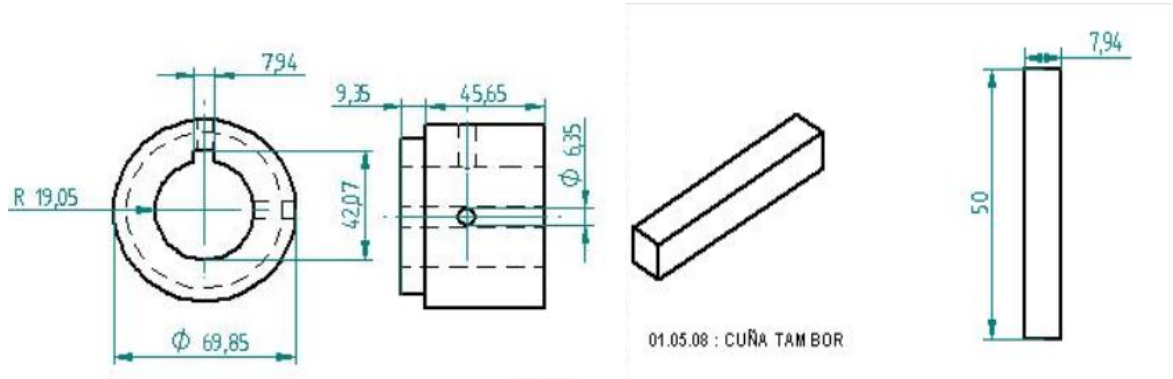
Para este elevador la carga máxima de operación planteada es de 1000 kg, para lo cual se hace necesario la implementación de un sistema de transmisión y ganancia mecánica, el sistema de transmisión inicia con los acoples flexibles L-125 que permiten la unión entre el eje conductor de los motores hidráulicos y el eje conducido que para este caso es el que permite la sincronía entre los motores, a su vez el eje conducido se encuentra acoplado por medio de cuñeros a el tambor o winche que enrolla el cable de acero, el cable de acero saliente del winche se acopla al sistema de ganancia mecánica, que en este caso se realiza por medio de poleas. El cálculo de estos componentes y demás se explican a continuación.

Debido a que se cuenta con dos tambores del proyecto anterior se estudia el comportamiento de este con el fin de evaluar la viabilidad de reutilización de uno de estos en el nuevo elevador.

Se empieza por determinar el comportamiento de los cuñeros utilizados para el tambor.

Se cuenta con una cuña de sección cuadra de  $t=7.94$  mm, con una longitud de  $l=50$  mm, la cual está construida en acero A-36.

**Figura 28. Dimensiones de cuña**



Fuente: ESCORCIA A., GONZALEZRUBIO L. Diseño y construcción de un modelo de elevador de plataforma accionado por motores oleohidráulicos, para el laboratorio de potencia fluida. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2008, 152 h.

El acero A- 36 tiene un  $S_y=250 \text{ MPA}^1$ , el torque máximo al cual se expone cada cuña es de 154 N.m, siendo este el torque correspondiente a los motores hidráulicos, obtenido en el catálogo estudiado en la sección anterior. El eje tiene un diámetro de 38.1 mm; con los datos mencionados y con el fin de garantizar una operación segura de la máquina, se calcula los factores de seguridad tanto por cortante como por aplastamiento según el Diseño de máquinas Norton.

$$F = \frac{T}{r} \quad (4)$$

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (5)$$

<sup>1</sup> SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry. Manual de diseño mecánico. 4 ed. México: McGraw-Hill, 1989. Tomo 4, 246 p.

$$n_{\text{cortante}} = \frac{S_{sy} * t * l}{F} \quad (6)$$

$$n_{\text{aplastamiento}} = \frac{S_y * t * l}{2 * F} \quad (7)$$

$$F = 8084N \quad S_{sy} = 144.25MPa \quad n_{\text{cortante}} = 3.1 \quad n_{\text{aplastamiento}} = 3.5$$

Como se puede visualizar el menor factor de seguridad es de 3.1 lo que permite el funcionamiento seguro y confiable del tambor o winche.

En el caso del tambor o winche también se lleva a cabo un proceso de evaluación con respecto a las nuevas cargas soportadas por este. Pero antes de esto se debe encontrar la ganancia mecánica que permita la elevación de la carga de diseño.

Para la elevación de la carga máxima se configura el sistema de potencia en paralelo, obteniendo así una velocidad de operación de 104 rpm y un torque total de 308 N.m debido a que cada motor entrega 154 N.m.

Se tiene que el diámetro medio del tambor es de  $D_m = 263$  mm, con cual se puede encontrar la relación de poleas que se acopla mejor a las prestaciones brindadas por los motores. Para llevar a cabo esto se evalúan las siguientes relaciones planteadas en la literatura, Manejo y Transporte de Materiales, Raul Posso<sup>2</sup>, que permitirán evaluar la configuración más adecuada.

$$r_m = \frac{D_m}{2} \quad (8)$$

---

<sup>2</sup> POSSO R. Manejo y transporte de materiales. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 1984, 132 p.

$$F = \frac{T}{r_m} \quad (9)$$

$$W = (m * g) + (m * a) \quad (10)$$

$$F = \frac{W * q^n * (q - 1)}{q^n - 1} \quad (11)$$

$$r_m = 0.132 \quad F = 2260 \text{ N} \quad W = 10810 \text{ N} \quad n = 5.5$$

Donde  $r_m$  es el radio medio de tambor,  $m$  es la masa a elevar,  $T$  es el torque total de los motores hidráulicos,  $F$  es la fuerza de tensión en el cable,  $W$  la carga total de diseño,  $a$  es la aceleración hasta alcanzar la velocidad de operación que para este caso se asume en  $1 \text{ m/s}^2$ ,  $q$  es un coeficiente de pérdidas que reúne las pérdidas por diferentes factores y para este caso es de  $q=1.044$  ya que este aplica para cables y cadenas con ángulo de abrase de polea de  $180^\circ$ <sup>3</sup>.

Como se puede observar la relación de poleas más conveniente para el sistema es muy cercana a 6 por lo tanto, se toma la decisión de aplicar un polipasto con ganancia mecánica de 8, ya que los motores hidráulicos en arranque presentan un torque menor que el de régimen de operación y para los cálculos no se tuvieron algunos factores que influyen en la carga: las pérdidas por rodadura en las guías, las pérdidas por transmisión entre motores y tambor, la fuerza necesaria para vencer la inercia de estas, entre otros.

Al recalcular en la ecuación (11) para una ganancia mecánica de 8 se obtiene que la fuerza a la cual se expone el cable con la nueva configuración es de  $F=1632$ .

---

<sup>3</sup> Ibíd.

Con el valor de la tensión y buscando un factor de seguridad mayor que 5, como lo recomienda Hernán rojas<sup>4</sup> para cables usados en elevación y grúas, se evalúa la utilización de un cable de ¼ con una configuración de 6\*19 con alma de fibra mediante la siguiente expresión:

$$N = \frac{F_U}{F} \quad (12)$$

Donde  $F_U$  es la resistencia a la rotura, este valor es obtenido del catálogo de emcocables del ANEXO D y es igual a 2.74 Toneladas inglesas, para convertir en newton fuerza las toneladas inglesas se lleva a cabo la siguiente operación:

$$2.74 * 907.1853 * 9.81 = 24385N$$

Reemplazando  $F_U$  y  $F$  en la ecuación se encuentra que  $N=14.94$  lo cual es un valor muy superior a 5. Este factor presenta un buen comportamiento con respecto a la carga por lo cual se toma de decisión de seleccionar esta. Al tener seleccionado el diámetro del cable se consigue tener el diámetro medio de trabajo en el tambor y con esto se puede llevar a cabo el chequeo de los esfuerzos en este, pero antes de esto es necesario establecer el número de espiras necesarias para el sistema ya esto mostrara si se presenta una segunda capa de cable sobre el tambor. El diámetro medio en el winche para el cable de ¼ es de  $D_m=269.5$  con el cual se calcula el número de espiras activas totales de la siguiente manera<sup>5</sup>:

$$n_t = \frac{H_q}{\pi * D_m} + 2 \quad (13)$$

$$H_q = 8 * H_E \quad (14)$$

---

<sup>4</sup> ROJAS, Hernán. Diseño de máquinas II. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 1992. v.1, Modulo 3.

<sup>5</sup> POSSO R. Op. Cit.

Donde  $n_t$  es el número de espiras totales,  $H_q$  es la longitud total enrollada por el tambor y  $H_E$  la altura de operación del elevador que para este caso es de 2.3 m. Resolviendo las ecuaciones anteriores se tiene que  $n_t = 23.74 \approx 24$  lo cual supera el número de espiras disponibles por tambor, las cuales son 20, por tanto, se espera que se tenga una segunda capa de cable lo cual tendrá que considerarse en el chequeo del tambor. Teniendo la información anterior se puede finalmente evaluar los esfuerzos sobre el winche basándose en las ecuaciones para la evaluación de esfuerzos en el tambor<sup>6 7</sup>.

$$\hat{\sigma}_{comp} = \sqrt{\hat{\sigma}_{flex}^2 + \hat{\sigma}_{compresión}^2} \quad (15)$$

$$\hat{\sigma}_{flex} = \frac{M_{flex}}{Z} \quad (16)$$

$$M_{flex} = \frac{F * L_t}{4} \quad (17)$$

$$Z = \frac{\pi * (D_f^4 + D_i^4)}{32 * D_f} \quad (18)$$

$$\hat{\sigma}_{compresión} = \frac{1.3 * F}{e * p} \quad (19)$$

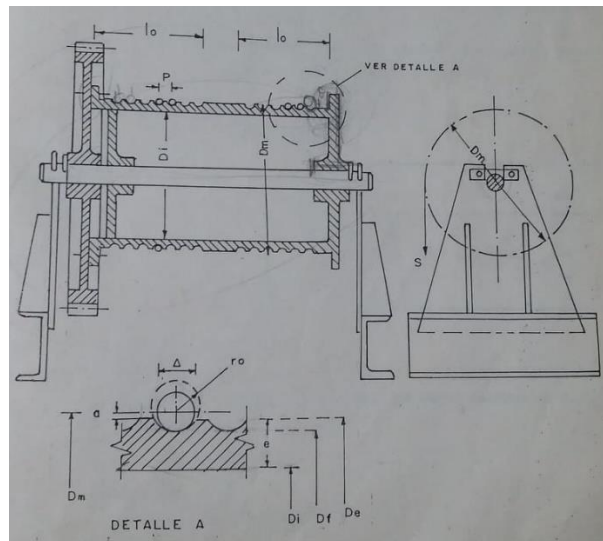
Donde  $\hat{\sigma}_{comp}$  es el esfuerzo compuesto,  $\hat{\sigma}_{flex}$  es el esfuerzo de flexión,  $M_{flex}$  es el momento flector máximo,  $Z$  es el módulo de la sección,  $\hat{\sigma}_{compresión}$  es el esfuerzo de

<sup>6</sup> HELLMUT E. Aparatos de Elevación y Transporte. Barcelona: Blume, 1970, 333 p.

<sup>7</sup> POSSO R. Op. Cit.

compresión,  $D_f$  es el diámetro de fondo de la ranura,  $D_i$  es el diámetro interior de tambor,  $p$  es el paso o distancia entre centros de dos ranuras adyacentes,  $e$  es el espesor de la pared tubular hasta el fondo de la ranura,  $F$  es la tensión que va al tambor,  $D_f$  es el diámetro de fondo de la ranura,  $D_i$  es el diámetro interior de tambor.

**Figura 29. Dimensiones del tambor**



Fuente: POSSO R. MANEJO Y TRANSPORTE DE MATERIALES. Universidad Industrial de Santander: 1984, 132 p.

Al solucionar para (15), (16), (17) y (18):

$$\partial_{flex} = 0.023MPA \quad \partial_{compresión} = 24.56MPA \quad \partial_{comp} = 24.56MPA$$

Debido a que el esfuerzo por aplastamiento es bastante considerable con respecto al esfuerzo por flexión, Posso<sup>8</sup> recomienda que se evalué solo con respecto al aplastamiento. El esfuerzo de aplastamiento para acero debe ser<sup>9</sup>:

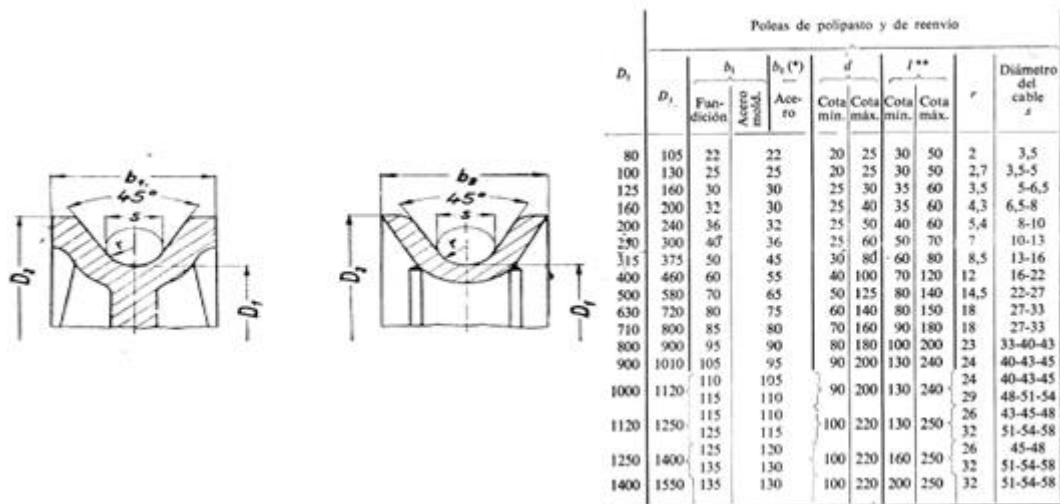
<sup>8</sup> Ibíd.

<sup>9</sup> Ibíd.

$$\sigma_a \leq 49.05 \text{MPa}$$

Lo cual aplica para el caso de este diseño, garantizando así la operación del tambor. En la selección de las poleas se tomaron en cuenta las recomendaciones del libro Aparatos de Elevación y Transporte de Hellmut<sup>10</sup>, ya que este especifica de forma detallada la geometría para cada rango de diámetros de cable como se puede observar en la imagen siguiente.

**Figura 30. Recomendaciones para poleas**



Fuente: HELLMUT E. Aparatos de Elevación y Transporte. Barcelona: Blume, 1970, 333 p.

Debido a que comercialmente no fue conseguir poleas 8 canales, se hizo necesario la construcción de esta en un eje de acero 1020 de 7 pulgadas ya que esta fue la medida más cercana que siniestraba el proveedor, los detalles de esta polea se pueden encontrar en el ANEXO F.

<sup>10</sup> HELLMUT E. Op. Cit.

Las poleas se soportarán sobre dos rodamientos, los cuales estarán soportados sobre sus ejes respectivos y se fijara cada una estas con dos chavetas.

Teniendo la geometría de las poleas definidas, y sabiendo que el diámetro de esta afecta significativamente la operación del cable, se llevara a cabo el análisis de vida este contemplando las cargas de flexión, ya que el factor de seguridad evaluado anteriormente no contemplaba este tipo de cargas. El cálculo del nuevo factor de seguridad contemplando las cargas de flexión se realiza según Faires<sup>11</sup> de la siguiente manera.

$$S_b = \frac{E \cdot D_w}{D_s} \quad (20)$$

$$F_b = S_b \cdot A_m \quad (21)$$

$$D_w = 0,067 \cdot D_r \quad (22)$$

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_t} \quad (23)$$

$$A_m = 0,4 \cdot D_r^2 \quad (24)$$

Donde  $S_b$  es el esfuerzo aproximado a flexión,  $E$  es el módulo de elasticidad,  $D_w$  es el diámetro de alambre de los que forman el torón,  $D_s$  es el diámetro de la polea,  $F_b$  es la fuerza equivalente flectora,  $A_m$  es el área metálica,  $D_r$  es el diámetro del cable,  $F_t$  es la fuerza de tensión del cable.

$A_m = 0,025$	$D_r = 0,25$	$D_s = 5,9$	$D_w = 0,01675$	$E = 3,000E+07$	$F_b = 2129$
$F_t = 485,8$	$F_u = 5480$	$N = 6,898$	$S_b = 85169$		

---

<sup>11</sup> FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa, 1998. 802 p

Donde el factor de seguridad es aproximadamente 7 con lo cual se cumple con las recomendaciones de Faires<sup>12</sup> para este tipo de máquinas. Se calcula el número de ciclos del cable<sup>13</sup>.

$$R = \frac{2 \cdot N_D \cdot F_t}{D_s \cdot D_r \cdot S_u}$$

Donde R es la relación de p/S<sub>u</sub>, N<sub>D</sub> es un factor dinámico, S<sub>u</sub> es la resistencia máxima a la tracción. Resolviendo la ecuación anterior:

$$R=0.002744$$

Ubicando R en la gráfica de Drucker y Tachao<sup>14</sup>, se obtienen los ciclos de vida del cable.

### Figura 31. Gráfica Drunker-Tachao

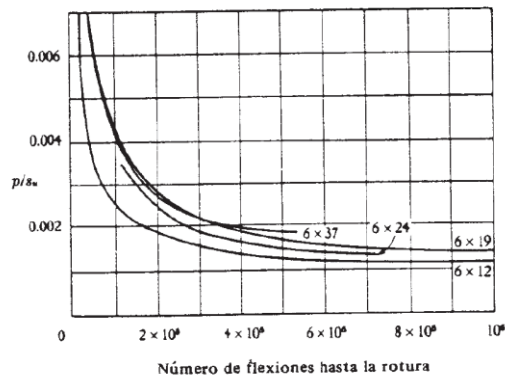


Fig. 17.30 Relación entre la presión y el número de ciclos hasta rotura. (Según Drucker y Tachau [17-22]).

Fuente: FAIRES, V. Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa, 1998. 802 p.

Se encuentra que la vida del cable será aproximadamente de 250000 ciclos.

<sup>12</sup> Ibíd.

<sup>13</sup> Ibíd.

<sup>14</sup> Ibíd.

### 6.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE POLEAS

Para comenzar se debe buscar la máxima velocidad a la cual trabajan los rodamientos, la cual se presenta cuando el paquete de potencia trabaja en serie, en tal caso la velocidad alcanzada por el cable es:

$$V_{cuerda} = W * r_m \quad (25)$$

$$W = rpm * \frac{\pi}{30} \quad (26)$$

Donde  $V_{cuerda}$  es la velocidad de la cuerda,  $W$  es la velocidad angular en rad/s,  $r_m$  es el radio medio de tambor y  $rpm$  las revoluciones por minuto del mismo.

$$V_{cuerda} = 3.2(m/s)$$

Teniendo la velocidad de operación de la cuerda se puede encontrar la velocidad angular de la polea y por tanto las rpm del rodamiento.

$$Wp = \frac{V_{cuerda}}{r_{mp}} \quad (27)$$

$$rpm_{polea} = Wp * \frac{30}{\pi} \quad (28)$$

Donde  $\omega_p$  es la velocidad angular de la polea,  $r_{mp}$  es el radio medio de la polea y  $rpm_{cuerda}$  son las revoluciones por minuto de la polea.

$$rpm_{polea} = 409.6$$

Teniendo las revoluciones de la polea y la fuerza radial la cual es  $P=5405$  N ya que la carga total es dividida entre los dos rodamientos. Por último, se tomó una vida útil de 3000 horas ya que este valor se encuentra en el rango recomendado por el catálogo de rodamientos SKF (ANEXO E). Finalmente, para la selección del rodamiento se hace uso de las siguientes ecuaciones:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (29)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60).n} . L_{10} \quad (30)$$

Donde  $L_{10}$  es la vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) en millones de revoluciones,  $L_{10h}$  es la vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) en horas de funcionamiento,  $C$  es la capacidad de carga dinámica básica en kN,  $P$  es la carga dinámica equivalente del rodamiento kN,  $n$  es la velocidad de giro en revoluciones por minuto y  $p$  es el exponente de la ecuación de la vida útil, siendo para los rodamientos de bolas,  $p = 3$  y para los rodamientos de rodillos,  $p = 10/3$ . Resolviendo las ecuaciones para rodamientos de bolas:

$$C=22.67 \text{ KN}$$

Teniendo en cuenta que el diámetro del eje de apoyo es de 40 mm se lleva a cabo la búsqueda del rodamiento que se acopla mejor a la carga dinámica básica,

encontrando que el rodamiento 6208 es el idóneo ya que tiene un  $C=32.05$  KN que garantiza el tiempo de vida.

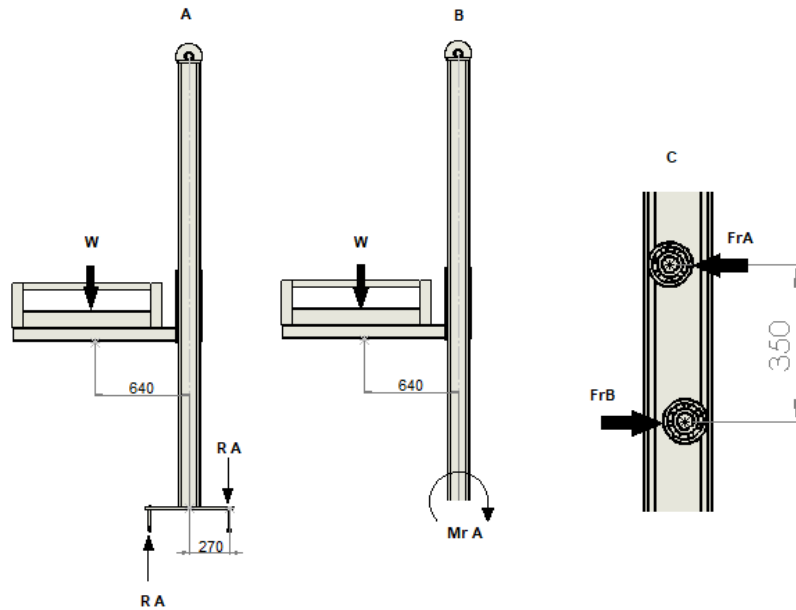
## 6.4 DISEÑO ESTRUCTURAL

En el diseño estructural se busca garantizar que los elementos y la estructura que conforman el banco de laboratorio trabajarán apropiadamente mediante un factor de seguridad que permita un margen seguro de funcionamiento, se considerará con este fin un factor de seguridad aceptable  $N$  mínimo de 1,7.

**6.4.1 Vigas de soporte y anclaje** El soporte principal del elevador hidráulico consta de dos perfiles estructurales HEA160, de tres metros de longitud ubicados verticalmente, los cuales están fijados a dos placas inferiores de acero para su anclaje al suelo.

La carga ubicada sobre la plataforma del elevador genera grandes esfuerzos flectantes sobre los perfiles de soporte y sus placas de anclaje, estas cargas están distribuidas como se muestra a continuación.

**Figura 32. Esquema de cargas de flexión**



**6.4.1.1 Pernos de anclaje** Se calcula el momento generado por la máxima carga  $W$  para la cual se diseña el elevador, la cual es de 1000 KgF, para obtener la fuerza  $RA$  que deben soportar los pernos de anclaje.

$$W = 1000 \text{ [KgF]}$$

$$M_w = (1000)(0,640)$$

$$M_w = 640 = (4)(RA)(0,270)$$

$$RA = 592,6 \text{ [KgF]}$$

Dado que se ubicarán cuatro pernos en las esquinas más uno intermedio en la parte posterior de cada una de las dos platinas inferiores y asumiendo que los pernos expuestos a tensión solo serán los ubicados en la parte posterior, la carga para un perno ( $F_p$ ) será:

$$F_p = \frac{RA}{\text{Número de pernos}} = \frac{592,6}{4}$$

$$F_p = 148,15 \text{ [KgF]}$$

Se seleccionan pernos de anclaje para concreto de Fischermex referencia FSL B 5/8x6 (ANEXO G), según el catálogo proporcionado por el fabricante la carga de rotura media a tensión a 0° es de 25,5 KN y la carga a tensión recomendada por el mismo a 0° es de 5,1 KN o 510 KgF, por lo cual el factor de seguridad (N) será:

$$N = \frac{510}{F_p}$$

$$N = 3,5$$

Factor de seguridad obtenido sobre la carga recomendada por el fabricante.

**6.4.1.2 Vigas de soporte** La carga ubicada sobre la plataforma genera un momento  $M_w$ , el cual es transmitido por completo al perfil HEA 160, generándose una reacción  $M_r A$  en el mismo, de magnitud igual a  $M_w$ , como se puede observar en la imagen B de la figura 31, por lo cual el esfuerzo (E) generado sobre el perfil será:

$$E = \frac{M.C}{I} \quad (31)$$

$$E = \frac{M_r A.(h/2)}{I_{xx}}$$

$$E = 28,3e^6 \text{ [Pa]}$$

Donde M es el momento flector, C es la distancia a la fibra más lejana en el perfil e I es el momento de inercia con respecto al sentido del momento flector.

Datos obtenidos del catálogo proporcionado por Steckerl Aceros (ANEXO A).

El acero del cual están hechos los perfiles HEA 160 es acero estructural ASTM A36, el cual cuenta con un límite a la fluencia  $S_y$  de  $2.5e^8$  [Pa].

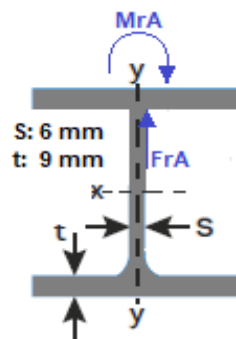
Se obtiene el factor de seguridad  $N$  para los perfiles HEA 160 bajo carga de flexión.

$$N = \frac{2,5e^8}{28,3e^6}$$

$$N = 9$$

Los perfiles HEA 160 soportarán también los esfuerzos generados por los rodamientos encargados de guiar la plataforma sobre las pistas de las vigas verticales como se puede observar en la imagen C de la figura 31, el esfuerzo generado por estos rodamientos será:

**Figura 33. Fuerzas trasladadas al centro en el ala del perfil HEA 160**



$$E = \frac{(MrA)(S/2)}{I_x}$$

$$MrA = (FrA)(d)$$

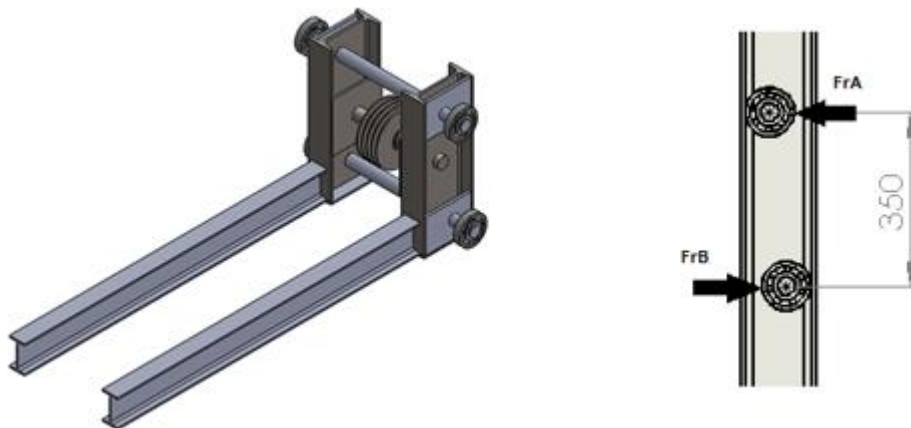
Donde  $MrA$  es el momento flector producido por la fuerza del rodamiento sobre el ala del perfil ( $FrA$ ) y  $d$  es la distancia a la cual está situado el mismo.

Mediante una sumatoria de momentos en el rodamiento B (ver sección C de la figura 32) se determina la fuerza  $FrA=9142$  [N] del rodamiento sobre el ala del perfil y el momento generado por la misma  $MrA=45,7$  [N-m].

Solucionando estas relaciones se encuentra que  $E = 2.4e^6$  [Pa], siendo el límite elástico del acero del perfil HEA160 de  $S_y = 2.5e^8$  [Pa], por lo cual el esfuerzo de flexión producido por los rodamientos sobre el perfil no es significativamente alto.

**6.4.1.3 Selección de rodamientos guía** Para la selección de los rodamientos de las guías de la plataforma es necesario considerar las dimensiones disponibles para su ubicación, estos rodamientos estarán sujetos a los extremos de los dos ejes ubicados en la parte posterior de la plataforma.

**Figura 34. Cargas sobre los rodamientos guía.**



El rodamiento a seleccionar debe tener un diámetro interno  $d$  de 35 [mm] y un diámetro exterior  $D$  menor a 134 [mm], esto considerando el diámetro del eje sobre el cual estarán montados los rodamientos y la distancia entre las alas del perfil HEA 160.

Debido al diseño y montaje de los rodamientos, no se espera que estos estén sometidos a fuerzas axiales, y por tanto se considera la selección de un rodamiento rígido de bolas.

Se parte por obtener la velocidad de giro del rodamiento ( $n$ ). Teniendo en consideración las distancias disponibles para el montaje del mismo, se calcula la velocidad para un diámetro exterior ( $D$ ) aproximado de 100 [mm] y una velocidad de subida de la plataforma ( $V$ ) de 40 [cm/s], siendo esta la mayor velocidad, dada para la configuración de motores en serie.

$$n = \frac{V \cdot (60)}{2\pi \cdot (D / 2)} \quad (32)$$
$$n = 76,39 \text{ [rpm]}$$

Análisis de vida del rodamiento a carga dinámica.

Debido al montaje de los rodamientos sobre la estructura de la plataforma, el cambio de los mismos es un proceso largo y complejo, por lo cual su diseño se hace con el objetivo de que tengan una vida de servicio lo suficientemente larga como para garantizar su trabajo a través del tiempo.

Se selecciona el rodamiento para una vida de trabajo de 50000 horas, siguiendo el procedimiento de selección planteado por el catálogo de rodamientos SKF [ANEXO E], la vida del rodamiento a carga dinámica se puede obtener a partir de las siguientes expresiones:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60).n} . L_{10}$$

Donde  $L_{10}$  es la vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) en millones de revoluciones,  $L_{10h}$  es la vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) en horas de funcionamiento,  $C$  es la capacidad de carga dinámica básica en kN,  $P$  es la carga dinámica equivalente del rodamiento kN,  $n$  es la velocidad de giro en revoluciones por minuto y  $p$  es el exponente de la ecuación de la vida útil, siendo para los rodamientos de bolas,  $p = 3$  y para los rodamientos de rodillos,  $p = 10/3$ .

La carga estática  $P$  se puede considerar como la fuerza del rodamiento sobre el ala del perfil HEA 160 (FrA) calculada anteriormente (10), determinada anteriormente en el análisis de flexión de las vigas, siendo esta de 9142 [N].

Resolviendo las relaciones anteriores para  $C$  se obtiene:

$$L_{10} = 229e^6 \text{ [rev]}$$

$$C = 55,9 \text{ [KN]}$$

Dentro de los rodamientos ofrecidos en el catálogo SKF [ANEXO E] para un diámetro interno de 35 [mm], el rodamiento más acorde con la capacidad de carga es el rodamiento 6407 con un  $C=55,3$  [KN].

El elemento seleccionado es un rodamiento rígido de bolas con referencia 6407 con las siguientes características:  $C=55,3$  [KN],  $C_o=31$  [KN],  $D=100$  [mm],  $d=35$  [mm], velocidad límite de 10000 [rpm] y velocidad de referencia de 16000 [rpm].

Considerando la baja velocidad de giro del rodamiento y que el banco de laboratorio trabajará intermitentemente, permaneciendo largos periodos de tiempo cargado estáticamente, es conveniente realizar el análisis del elemento según su capacidad de carga estática básica ( $C_o$ ), ya que las condiciones de trabajo del mismo cumplen los parámetros considerados por el catálogo para el análisis del rodamiento a carga estática.

Análisis a carga estática.

Se realiza la verificación de la carga estática del rodamiento mediante el control del factor de seguridad estática de la aplicación, planteado por el catálogo para rodamientos SKF [ANEXO E], el cual se define de la siguiente forma:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \quad (33)$$

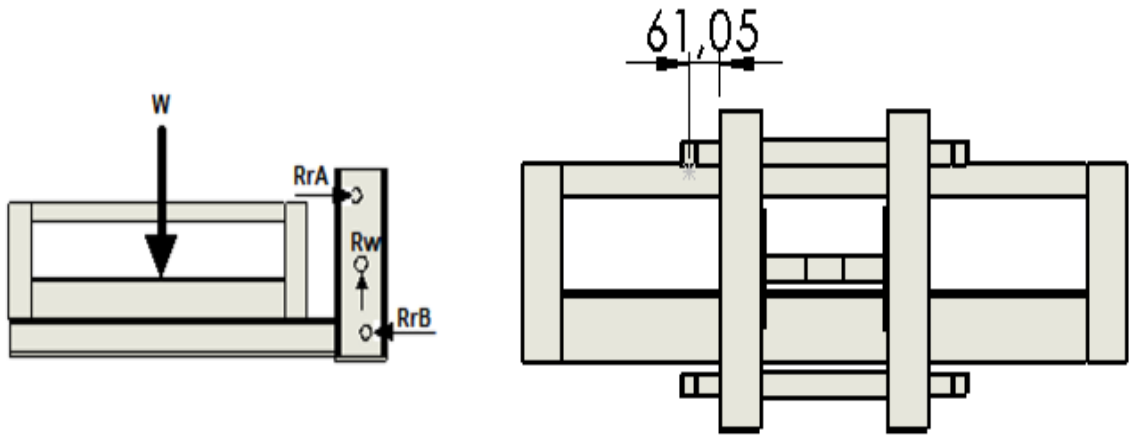
Donde  $S_o$  es el factor de seguridad estática,  $P_o$  es la carga estática equivalente del rodamiento y  $C_o$  es la capacidad de carga estática básica del rodamiento.

Mediante la relación anterior se obtiene un factor de seguridad estática  $S_o=3,4$ .

## 6.5 PLATAFORMA

Los elementos más críticos de la plataforma serán los dos perfiles IPE 100 encargados de sostener el marco superior sobre el cual se sitúa la carga y los dos ejes de diámetro 35 mm sobre los cuales están montados los rodamientos, puesto que el eje de diámetro 40 mm sobre el cual está sujeta la polea en la plataforma sufre menos que el eje sobre el cual está situada la polea superior dado que este último es más largo y ambos están expuestos a la misma fuerza.

Figura 35. Esquema de fuerzas sobre la plataforma.



**6.5.1 Perfiles IPE 100** Estos perfiles soportarán una carga combinada de esfuerzos cortantes y a flexión generados por el peso de los bloques de cemento que se ubicarán sobre la plataforma, estos esfuerzos serán:

$$E_{\text{cort.}} = \frac{W/2}{A} \quad (34)$$

Donde A es el área transversal del perfil y W el peso de los bloques.

$$E_{\text{cort.}} = \frac{5000}{1,03e^{-3}} = 4,85e^6 \text{ [Pa]}$$

$$E_{\text{flex.}} = \frac{M_w \cdot C}{I_{xx}}$$

Donde  $M_w$  es el momento producido por la carga W, C es la fibra más lejana del área del perfil e  $I_{xx}$  es el momento de inercia en el sentido de la flexión.

$$E_{\text{flex.}} = \frac{(3200)(0,05)}{1,71e^{-6}} = 9,3e^7 \text{ [Pa]}$$

Los cálculos realizados anteriormente se hicieron para un perfil IPE 100 y los datos de geometría y demás fueron obtenidos del catálogo ofrecido por el proveedor del perfil, Steckerl Aceros (ANEXO A).

Según la teoría de falla de von mises para cargas estáticas en una viga:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (35)$$

$$\sigma_x = Eflex, \sigma_y = 0 \text{ y } \tau_{xy} = Ecort.$$

Se obtiene el esfuerzo de Von Mises para las cargas cortante y a flexión.

$$\sigma_{vm} = 9,4e^7 \text{ [Pa]}$$

Para el acero estructural A36 el límite elástico  $S_y$  es de  $2,5e8 \text{ [Pa]}$ <sup>15</sup> [10], el factor de seguridad (N) es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{vm}} = \frac{2,5e^8}{9,4e^7}$$

$$N = 2,6$$

**6.5.2 Ejes de soporte de rodamientos** La carga genera un esfuerzo a flexión sobre los ejes ubicados en la plataforma a través de los rodamientos (ver figura 35), estos ejes tienen un diámetro de 35 mm, y las ranuras para la ubicación de las chavetas tienen una profundidad de 1,5 mm.

---

<sup>15</sup> SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry.

$$E = \frac{MC}{I}$$

$$M = (RrA)(d)$$

$$M = 548 \text{ [Nm]}$$

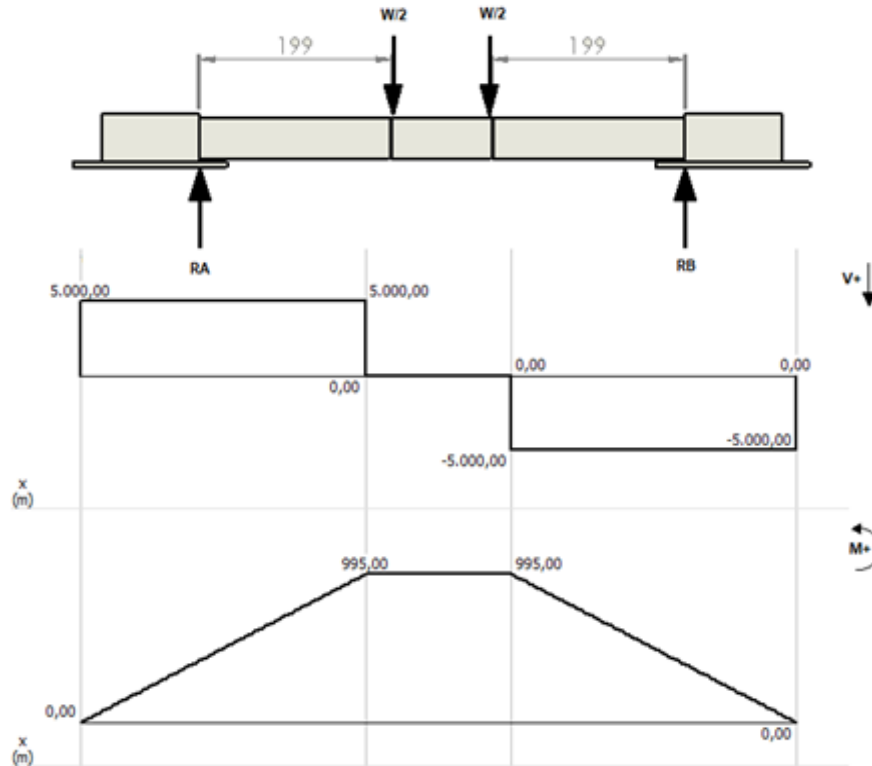
$$E = 1,7e^8 \text{ [Pa]}$$

Los ejes de soporte de rodamientos están hechos en acero SAE 1020 normalizado, cuyo límite elástico es de  $3,5e8 \text{ [Pa]}$ , por tanto, el factor de seguridad resulta:

$$N = \frac{3,5e^8}{1,7e^8} = 2,06$$

**6.6 EJE SOPORTE DE POLEA SUPERIOR** El eje superior sobre el cual está situada la polea fija del sistema de ganancia debe soportar el esfuerzo generado por la carga de la plataforma, ya que la fuerza se transmite a él a través de los dos rodamientos sobre los cuales está soportada la polea.

Figura 36. Diagrama de fuerzas y momentos en eje de polea superior.



Dimensiones en N, m y N·m.

Este eje tiene un diámetro de 40 mm con dos ranuras de 1,5 mm de profundidad para las chavetas y está fabricado en acero normalizado SAE 1020 con un límite elástico de  $S_y = 3,5e8 [Pa]$ <sup>16</sup>.

A partir del diagrama de fuerzas y momentos se obtienen los esfuerzos cortante y flector mediante las siguientes relaciones:

$$E_{cort.} = \frac{W/2}{A_{eje}} = 4,65e^6 [Pa]$$

$$E_{flect.} = \frac{M.C}{I} = 2e^8 [Pa]$$

<sup>16</sup> ORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 1048 p.

Se calcula el factor de seguridad (N) para el eje de polea superior.

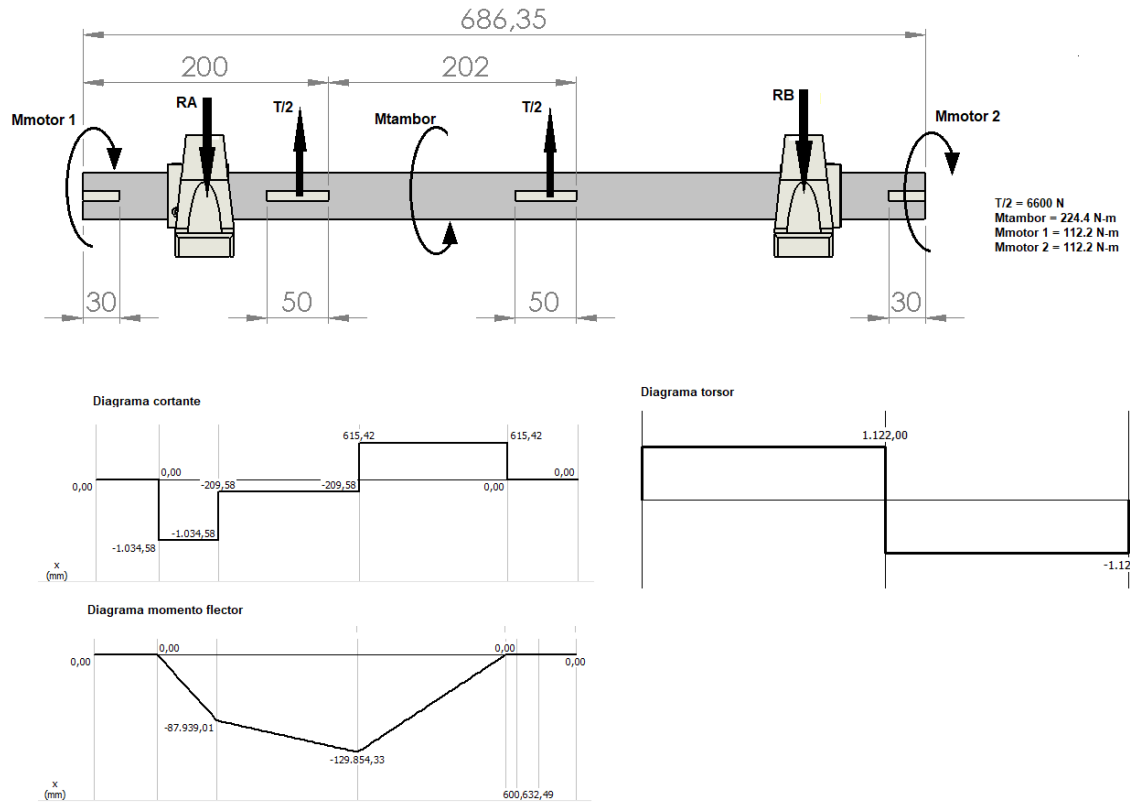
$$N = \frac{3,5e^8}{2e^8} = 1,75$$

## **6.7 EJE TRANSMISOR DE POTENCIA**

El eje sobre el cual está ubicado el tambor estará sometido a esfuerzos por cargas dinámicas, generadas por su constante rotación, es necesario entonces determinar dichos esfuerzos.

El eje transmisor soporta la carga de tensión del cable, además de las cargas generadas por los torques de los motores y el torque generado por la tensión del cable enrollado sobre el tambor, en la figura siguiente se ubican las cargas mencionadas anteriormente sobre el eje transmisor de potencia.

Figura 37. Cargas sobre el eje transmisor de potencia.



Siguiendo el proceso de diseño para ejes giratorios, redondos y macizos planteado por el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley<sup>17</sup> se tiene que, el esfuerzo de Von Mises según la teoría de falla por energía de distorsión para el eje es:

$$\sigma_a = \left[ \left( \frac{32 \cdot K_f \cdot M_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{16 \cdot K_f s \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (36)$$

$$\sigma_m = \left[ \left( \frac{32 \cdot K_f \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{16 \cdot K_f s \cdot T_m}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (37)$$

<sup>17</sup> SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry. Op. Cit.

Donde  $Mm$  y  $Ma$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $Tm$  y  $Ta$  son los pares de torsión medio y alternante, y  $Kf$  y  $Kfs$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente, tomados para los cuñeros ubicados en el eje.

A partir de los diagramas de momento flector y de torsión:

$$\begin{aligned}Mm &= Ta = 0 \\Ma &= 129,85 \text{ [N-m]} \\Tm &= 112,2 \text{ [N-m]}\end{aligned}$$

Los factores de concentración de esfuerzo son:

$$Kf = 1 + q \cdot (Kt - 1) \quad (38)$$

$$Kfs = 1 + qcortante \cdot (Kts - 1) \quad (39)$$

Donde  $q$  es la sensibilidad a la muesca, para un radio de muesca de cuñero  $r=0,02$  [pulg] en acero SAE 1020 con un  $Sut=61$  [ksi] y una dureza Brinell  $Bhn < 200$ :

$$\begin{aligned}q &= 0,6 \\qcortante &= 0,77 & Kf &= 1,72 \\Kt &= 2,2 & Kfs &= 2,54 \\Kts &= 3\end{aligned}$$

Resolviendo las relaciones anteriores se obtienen los esfuerzos para carga media y alterna sobre el eje transmisor.

$$\begin{aligned}\sigma`a &= 41,11 \text{ [Mpa]} \\ \sigma`m &= 45,46 \text{ [Mpa]}\end{aligned}$$

Según el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma^a}{S_e} + \frac{\sigma^m}{S_{ut}} \quad (40)$$

Donde  $S_e$  es el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso,  $S_{ut}$  es la resistencia a la tensión y  $n$  es el factor de seguridad.

$$S_e = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.K_f.S_e \quad (41)$$

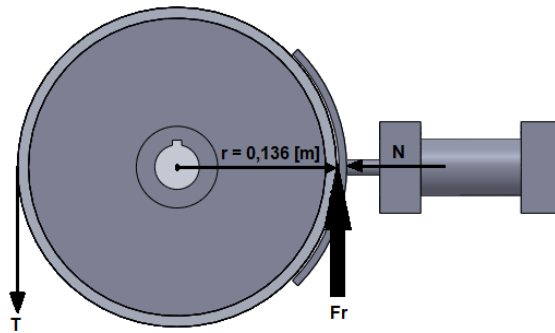
$$S_e = 161,42$$

$$n = 2,87$$

## 6.8 SISTEMA DE BLOQUEO

El sistema de bloqueo debe ser apto para sostener la totalidad de la carga en caso de que se caiga la presión en el circuito hidráulico por cualquier circunstancia, en ese caso la válvula de frenado entra en acción, deteniendo los motores y evitando el desbocamiento de la carga al dejarla casi estática, permitiendo una caída imperceptible, por lo cual el sistema de bloqueo termina por sostener la totalidad del peso.

**Figura 38. Cargas sobre sistema de bloqueo.**



Donde la fuerza de tensión en el cable  $T=1650 \text{ [N]}$ ,  $Fr$  es la fuerza de fricción entre la superficie de frenado y el tubo unido al tambor y  $N$  es la fuerza normal producida por el resorte interno en el pistón.

La fuerza de fricción  $Fr$  debe ser igual o superior a la fuerza de tensión del cable sobre el tambor.

$$T = Fr \quad (42)$$

$$Fr = N \cdot \mu \quad (43)$$

El coeficiente de fricción entre el polímero del cual está hecha la superficie de frenado y el acero es de 3 (ANEXO F), por tanto, la fuerza normal que debe ejercer el resorte para el bloqueo es de:

$$N=550 \text{ [N]}$$

Teniendo la fuerza necesaria para establecer el bloqueo en el sistema se realiza el diseño del resorte necesario según NORTON<sup>18</sup>. El diseño de un resorte es proceso

---

<sup>18</sup> NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 1048 p.

repetitivo que se lleva a cabo hasta encontrar los requerimientos necesarios. En el diseño de este resorte se tiene una restricción, la cual consiste en que el resorte debe adecuarse a las dimensiones establecidas por el pistón de trabajo.

En el diseño del resorte se empieza suponiendo el diámetro de hilo,  $d$ , la selección de este diámetro debe analizarse con precaución, ya que esta, es multiplicada por el índice del resorte,  $C$ , (el cual debe estar 4 y 12) y da como resultado el diámetro medio del resorte,  $D$ , que, al ser sumado al diámetro de hilo, debe ser menor de 38 mm que es el diámetro interno de pistón. Con el diámetro de hilo, el índice de resorte, la fuerza máxima,  $F_{max}$ , y la fuerza de precarga,  $F_{pre}$ , se puede calcular el factor de cortante directo,  $K_s$  y el esfuerzo cortante,  $\tau$ .

Después del cálculo anterior se determina la resistencia ultima a la tensión  $S_{ut}$ , la cual depende del diámetro de hilo y de las constantes  $A$  y  $b$  que son obtenidas de la tabla de materiales para resortes<sup>19</sup>. Luego se calcula la resistencia a la fluencia por torsión,  $S_{ys}$ , con la cual se determina el factor de seguridad por fluencia,  $N_s$ , si el factor de seguridad muy pequeño se debe recalcular variando el diámetro de hilo o cambiando el material de fabricación. Posteriormente se debe calcular la constante de resortes,  $K$ , el número de espiras activas,  $N_a$ , el número total de espiras,  $N_t$ , la altura de cierre,  $L_s$ , y por último la longitud libre,  $L_f$ . Pero la sumatoria de la altura sólida,  $L_s$ , más la altura de choque,  $Y_c$ , más la deflexión de trabajo,  $Y$ , están limitadas a una longitud de 55 mm ya que este es el recorrido libre que tiene el pistón.

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo del resorte son las siguientes:

$$D = C * d \quad (44)$$

---

<sup>19</sup> Ibíd.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (45)$$

$$\tau = K_s * \frac{8 * F_{\max} * D}{\pi * d^3} \quad (46)$$

$$S_{ut} = A * d^b \quad (47)$$

$$S_{ys} = 0.65 * S_{ut} \quad (48)$$

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (49)$$

$$55 = Y + Y_c + L_s \quad (50)$$

$$K = \frac{F_{\max} - F_{pre}}{Y} \quad (51)$$

$$N_a = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * K} \quad (52)$$

$$N_t = N_a + 2 \quad (53)$$

$$L_s = d * N_t \quad (54)$$

$$Y_i = \frac{F_{pre}}{K} \quad (55)$$

$$Y_c = 0.15 * Y \quad (56)$$

$$L_f = Y + Y_i + Y_c + L_s \quad (57)$$

Resolviendo las anteriores ecuaciones se obtiene que el resorte que se adecua a los requerimientos tiene las siguientes especificaciones:

Nt=7

Na=5

d=6.35 mm

D=30 mm

Lf=60 mm

K=112 Kg/cm

## 6.9 ANÁLISIS ESTRUCTURAL EN ANSYS

**Figura 39. Deformación total en plataforma**

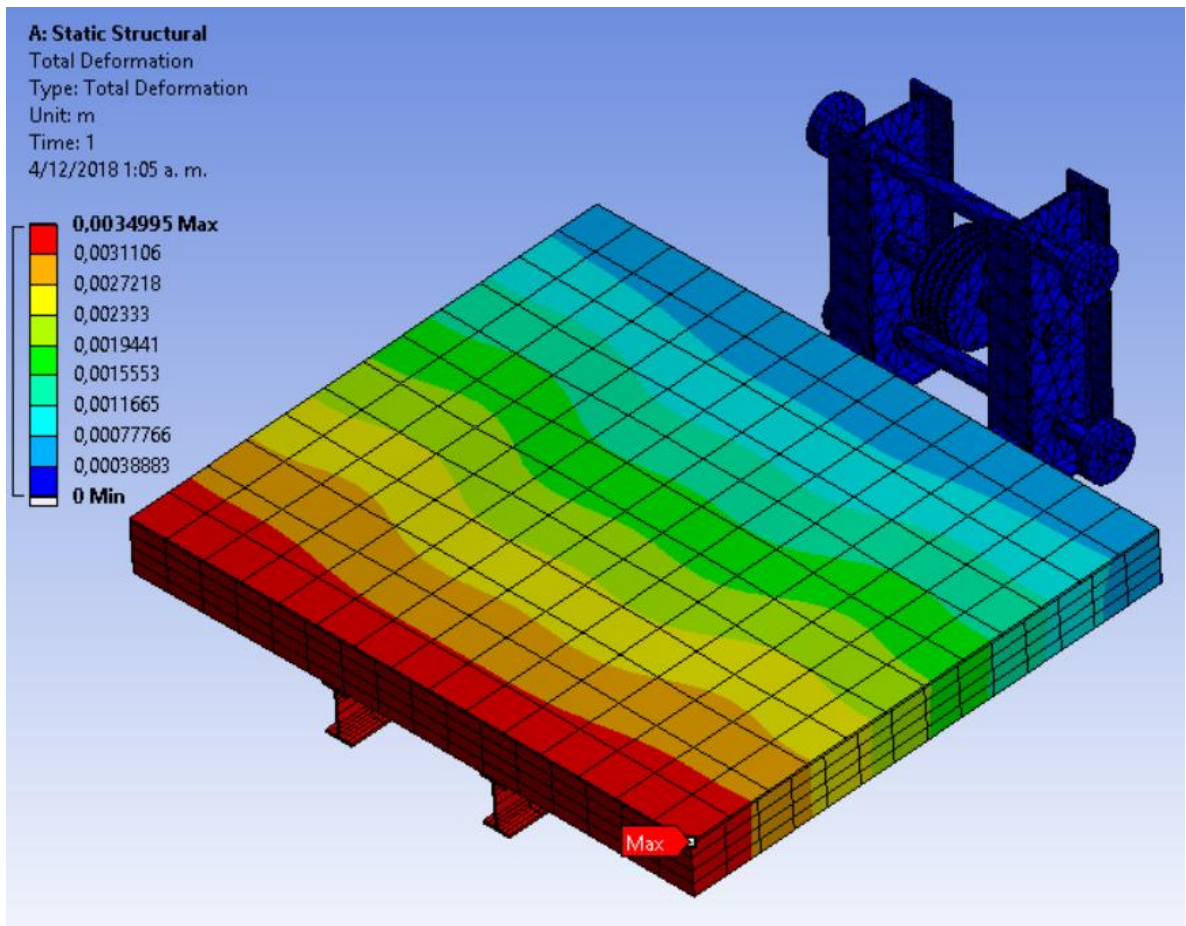


Figura 40. Esfuerzos sobre plataforma

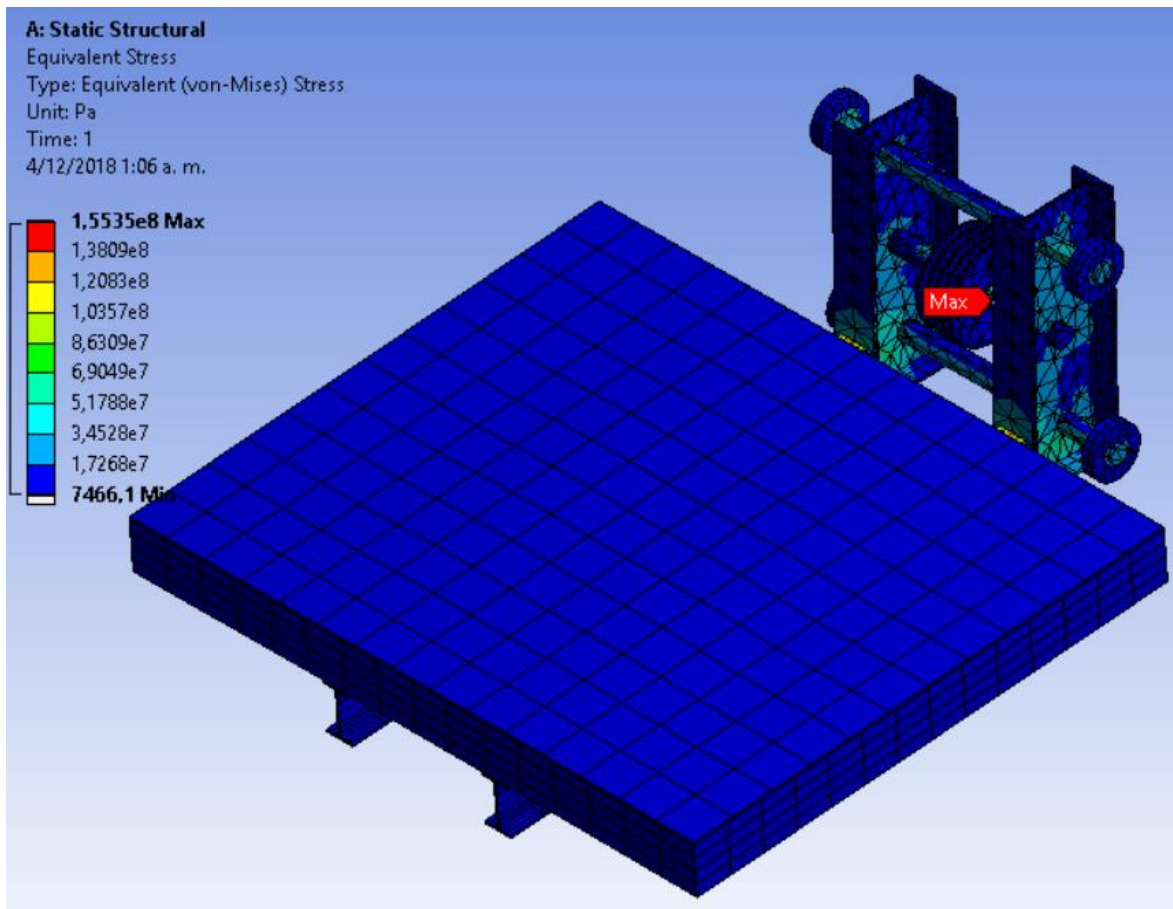


Figura 41. Deformación total en columnas

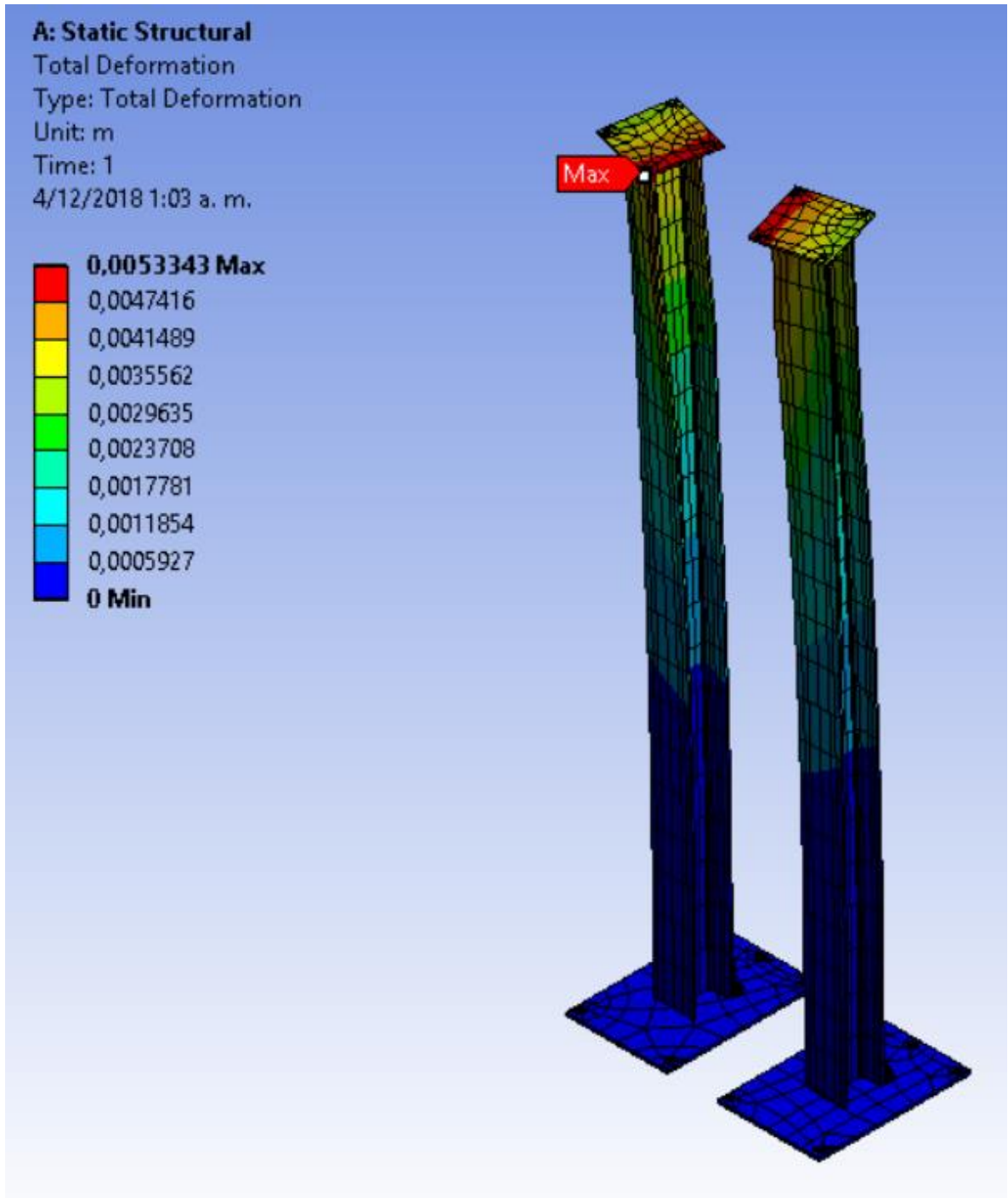


Figura 42. Esfuerzos sobre columnas

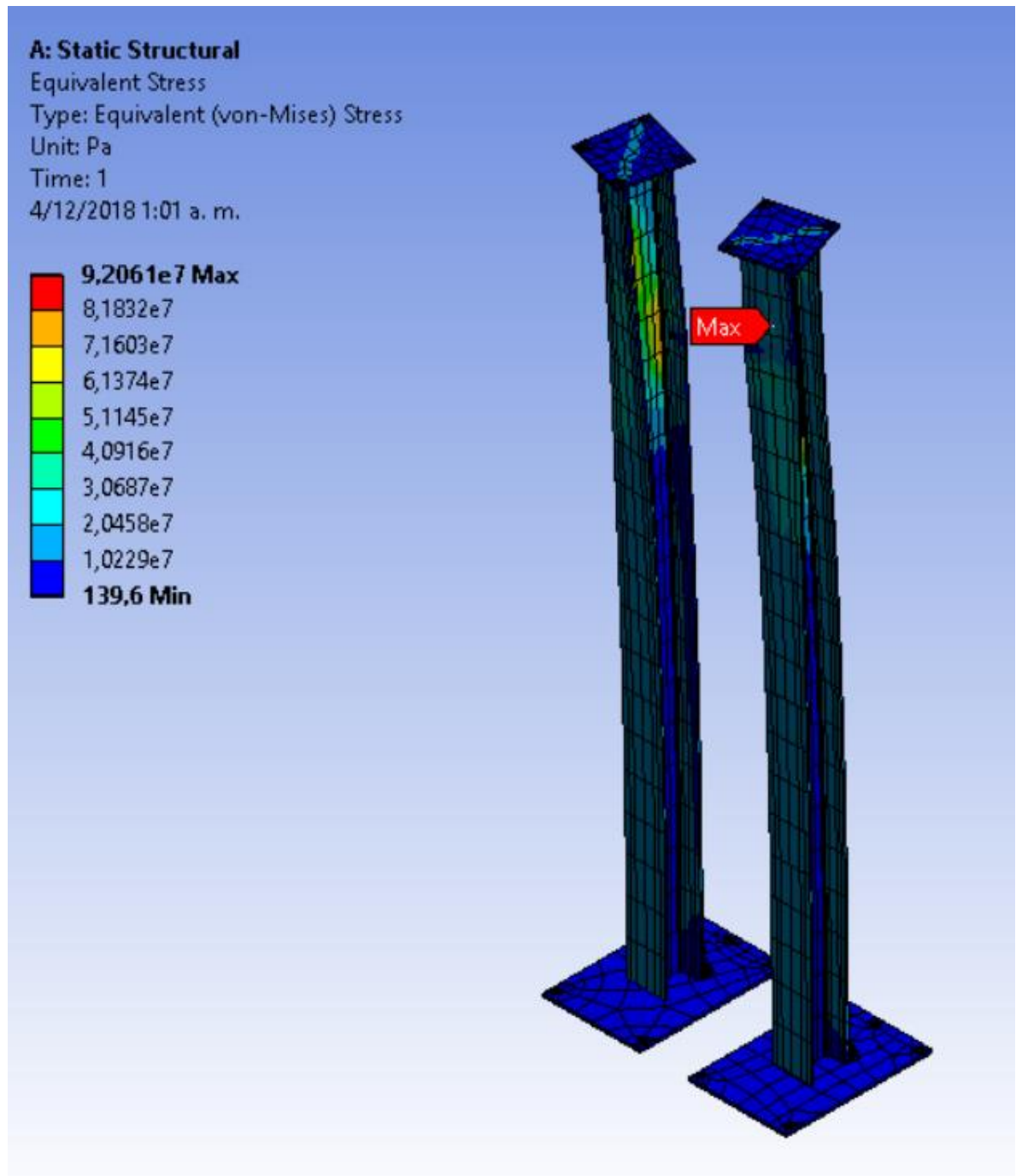


Figura 43. Deformación total en eje superior

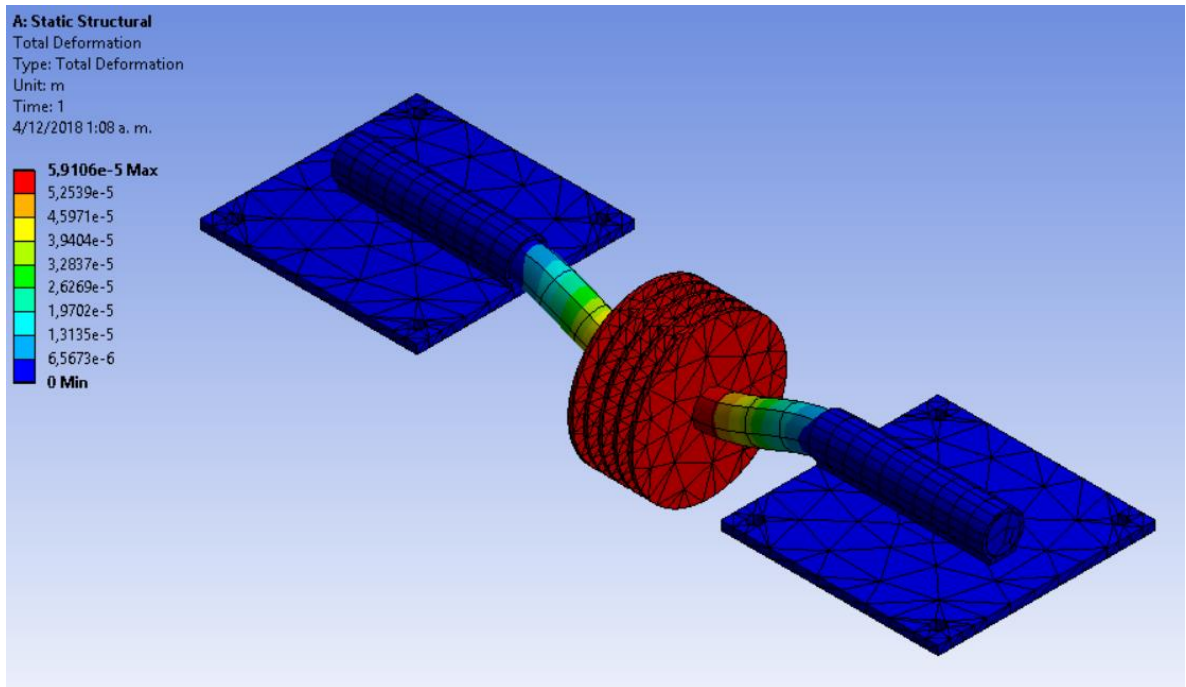
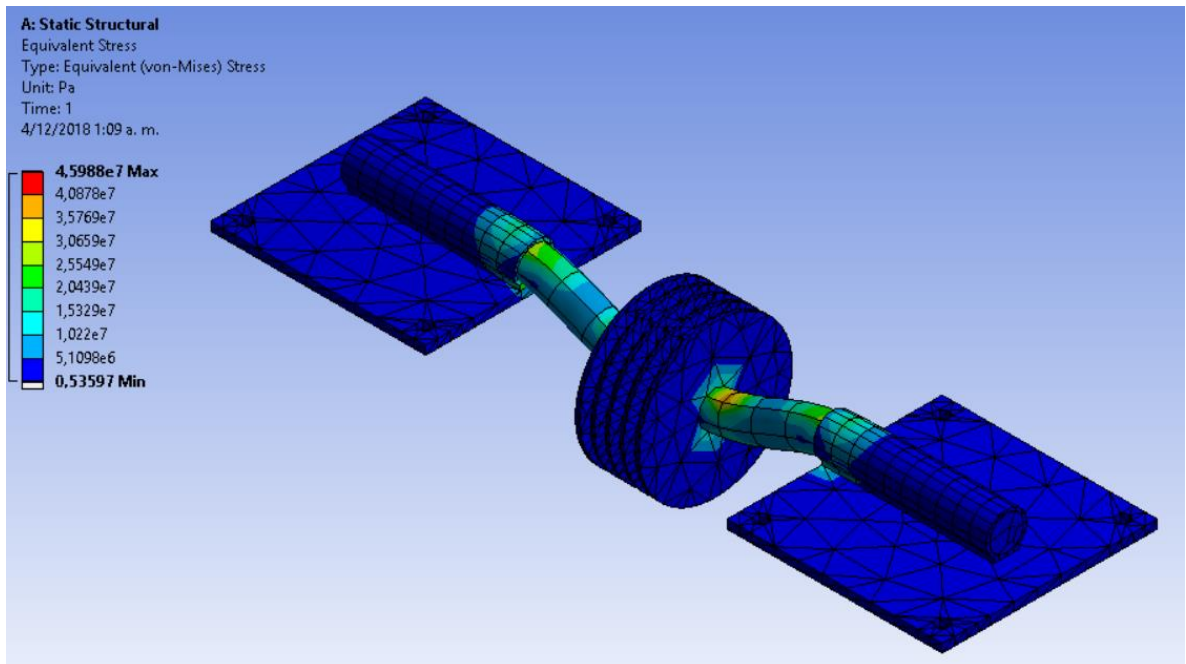




Figura 44. Esfuerzos eje superior



## 7. MANUAL DE PRÁCTICA DE LAORATORIO

	LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	FECHA:	HOJA N° 1/3
			FASE N° 4
MANUAL DE PROCEDIMIENTO		GRUPO:	
ELABORÓ:		REVISÓ:	
TÍTULO: MOTORES EN SERIE Y PARALELO			
<p><b>1. Objetivos</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Comprender el circuito hidráulico necesario para configurar los motores hidráulicos en serie y paralelo</li> <li>• Observar el comportamiento de los motores hidráulicos en serie y paralelo</li> <li>• Entender los pro y contras de cada configuración</li> </ul> <p><b>2. Materiales</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Elevador hidráulico de plataforma en voladizo</li> <li>• Cronometro</li> <li>• Manómetro de 3000 Psi</li> </ul> <p><b>3. Procedimiento</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Verifique el montaje indicado en la figura</li> <li>• Conecte la maquina</li> <li>• Asegúrese que el bombillo del primer nivel de presión se encuentre apagado. De no encontrarse apagado, apáguelo con el debido interruptor.</li> <li>• Prenda la maquina en nivel de venteo</li> <li>• Introduzca la carga de trabajo en la plataforma.</li> <li>• Antes de realizar cualquier operación asegúrese que no haya personas que puedan ser afectadas por el recorrido de la plataforma. En caso de emergencia presione el botón de parada de emergencia.</li> </ul>			

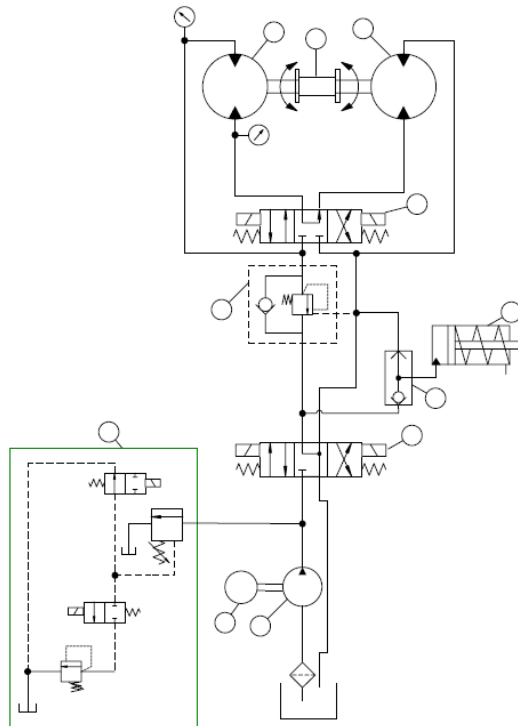
	<p style="text-align: center;">LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</p>	FECHA:	HOJA N° 2/3
		FASE N° 4	
MANUAL DE PROCEDIMIENTO		GRUPO:	
<b>TITULO: MOTORES EN SERIE Y PARALELO</b>			
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Encienda el primer nivel de presión.</li> <li>• De la orden de operación deseada por medio de los pulsadores. Cerciórese de dar la dirección correcta. (En caso de accionar la dirección incorrecta presione el botón de emergencia)</li> <li>• Permita que la plataforma se desplace en la dirección deseada</li> <li>• Tome las presiones y los tiempos para tres operaciones en serie y paralelo (Recuerde que para configuración en serie la carga se debe disminuir)</li> <li>• Al terminar la práctica de laboratorio, deje la plataforma en el suelo y asegúrese de apagar el nivel de presión para dejar la maquina en venteo.</li> <li>• Apague la bomba</li> <li>• Desconecte la máquina de la fuente eléctrica.</li> </ul> <p><b>4. Preguntas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Tipo de bomba de transmisión _____ Fabricante _____ Desplazamiento volumétrico _____.</li> <li>• Tipo de motor de transmisión _____ Fabricante _____ Capacidad volumétrica _____.</li> </ul>			



### 5. Tabla de datos

Prueba	Carga Total (N)	Tiempo de ascenso (s)	Presión (Psi)
1			
2			
3			

Figura 45. Montaje Hidráulico



## 8. PRUEBAS

Las pruebas consisten en evaluar el comportamiento del elevador a la carga máxima de diseño. Tomando los datos de tiempo de ascenso, velocidad de operación y presión, para luego compararlos con los valores teóricos. El estudio se realiza tanto para la configuración en serie como en paralelo.

La velocidad teórica se obtiene de la siguiente manera:

$$W = rpm * \frac{\pi}{30}$$

$$V(m/s) = W * r$$

Donde para el sistema en paralelo se tienen 109 revoluciones por minuto y para el sistema en serie se tienen 227.5 rpm. El radio medio, r, es igual a 0.134 m con lo cual se obtiene

$$V_{Paralelo}(m/s) = 0.19 \qquad V_{Serie}(m/s) = 0.4$$

**Tabla 1. Pruebas del elevador en paralelo**

MOTORES EN PARALELO						
	Datos experimentales				Datos teoricos	
	CARGA (N)	PRESION(Psi)	t(s)	V(m/s)	CARGA (N)	V(m/s)
	9000	2200	15.62	0.147	10000	0.19
	9000	2200	15.45	0.148	10000	0.19
	9000	2200	15.78	0.146	10000	0.19
PROMEDIO	9000	2200	15.61	0.147	10000	0.19

**Tabla 2. Pruebas del elevador en serie**

MOTORES EN SERIE						
	Datos experimentales				Datos teóricos	
	CARGA	PRESION(Psi)	t(s)	V(m/s)	CARGA	V(m/s)
	4500	2200	7.84	0.293	5000	0.4
	4500	2200	7.92	0.290	5000	0.4
	4500	2200	7.89	0.292	5000	0.4
PROMEDIO	4500	2200	7.88	0.292	5000	0.4

Con los datos reales obtenidos en las pruebas se calcula la eficiencia mecánica de sistemas de ganancia.

$$N_T = \frac{F * V}{P * Q}$$

$$N_T = \frac{9(KN) * 0.147(m / s) * 600}{151(Bar) * 12.3(lpm)}$$

$$N_T = 0.43 = 43\%$$

Donde  $N_T$  es la eficiencia total del sistema,  $F$  es la carga de elevación,  $V$  es la velocidad experimental de la plataforma,  $P$  es la presión de operación de la bomba y  $Q$  es el caudal de operación de la bomba.

Teniendo el valor de la eficiencia total, se lleva a cabo el calculan de la eficiencia del motor y la eficiencia por manifold y mangueras.

$$N_{Motores} = \frac{T * W}{P * Q}$$

Donde  $N_{Motores}$  es la eficiencia del sistema de ganancia, T es el torque de salida del motor, W es la velocidad angular del motor, P es la presión de entrada al motor y Q es el caudal de entrada a motor.

$$N_{Motores} = \frac{0.154(KN.m) * 14(rad / s) * 600}{124(Bar) * 15.14(lpm)}$$

$$N_{Motores} = 0.69$$

La eficiencia de manifold y mangueras,  $N_M$ , es obtenida de datos experimentales del proyecto de BARRIOS<sup>20</sup> donde se encuentra que existe una pérdida de 100 psi operando a 1400 psi con lo cual,

$$N_M = \frac{P_{Salida}}{P_{Entrada}}$$

$$N_M = \frac{1300(psi)}{1400(psi)}$$

$$N_M = 0.93 = 93\%$$

Finalmente se puede encontrar la eficiencia mecánica del polipasto resolviendo la siguiente ecuación.

$$N_T = N_M * N_{Motores} * N_{Polipasto}$$

---

<sup>20</sup> BARRIOS J., DURÁN H. Diseño y construcción de un manifold para la plataforma en voladizo para el laboratorio de potencia fluida (segunda fase). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2011, 130 p.

$$N_{Polipasto} = \frac{N_T}{N_M * N_{Motores}}$$

$$N_{Polipasto} = \frac{0.43}{0.69 * 0.93}$$

$$N_{Polipasto} = 0.67 = 67\%$$

## 9. CONCLUSIONES

- Se logró la construcción de un banco de laboratorio que permite la visualización del funcionamiento de motores configurados en serie y paralelo, con sus respectivas ventajas y desventajas.
- La etapa de diseño en un proyecto de diseño y construcción está sujeta a constantes cambios a medida que se van evidenciando ventajas y desventajas de las diferentes alternativas de diseño, tomando relevancia la alternativa más óptima según las consideraciones del diseñador, por tanto, un diseño siempre puede mejorarse.
- El presente proyecto de diseño y construcción permitió palpar de forma cercana la repercusión económica que tienen las decisiones tomadas en el campo de la ingeniería, y la relevancia de este aspecto frente a otras consideraciones para tomar una decisión según lo requiera el proyecto.

## BIBLIOGRAFÍA

BARRIOS J., DURÁN H. Diseño y construcción de un manifold para la plataforma en voladizo para el laboratorio de potencia fluida (segunda fase). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2011, 130 p.

ESCORCIA A., GONZALEZRUBIO L. Diseño y construcción de un modelo de elevador de plataforma accionado por motores oleohidráulicos, para el laboratorio de potencia fluida. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2008, 152 p.

FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa, 1998. 802 p.

HELLMUT E. Aparatos de Elevación y Transporte. Barcelona: Blume, 1970, 333 p.

MIRAVETE A., LARRODÈ E. Elevadores: Principios e innovaciones. Barcelona: Revertè. 2007. 467 p.

MORENO, Armando. y ORTEGA, Carlos R. Diseño y construcción de un manifold de control para la plataforma en voladizo del laboratorio de sistemas oleoneumáticos (potencia fluida). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2010, 144 p.

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 1048 p.

POSSO R. MANEJO Y TRANSPORTE DE MATERIALES. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 1984, 132 p.

ROJAS, Hernán. Diseño de máquinas II. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 1992. v.1, Modulo 3.

SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry. Manual de diseño mecánico. 4 ed. México: McGraw-Hill, 1989. Tomo 4, 246 p.