

**UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**TESIS**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PLATAFORMA  
SEMIAUTOMÁTICA PARA LEVANTAR ESTRUCTURAS  
METÁLICAS HASTA 500KG EN EL TALLER DE LA  
EMPRESA CEO DON BOSCO S.A, CERCADO, AREQUIPA,  
2017**

**PRESENTADO POR EL BACHILLER  
CHRISTIAN ROJAS ACHULLE  
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL  
DE INGENIERO MECÁNICO**

**AREQUIPA – PERÚ  
2017**

A Dios por guiar mis pasos con sabiduría, ejemplos y tranquilidad sabiendo tomar decisiones importantes en los momentos más complicados de mi vida.

A mi familia quienes siempre me apoyaron y permanecieron cerca para alentarme en lo bueno logrando así educarme intelectualmente con sus virtudes y responsabilidades.

A la Universidad Alas Peruanas, que a través de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura , en especial a la carrera de Ingeniería Mecánica y el espíritu salesiano, hicieron de mi *“buenos cristianos y honrados ciudadanos”*.

A la empresa DON BOSCO, empresa dedicada al comercio y fabricación de insumos y mantenimiento para mina e industrial, me motivó con la idea del proyecto para poder realizarme profesionalmente.

A la empresa a la cual represento, ya que si no fuera por su paciencia, conocimiento y estrategias no hubiera logrado alcanzar este sueño que un día de niño dibuje.

A los catedráticos de la Universidad Alas Peruanas y con quienes he compartido experiencias y enseñanzas académicas mediante su vocación de maestros que son únicas y de las cuales uno jamás se podrá olvidar.

## **RESUMEN**

El desarrollo de la presente investigación tiene como único objetivo, cubrir la necesidad de la empresa CEO DON BOSCO con respecto a cambiar todos los instrumentos rudimentarios y obsoletos que se empleaban para el mantenimiento y fabricación de las estructuras metálicas por una plataforma hidráulica para trabajar en altura limitada con la función de levantar carga mediante un mecanismo de tijeras y un sistema de accionamiento hidráulico.

En el primer capítulo presentamos los objetivos, alcance e inmediatamente se detallan los parámetros del diseño que la empresa requiere, tales como capacidad de carga, altura máxima, entre otros.

Proseguimos con el análisis de alternativas en los cuales se presenta los diferentes sistemas planteados con una matriz de decisión.

Con la mejor alternativa se diseñaron la plataforma con una síntesis gráfica del sistema, la estructura y verificación con software especializado y el sistema de accionamiento.

## **ABSTRACT**

The development of this research has as sole objective, to cover the need of the company CEO DON BOSCO with respect to change all the rudimentary and obsolete instruments that were used for the maintenance and manufacture of the metallic structures by a hydraulic platform to work in height Limited by the lifting function by means of a scissor mechanism and a hydraulic drive system.

In the first chapter we present the objectives, scope and immediately we detail the design parameters that the company requires, such as load capacity, maximum height, among others.

We proceed with the analysis of alternatives in which the different systems presented with a decision matrix are presented.

With the best alternative, the platform was designed with a graphical system synthesis, structure and verification with specialized software and the drive system.

## ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	
AGRADECIMIENTO .....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
RESUMEN.....	iv
ABSTRACT .....	v
ÍNDICE GENERAL .....	vi
INDICE DE FIGURAS.....	x
INDICE DE TABLAS .....	xiii

### CAPÍTULO I

#### PLANTEAMIENTO METODOLÓGICO

1.1. Planteamiento del problema .....	1
1.2. Justificación.....	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo general .....	2
1.3.2. Objetivos específicos.....	3
1.4. Alcance .....	3
1.5. Hipótesis .....	4
1.5.1. Hipótesis general .....	4
1.5.2. Hipótesis específicas .....	4
1.6. Variables.....	4
1.6.1. Variable Independiente.....	4
1.6.2. Variable Dependiente .....	4

### CAPÍTULO II

#### MARCO TEORICO

2.1. Definición de plataforma.....	5
2.2. Clasificación .....	5
2.2.1. Plataformas Eléctricas .....	6
2.2.2. Plataformas Hidráulicas.....	6
2.3. Tipos de plataformas .....	7
2.3.1. Forma de “E” o de “U” .....	7
2.3.2. Forma plana .....	7
2.3.3. Plataformas tándem .....	7

2.3.4. Plataformas de simple tijera.....	8
2.3.5. Plataforma de doble o triple tijera.....	8
2.4. Opciones de plataforma superior.....	9
2.4.1. En forma plana.....	9
2.4.2. Con plato giratorio.....	9
2.4.3. Con volcador.....	10
2.5. Aplicaciones.....	10
2.5.1. Muelles de carga.....	10
2.5.2. Facilitar los trabajos a diferentes alturas.....	11
2.5.3. Líneas de producción.....	11
2.5.4. Prevenir desniveles.....	11
2.6. Plataforma del tractor #59.....	11
2.6.1 Tipos de plataforma según tractor.....	12
2.6.2. Fabricación de la plataforma del tractor #59.....	12
2.6.3. Montaje de la plataforma del tractor #58.....	13
2.7. Rodamientos.....	14
2.7.1. Clasificación de los rodamientos.....	14
2.7.1.1. Rodamientos para cargas radiales.....	14
2.7.1.2. Rodamientos para cargas axiales.....	15
2.7.1.3. Rodamientos rígidos de bolas.....	15
2.7.1.4. Rodamientos radiales de agujas.....	16
2.7.2. Selección de rodamientos.....	16
2.7.3. Designación de rodamientos.....	17
2.8. Sistema hidráulico.....	18
2.8.1. Cálculo de cilindro hidráulico.....	18
2.8.1.1. Fuerza del émbolo.....	18
2.8.1.2. Longitud de carrera.....	19
2.8.1.3. Velocidad del émbolo.....	19
2.8.1.4. Fijaciones.....	20
2.8.1.5. Aplicaciones de los cilindros hidráulicos.....	21
2.8.2. Bombas hidráulicas.....	22
2.8.2.1. Características de las bombas.....	23
2.8.2.2. Parámetros para la selección de una bomba.....	24
2.8.2.3. Tipos de bombas.....	27

2.8.2.4. Ventajas del sistema hidráulico .....	27
2.8.2.5. Desventajas del sistema hidráulico .....	27
2.9. Resistencia de materiales .....	28
2.9.1. Diagrama del esfuerzo deformación del acero .....	29
2.9.2. Ley de Hooke .....	30
2.9.3. El acero .....	32
2.9.3.1. Perfiles estructurales de acero .....	32
2.9.3.1.1. Ángulo del acero (Perfiles en “L”) .....	32
2.9.3.1.2. Canales américas estándar (Perfiles en “C”) .....	33
2.9.3.1.3. Perfiles de patin ancho (Perfiles “W”) .....	34
2.9.3.1.4. Tubería estructural (cuadrada y rectangular) .....	35
2.10. Placas planas .....	36
2.11. Ergonomía .....	38
2.11.1. El puesto de trabajo .....	39
2.11.2. Causas de los problemas .....	39
2.11.3. Principios básicos para el diseño del puesto de trabajo .....	39
2.11.4. El puesto de trabajo para trabajar de pie .....	41

### **CAPÍTULO III**

#### **ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS**

3.1. Mecanismos hidráulicos .....	44
3.2. Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijeras .....	50
3.3. Alternativa 2: Mecanismo manual tipo garrucha .....	51
3.4. Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna .....	52
3.5. Análisis .....	53

### **CAPÍTULO IV**

#### **DISEÑO DE LA PLATAFORMA**

4.1. Dimensiones del puesto de trabajo .....	56
4.2. Dimensionamiento de la altura óptima .....	58
4.3. Diseño de las tijeras .....	66
4.3.1 Caso 1: Para $\alpha = 0^\circ$ .....	66
4.3.2. Caso 2: Para $\alpha = 45^\circ$ .....	67
4.4. Diseño del eje superior .....	75

4.5. Simulación de la base inferior .....	84
4.6. Simulación de la mesa superior .....	88
4.7. Simulación de la mesa redonda .....	91

## **CAPITULO V**

### **CALCULO DE COSTOS**

5.1. Según los materiales .....	95
5.2. Según las máquinas y herramientas .....	96
5.3. Según el diseño .....	96
5.4 Cálculos del VAN y TIR .....	96
CONCLUSIONES .....	98
RECOMENDACIONES .....	99
BIBLIOGRAFÍA .....	100
GLOSARIO .....	102
ANEXOS .....	106

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Forma de E o de U .....	7
Figura 2. Forma plana .....	7
Figura 3. Plataformas tándem.....	8
Figura 4. De simple tijera .....	8
Figura 5. De doble o triple tijera.....	9
Figura 6. En forma plana.....	9
Figura 7. Con plato giratorio .....	10
Figura 8. Con plato volcador .....	10
Figura 9. Plataforma de tractor #58 .....	12
Figura 10. Rodamiento para carga radial .....	14
Figura 11. Rodamiento para carga axial .....	15
Figura 12. Rodamiento rígido de bolas.....	15
Figura 13. Rodamiento radial de agujas.....	16
Figura 14. Selección de cilindros hidráulicos .....	21
Figura 15. Diagrama Esfuerzo Deformación .....	29
Figura 16. Módulo de elasticidad de diferentes metales .....	31
Figura 17. Perfiles en “L” .....	33
Figura 18. Perfiles en “C” .....	34
Figura 19. Perfiles en “W” .....	35
Figura 20. Tubería estructural .....	35
Figura 21. Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijera .....	45
Figura 22. Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna.....	49
3) Figura 23. Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijera .....	50
Figura 24. Alternativa 2: Mecanismo manual tipo garrucha.....	51

Figura 25. Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna.....	52
Figura 26. Altura de trabajo en posición de pie (hombres).....	57
Figura 27. Todo puesto de trabajo debe contemplar la libertad de acción de los pies (Según Schulte).....	57
Figura 28. Prototipo de la plataforma .....	58
Figura 29. Variación de la fuerza del pistón .....	62
Figura 30. Variación de la reacción vertical .....	63
Figura 31. Cilindro hidráulico seleccionado .....	64
Figura 32. Catálogo del cilindro seleccionado .....	65
Figura 33. Fuerza repartida por el pistón .....	66
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre tijera para $\alpha = 0^\circ$ .....	66
Figura 35. Diagrama de reacción y momento flector máximo para $\alpha = 0^\circ$ (MDSolids 3.1).....	67
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre tijera para $\alpha = 45^\circ$ .....	67
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre descompuesto para $\alpha = 45^\circ$ .....	68
Figura 38. Diagrama de reacción y momento flector máximo para $\alpha = 45^\circ$ (MDSolids 3.1) .....	69
Figura 39. Calculo de inercia del brazo .....	72
Figura 40. Cálculo del brazo con cargas .....	73
Figura 41. Deflexión del brazo .....	74
Figura 42. Factor de seguridad del brazo .....	74
Figura 43. Diseño del eje superior .....	75
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eje superior.....	75
Figura 45. Momento flector del eje superior.....	75
Figura 46. Deflexión del eje superior .....	76

Figura 47. Resultados del eje superior .....	76
Figura 48. Inercia del eje superior 1 .....	78
Figura 49. Momento flector y deflexiones del eje superior 1 .....	79
Figura 50. Resultados del eje superior 1 .....	79
Figura 51. Inercia del eje superior 2 .....	80
Figura 52. Momento flector y deflexiones del eje superior 2 .....	80
Figura 53. Resultados del eje superior 2 .....	81
Figura 54. Eje superior con carga.....	81
Figura 55. Desplazamiento del eje superior .....	82
Figura 56. Factor de seguridad del eje superior .....	82
Figura 57. Base inferior con carga.....	84
Figura 58. Desplazamiento de la base inferior .....	85
Figura 59. Factor de seguridad de la base inferior.....	85
Figura 60. Mesa superior con carga.....	88
Figura 61. Desplazamiento de la mesa superior .....	88
Figura 62. Factor de seguridad de la mesa superior .....	89
Figura 63. Mesa redonda con carga .....	91
Figura 64. Desplazamiento de la mesa redonda .....	91
Figura 65. Factor de seguridad de la mesa redonda.....	92

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Análisis de alternativas.....	54
Tabla 2. Analizando a diferentes ángulos .....	62
Tabla 3. Analizando a diferentes ángulos .....	63
Tabla 4. Módulo de sección seleccionado.....	71
Tabla 5. Deflexión de la viga (apoyos simples: carga central).....	77
Tabla 6. Modulo de la sección del eje.....	78
Tabla 7. Especificaciones técnicas del eje superior.....	83
Tabla 8. Resultados del eje superior .....	83
Tabla 9. Especificaciones técnicas de la base inferior.....	86
Tabla 10. Resultados de la base inferior .....	87
Tabla 11. Especificaciones técnicas de la mesa superior.....	89
Tabla 12. Resultados de la mesa superior .....	90
Tabla 13. Especificaciones técnicas de la mesa redonda.....	92
Tabla 14. Resultados de la mesa redonda .....	93
Tabla 15. Resultados según materiales .....	95
Tabla 16. Resultados según maquinas herramientas .....	96

## **CAPÍTULO I**

### **PLANTEAMIENTO METODOLÓGICO**

#### **1.1. Planteamiento del problema**

El CEO DON BOSCO es un centro de formación profesional, en el área de metal mecánica que tiene talleres para reparación y mantenimiento. La falta de equipos e implementos apropiados para levantar, transportar y dar mantenimiento en los talleres del CEO. DON BOSCO, Arequipa; ha traído como resultado que los operarios usen tecles, cabos, cadenas y maderas para apoyar en un lugar estable estas plataformas para Caterpillar y poder realizar el trabajo de fabricación de partes, autopartes y equipos que requieren un servicio especializado en soldadura y mecanizados que sirven a la pequeña y gran industria.

Esto origina pérdida de tiempo, esfuerzo físico, lesiones e incluso accidentes al momento de realizar dichas actividades; razón por la cual es necesario diseñar esta plataforma móvil bajo estrictas normas de seguridad como la protección de

elementos (conexiones hidráulicas y eléctricas), calidad (presentación, dimensiones y cálculos) y operación (que sea de fácil manejo y ocupe menos espacio).

## **1.2. Justificación**

La falta de equipos apropiados para el traslado, movimiento y levantamiento de las estructuras que serán motivo de reparación y mantenimiento constituye una deficiencia que hace poco probable un trabajo térmico y especializado. En la actualidad los bancos de madera, cabos, tecles y hasta los mismos brazos hidráulicos de los equipos camineros como son las cargadoras, excavadoras, retroexcavadoras, etc. Son mecanismos caseros para facilitar trabajos de levantamiento, transportación y descarga de las estructuras metálicas pero no cumplen con todos los requerimientos técnicos. Existe un gran riesgo laboral, que dicho peso caiga al vacío causando serios daños tanto humanos como pérdidas de insumos, tiempo y dinero para una nueva fabricación o mantenimiento de las estructuras y/o demás accesorios de Caterpillar; por tanto se requiere disponer de una plataforma de estructura metálica que sirva para los trabajos previos que se realizarán en el taller de las partes y autopartes solicitados al taller por los clientes (que en la fecha no existe en el taller).

Por ello se justifica el desarrollo de un diseño de mecanismo que tenga todas las exigencias antes expuestas, con la ventaja que satisfaga las necesidades de los técnicos para que el proyecto mencionado sea puesto en práctica, sea más seguro y que contenga todos los implementos que se necesita al momento de realizar el trabajo y en el menor tiempo.

## **1.3. Objetivos**

### **1.3.1. Objetivo general**

- Diseñar una plataforma semiautomática para levantar estructuras metálicas, e instalar en los talleres del CEO DON BOSCO, AREQUIPA.

### 1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar una plataforma semiautomática accionada por un pistón hidráulico.
- Simular utilizando un Software CAD autodesk Inventor las partes y accesorios componentes en el diseño de la plataforma.
- Implementar un sistema técnico de control de calidad del diseño de la plataforma semiautomática que garantice su ejecución.

### 1.4. Alcance

- La plataforma soportará una carga máxima de 500 kg por medio de un sistema hidráulico que al mismo tiempo permita controlar la carga a una altura variable y de límite máximo de 1 metro.
- La mesa superior tendrá un movimiento de rotación total de 360 grados sobre su propio eje.
- La plataforma tendrá un depósito de almacenamiento de líquidos, por ejemplo, gasolina o diesel para realizar la lubricación, refrigeración y/o limpieza de las estructuras metálicas.
- Los materiales correspondientes a los elementos mecánicos que componen la plataforma serán diseñados y seleccionados mediante cálculo y dimensionamiento.
- Diseño del cilindro hidráulico y accesorios de suministro que componen el sistema hidráulico para seleccionar la bomba hidráulica de acuerdo a los datos obtenidos.
- Elaboración de planos en conjunto y despiece de los componentes de la plataforma con el manual de operación y mantenimiento.
- Presupuesto de los mecanismos e instrumentación necesaria para el diseño de la plataforma según requerimientos obtenidos.

## **1.5. Hipótesis**

### **1.5.1. Hipótesis general**

El diseño de una plataforma semiautomática accionada por un pistón hidráulico, satisfará la disposición de una plataforma real con capacidad de levantar hasta 500 Kg e instalaciones de los talleres del CEO DON BOSCO, AREQUIPA.

### **1.5.2. Hipótesis específicas**

Las estructuras y sus elementos se encuentran en un ambiente en el cual sufren constantes maltratos.

El personal a cargo de la fabricación y mantenimiento se encuentra expuesto a sufrir grandes lesiones físicas por el esfuerzo que realizan en esta actividad.

Se necesita demasiado personal para realizar el transporte de las estructuras retrasando otros trabajos pendientes en el taller.

## **1.6. Variables**

**1.6.1. Variable Independiente:** Diseño

**1.6.2. Variable Dependiente:** La instalación de la plataforma

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEORICO**

#### **2.1. Definición de plataforma**

Una plataforma o elevador es un sistema de transporte vertical diseñado para movilizar personas o bienes entre diferentes alturas. Puede ser utilizado ya sea para ascender o descender. Se conforma con partes mecánicas, eléctricas y electrónicas que funcionan conjuntamente para lograr un medio seguro de movilidad. Se instalan fundamentalmente dos tipos, el ascensor electromecánico y el ascensor hidráulico, más propiamente llamado oleodinámico.

#### **2.2. Clasificación**

- Plataformas eléctricas
  
- Plataformas hidráulicas

### **2.2.1. Plataformas Eléctricas**

Se denomina así al sistema en suspensión compuesto por un lado una cabina, y por el otro un contrapeso, a los cuales se les da un movimiento vertical mediante un motor eléctrico. Todo ello funciona con un sistema de guías verticales y consta de elementos de seguridad como el amortiguador situado en el foso (parte inferior del hueco de la plataforma) y un limitador de velocidad mecánico, que detecta el exceso de velocidad de la cabina para activar el sistema de paracaídas, que automáticamente detiene el elevador en el caso de que esto ocurra.

### **2.2.2. Plataformas Hidráulicas**

En los elevadores hidráulicos el accionamiento se logra mediante un motor eléctrico acoplado a una bomba, que impulsa aceite a presión por unas válvulas de maniobra y seguridad, desde un depósito a un cilindro, cuyo pistón sostiene y empuja la cabina, para ascender.

En el descenso se deja vaciar el pistón del aceite mediante una válvula con gran pérdida de carga para un deslizamiento. De este modo el elevador oleodinámico solamente consume energía en el ascenso. Por el contrario, la energía consumida en el ascenso es cuatro veces superior a la que consume el elevador electromecánico, por lo que el resultado es que, por término medio, consumen más o menos el doble que éstos.

El grupo impulsor realiza las funciones del grupo tractor de los ascensores eléctricos, y el cilindro con su pistón la conversión de la energía del motor en movimiento. El fluido utilizado como transmisor del movimiento funciona en circuito abierto, por lo que la instalación necesita un depósito de aceite.

La maquinaria y depósito de este tipo de elevador pueden alojarse en cualquier lugar, con lo cual permite más posibilidades para instalar este elevador en lugares con limitación de espacio, son los más seguros, más lentos y los que más energía consumen.

## 2.3. Tipos de plataformas

### 2.3.1. Forma de “E” o de “U”

Se utiliza para elevar cargas o para paletizar mercancías. Gracias a su forma de “E” o de “U” permite colocar o retirar el palé de mercancía mediante la transpaleta.

Figura 1. Forma de E o de U



Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

### 2.3.2. Forma plana

Se utiliza para elevar cargas o para paletizar mercancías sobre una superficie totalmente rectangular; si se requiere el pequeño desnivel de la plataforma, se puede proteger mediante una rampa de acceso.

Figura 2. Forma plana



Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

### 2.3.3. Plataformas tándem

Permiten salvar desniveles para cargas de grandes dimensiones o en una gran superficie. Se eleva una plataforma superior mediante dos tijeras del

mismo tamaño y con un único accionamiento hidráulico. Es una plataforma soportada por varias tijeras del mismo tamaño.

Figura 3. Plataformas tándem



Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

#### **2.3.4. Plataformas de simple tijera**

La plataforma superior permite alojar, en su interior, una tijera para obtener la elevación requerida.

Figura 4. De simple tijera



Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

#### **2.3.5. Plataforma de doble o triple tijera**

Es la plataforma adecuada para salvar grandes desniveles en un reducido espacio y facilita el trabajo en múltiples situaciones:

- En procesos de producción, mejorando la manipulación vertical de cargas, tanto la manual como la automática
- En desniveles de planta

Figura 5. De doble o triple tijera



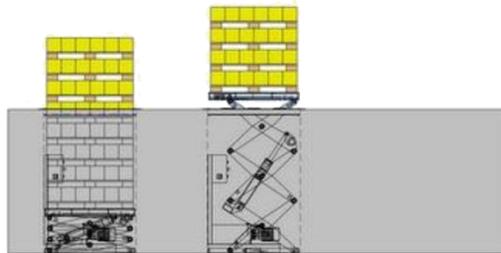
Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

## 2.4. Opciones de plataforma superior

### 2.4.1. En forma plana

La parte superior en forma plana puede construirse en chapa normal o lagrimada (para evitar que la carga se deslice).

Figura 6. En forma plana



Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

### 2.4.2. Con plato giratorio

La parte superior de la plataforma de doble o triple tijera puede incorporar un plato giratorio, lo que permite, mediante un sistema de rodamientos, rotar la carga manualmente de forma sencilla.

Figura 7. Con plato giratorio

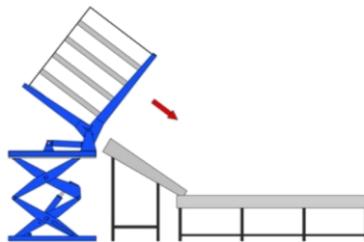


Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

### 2.4.3. Con volcador

La parte superior de la plataforma incorpora un volcador, que permite la descarga automática de la mercancía.

Figura 8. Con plato volcador



Fuente: <http://www.metalsystem.es/>

## 2.5. Aplicaciones

### 2.5.1. Muelles de carga

Cuando no se dispone de desnivel en el muelle de carga o se deben cargar a vehículos de diferentes alturas, la solución más adecuada es una plataforma elevadora.

Las plataformas instaladas en el muelle de carga disponen de delantales que pueden ser accionados manual o hidráulicamente. También podemos instalar una cortina para evitar la entrada de humo y polvo.

### **2.5.2. Facilitar los trabajos a diferentes alturas**

La plataforma manipula mercancías colocadas en diferentes niveles, tales como, carga de block, culata, motor de arranque, en máquina, etc.

### **2.5.3. Líneas de producción**

Si su línea de producción tiene desniveles tanto en fases automáticas como manuales, la solución más adecuada es una plataforma elevadora, el accionamiento y la secuencia de movimientos de dicha plataforma se diseñan en función de las exigencias concretas (manuales o automáticos). La parte superior de la plataforma se adapta a los requerimientos de la línea mediante platos giratorios, delantales retráctiles, caminos de rodillos, chapa lisa o lagrimada, etc.

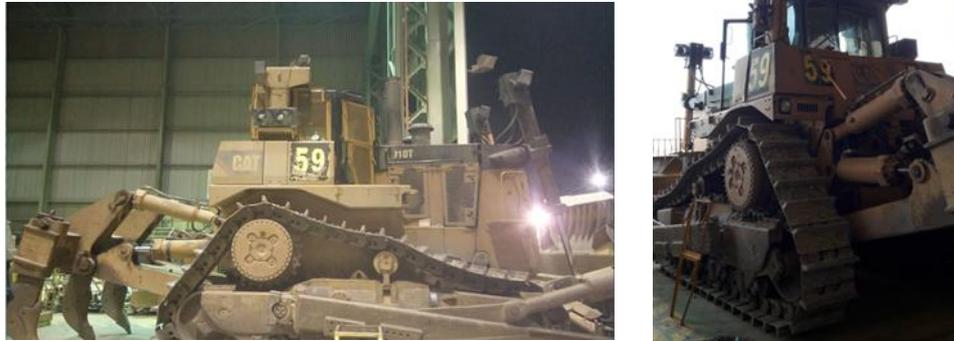
### **2.5.4. Prevenir desniveles**

Cuando la planta de fabricación dispone de diferentes alturas, puede salvar los desniveles gracias a una plataforma elevadora, que se diseña en función del desnivel y el peso de tránsito.

## **2.6. Plataforma del tractor #59**

La plataforma del tractor #59 es una estructura metálica, es un diseño estructural en elementos y sistemas estructurales cuya aplicación de la mecánica y el diseño de su estructura soporta su propio peso (carga muertas) más la carga ejercida por el uso (carga vivas) más la carga producida como eventos de la naturaleza y metodológicos ya que también es un producto férreo cuyo contenido en carbono es igual o inferior al 2% y ofrece la gama de potencia más amplia de la industria.

Figura 9. Plataforma de tractor #58



Fuente: elaboración propia

### 2.6.1 Tipos de plataforma según tractor

- Plataforma de tractor #27
- Plataforma de tractor #38
- Plataforma de tractor #58
- Plataforma de tractor #59

### 2.6.2. Fabricación de la plataforma del tractor #59

Normalmente la fabricación de las estructuras metálicas se hacen en plantas especializadas, con los equipos más modernos y adecuados para cada proceso, con una cuidadosa selección de personal, la cual se vigila constantemente, mediante un programa de control de calidad y además se continúa capacitando especialmente a los soldadores:

- Identificación del material, características del empleo que hay que conocer
- Protección y conservación del material inmovilizado por ataque de corrosión

- Abastecimiento: combustibles, aditivos, comburentes, aire, aceite y agua
- Vigilancia de la fabricación (soldadores)
- Revisión periódica o mantenimiento preventivo
- Averías e incidentes de la fabricación: síntomas, causas y remedios

### **2.6.3. Montaje de la plataforma del tractor #58**

Este proceso es el que lleva a cabo en el sitio de la obra, y es la parte muy importante en el resultado de planear una obra con estructura metálica.

La estructura metálica está compuesta por elementos totalmente prefabricados, por lo tanto, el proceso de montaje consiste en acomodar elementos según lo previsto en la fábrica.

Aprovechando la prefabricación de la estructura, un montaje bien programado y contado con equipos y mano de obra adecuados, deberá desarrollarse en un tiempo menor al necesario para otro procedimiento con fabricación en el sitio.

Es factor más importante en la recomendación anterior, es el “diseño” de las juntas de campo, pues una solución adecuada de estas da como resultado una fácil y confiable aplicación de la mano de obra y una junta libre de fallas y dentro de las normas.

El control de calidad en el montaje se reduce a la vigilancia en la geometría de la estructura, en lo que se refiere a plomos, ejes, niveles, etc., y a la eficiencia de las juntas.

Es importante hacer notar que con un cuidadoso montaje de la estructura donde en su primer tramo, se respetaron los niveles, plomos y posición de los ejes, garantiza la geometría del resto de la estructura; pues es norma de fabricación el respecto a estos acontecimientos.

## 2.7. Rodamientos

Los rodamientos son elementos normalizados en dimensiones y tolerancias. Esta normalización facilita la intercambiabilidad, pudiendo disponer repuestos de diferentes fabricantes, asegurando un correcto montaje sin necesidad de un ajuste posterior de los mismos.

Están constituidos por dos o más aros concéntricos, uno de los cuales va alojado en el soporte (aro exterior) y el otro va montado en el árbol (aro interior).

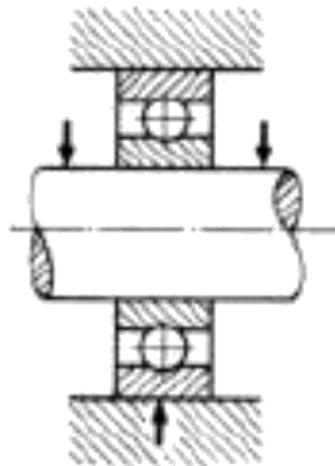
Entre los dos aros se disponen los elementos rodantes (bolas, rodillos cilíndricos, rodillos cónicos, rodillos esféricos, etc.), los cuales ruedan sobre las pistas de rodadura practicadas en los aros, permitiendo la movilidad de la parte giratoria respecto a la fija.

### 2.7.1. Clasificación de los rodamientos

#### 2.7.1.1. Rodamientos para cargas radiales

Pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.

Figura 10. Rodamiento para carga radial

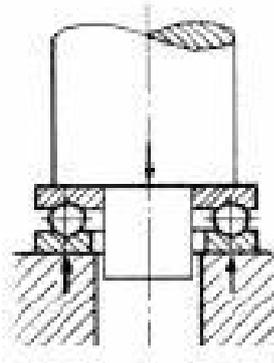


Fuente: <http://www.etp.udachile.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf>

### 2.7.1.2. Rodamientos para cargas axiales

Pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos.

Figura 11. Rodamiento para carga axial

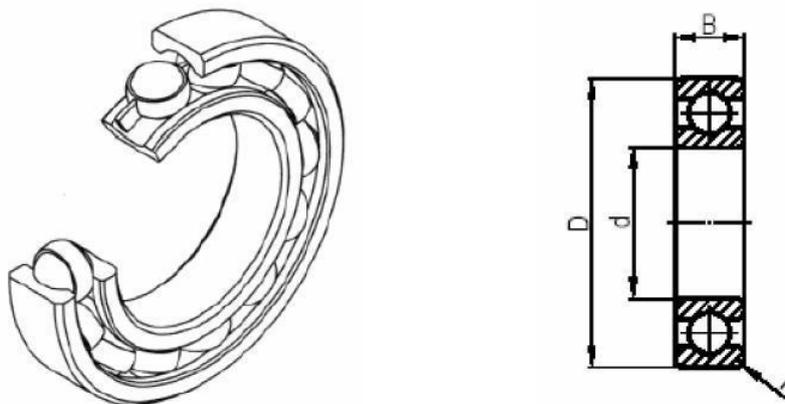


Fuente: <http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf>

### 2.7.1.3. Rodamientos rígidos de bolas

Estos rodamientos son de uso general, ya que pueden absorber cargas radiales y axiales en ambos sentidos, así como las fuerzas resultantes de estas cargas combinadas; a su vez, pueden operar a elevadas velocidades. Estos rodamientos requieren una perfecta alineación del asiento del soporte.

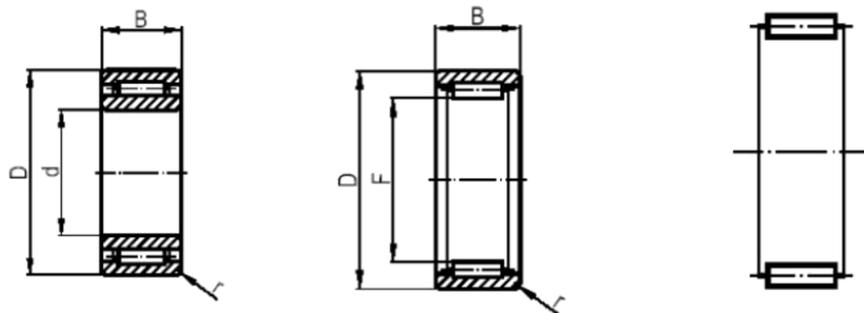
Figura 12. Rodamiento rígido de bolas



#### 2.7.1.4. Rodamientos radiales de agujas

Estos rodamientos se llaman así por tener como elementos rodantes unos cilindros muy largos con respecto a su diámetro, denominados agujas. En general, tienen las mismas aplicaciones que los rodamientos radiales de rodillos cilíndricos normales; es decir, grandes cargas radiales, siendo adecuados para montajes con reducido espacio y gran precisión en el centrado.

Figura 13. Rodamiento radial de agujas



#### 2.7.2. Selección de rodamientos

Se fabrican rodamientos en una gran variedad de tipos, formas y dimensiones; cada tipo de rodamiento presenta propiedades y características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una determinada aplicación. La consideración más importante en la selección de un rodamiento es escoger aquel que permita a la máquina o mecanismo en la cual se instala, un funcionamiento satisfactorio:

1. Espacio disponible
2. Magnitud, dirección y sentido de la carga
3. Desalineación
4. Velocidad

5. Nivel de ruido

6. Rigidez

7. Montaje y desmontaje

### 2.7.3. Designación de rodamientos

Esta identificación hace referencia a su diseño, dimensiones, precisión, constitución interna y está formada por el nombre del rodamiento, seguida de la denominación abreviada del mismo, la cual se compone de una serie de números y códigos de letras, agrupados en un código numérico básico y un código suplementario.

El código numérico básico se compone de una serie de cifras, cuyo significado es el siguiente: tipo de rodamiento, serie dimensional (serie de diámetro exterior, serie de ancho, serie de ángulo de contacto) y diámetro interior del rodamiento. Si las condiciones de servicio exigen una versión especial del rodamiento, se añaden unos signos adicionales a la denominación abreviada, constituyendo un código suplementario.

Este código viene fijado por cada fabricante; y designa: tratamiento térmico, precisión, juego interno y demás factores relacionados con las especificaciones y la constitución interna del rodamiento. Todos estos códigos se encuentran tabulados en los catálogos suministrados por los fabricantes de rodamientos.

#### **Por ejemplo:**

Rodamiento rígido de bolas 6306 L1C3

6 = Código de tipo de rodamiento correspondiente a los rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

3 = Serie de diámetro exterior.

06 = Código de diámetro interior (para obtener el diámetro interior se multiplican estos dígitos por 5.).

L1 = Código de jaula mecanizada de latón.

C3 = Código de juego radial interno mayor que lo normal.

## 2.8. Sistema hidráulico

### 2.8.1. Cálculo de cilindro hidráulico

Analizaremos brevemente los principales aspectos a tener en cuenta a la hora de calcular un cilindro. No obstante, lo más recomendable es acudir siempre a los datos aportados por el fabricante donde se nos mostrarán tablas para los esfuerzos desarrollados, máximas longitudes de flexión y pandeo.

#### 2.8.1.1. Fuerza del émbolo

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende principalmente de la presión del aire, del diámetro del cilindro y del rozamiento de las juntas.

La fuerza teórica del émbolo se calcula con la siguiente fórmula:

$$F_{TEORICA} = P * A$$

(Ecuación 1)

Donde:

F= Fuerza teórica del vástago en Kgf

P = Presión relativa en

A = Superficie del émbolo en

$F_T$  = Fuerza teórica del vástago en Kgf

P = Presión relativa en  $\frac{kgf}{cm^2}$

A = Superficie del émbolo en  $cm^2$

En la práctica, es necesario conocer la fuerza real que ejercen los actuadores. Para determinarla, hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones de 400 a 800 kPa. / 4 a 8 bar), se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

#### **2.8.1.2. Longitud de carrera**

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire y precio de los actuadores.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes, deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal. Además, al prolongar la carrera, la distancia entre cojinetes aumenta y con ello mejora la guía del vástago.

#### **2.8.1.3. Velocidad del émbolo**

La velocidad del émbolo en cilindros neumáticos depende de la fuerza antagonista de la presión del aire; en cambio, en el cilindro hidráulico depende del caudal de la longitud de la tubería, de la sección entre los elementos de mando y trabajo; además, del caudal que circula por el elemento de mando. Asimismo, influye en la velocidad la amortiguación de final de carrera.

Cuando el émbolo abandona la zona de amortiguación, el aire entra por una válvula antiretorno de estrangulación y produce un aumento de la velocidad. La velocidad media del émbolo, en cilindros estándar, está comprendida entre 0,1 y 1,5 m/s. Con cilindros especiales (cilindros de impacto), se alcanzan velocidades de hasta 10 m/s.

La velocidad del émbolo puede regularse con válvulas especiales. Las válvulas de estrangulación, las antiretorno de estrangulación y las de

escape rápido, proporcionan velocidades mayores o menores, dependiendo de su regulación.

#### **2.8.1.4. Fijaciones**

El tipo de fijación es importante ya que el cilindro puede ir equipado de los accesorios de montaje necesarios. De lo contrario, dichos accesorios se construyen según el sistema de piezas estandarizadas, también más tarde puede efectuarse la transformación de un tipo de fijación a otro.

Este sistema de montaje facilita el almacenamiento en empresas que utilizan a menudo el líquido comprimido, puesto que basta combinar el cilindro básico con las correspondientes piezas de fijación. La principal ventaja que ofrecen los sistemas de fijación no fijos, es que un mismo cilindro puede colocarse en una máquina de distintas formas según el tipo de fijación.

Algunos ejemplos de fijaciones clásicas corresponden a:

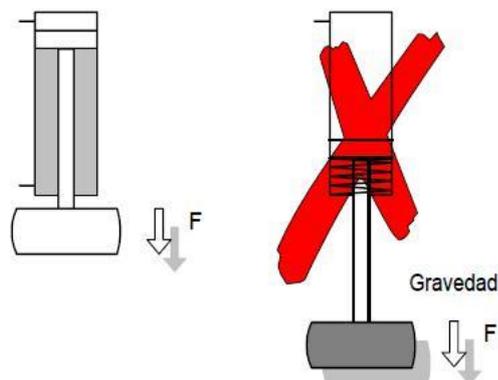
- Fijación por pies
- Simple o doble (1 ó 2 culatas)
- Fijación por brida
- Generalmente delantera
- Fijación oscilante
- Aplicaciones con movimiento
- A medio cilindro
- Fijación por caballete
- Fijación posterior

### 2.8.1.5. Aplicaciones de los cilindros hidráulicos

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los de simple, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos sentidos. Esto es debido a que por norma general (en función del tipo de válvula empleada para el control), los cilindros de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo que se asegura el posicionamiento. El concepto queda más claro con un ejemplo:

Imaginemos que una carga se coloca en el extremo del vástago de un cilindro (ver Fig.14), el cual ha sido montado con una disposición vertical; cuando el vástago del cilindro tenga que encontrarse en mínima posición, podemos encontrarnos 2 casos:

Figura 14. Selección de cilindros hidráulicos



Fuente: <http://www.asis-tecweb.com/cilindros-hidraulica/#>

**Cilindro de doble efecto:** El vástago mantiene la mínima posición debido a que esta se encuentra en ella debido a la presión introducida en la cámara. La carga se encuentra en posición correcta. La disposición escogida es satisfactoria.

**Cilindro de simple efecto:** Al no asegurar la posición mediante el aire, el propio peso de la carga vencerá la fuerza del muelle de recuperación; por lo que el vástago será arrastrado a la máxima posición. La carga no se encuentra en posición correcta y se hace evidente la mala disposición escogida.

**Análisis:** Para poder realizar un determinado movimiento (avance o retroceso) en un actuador de doble efecto, es preciso que entre las cámaras exista una diferencia de presión. Por norma general, cuando una de las cámaras recibe líquido a presión, la otra está comunicada con el depósito y viceversa.

Este proceso de conmutación de aire entre cámaras ha de preocupar poco, puesto que es realizado automáticamente por la válvula de control asociada (disposiciones de 4 o 5 vías con 2 o 3 posiciones).

En definitiva los actuadores lineales de doble efecto son los componentes más habituales en el control hidráulico, esto es debido a:

- Se tiene la posibilidad de realizar trabajo en ambos sentidos (carreras de avance y retroceso).
- No se pierde fuerza en el accionamiento debido a la inexistencia del muelle en oposición.
- Para una misma longitud de cilindro, la carrera en doble efecto es mayor que en disposición de simple, al no existir volumen de alojamiento.

No olvidar que estos actuadores consumen prácticamente el doble que los de simple efecto, al necesitar inyección de líquido comprimido para producir tanto la carrera de avance como la de retroceso. También presentan un pequeño desfase entre fuerzas y velocidades en las carreras.

### **2.8.2. Bombas hidráulicas**

Son los mecanismos encargados de producir la presión hidráulica, hasta el valor nominal que precisa el sistema de acuerdo con sus condiciones de diseño. Para ello, la bomba se alimenta de líquido hidráulico almacenado en un depósito.

La energía requerida por la bomba se obtiene por uno de los siguientes elementos:

- Motores eléctricos
- Motor de la aeronave, por transmisión de potencia
- Turbina accionada por la presión dinámica del aire

Son elementos destinados a elevar un fluido desde un nivel determinado a otro más alto o bien a convertir la energía mecánica en energía hidráulica. Actualmente, las bombas son los aparatos más utilizados después del motor eléctrico todas las bombas desplazan líquido, pero este desplazamiento puede ser:

**Ventaja:** Produce un caudal y lo sostiene contra la resistencia del circuito hidráulico.

**Desventaja:** Produce un caudal no sostenido.

### 2.8.2.1. Características de las bombas

**Caudal:** Es el volumen de fluido que entrega la bomba en la unidad de tiempo a 1500 rpm y existen bombas de:

- Caudal constante
- Caudal variable

**Presión:** Hay que conocer la presión máxima que soporta la bomba y este valor es dado por el fabricante.

**Velocidad de giro:** Se debe conocer también para calcular el mecanismo de accionamiento para que dé ese caudal.

**Rendimiento de la Bomba:** La operación y eficiencia de la bomba hidráulica, en su función básica de obtener una presión determinada, a un número también determinado de revoluciones por minuto; se define mediante:

a) **Rendimiento volumétrico:** Es el cociente que se obtiene al dividir el caudal de líquido que comprime la bomba y el que teóricamente

debería comprimir. Dicho en otros términos, expresa las fugas de líquido que hay en la bomba durante el proceso de compresión. Es un factor de la bomba muy importante, pues a partir de él se puede analizar la capacidad de diseño y el estado de desgaste en que se encuentra una bomba. Se ve afectado también por la presión del fluido hidráulico que se transporta y también por la temperatura del mismo.

- b) Rendimiento mecánico:** Mide las pérdidas de energía mecánica que se producen en la bomba, debidas al rozamiento y a la fricción de los mecanismos internos. En términos generales, se afirma que una bomba de bajo rendimiento mecánico es una bomba de desgaste acelerado.
- c) Rendimiento total o global:** Es el producto de los rendimientos volumétrico y mecánico. Se llama total porque mide la eficiencia general de la bomba en su función de bombear líquido a presión, con el aporte mínimo de energía al eje de la bomba. Así, el rendimiento total se expresa como el consumo de energía necesario para producir la presión hidráulica nominal del sistema.

#### **2.8.2.2. Parámetros para la selección de una bomba**

Cuando se selecciona una bomba para una aplicación particular, se deben considerar los siguientes factores:

- La naturaleza del líquido que se a bombear
- La capacidad requerida (velocidad de flujo de volumen)
- Las condiciones en el lado de la succión (entrada) de la bomba
- Las condiciones en el lado de la descarga (salida) de la bomba
- La cabeza total de la bomba (el término de la ecuación de la energía \*)
- El tipo de sistema al que la bomba está entregando el fluido

- El tipo de fuente de alimentación (motor eléctrico, motor de diesel, turbina de vapor, etc.)
- Limitación de espacio, peso y posición
- Condiciones ambientales
- Costo de la bomba y de su instalación
- Costo de la operación de la bomba
- Códigos y estándares que rigen a las bombas

**\*Ecuación general de la energía:** Es una ampliación de la ecuación de Bernoulli, que hace posible resolver problemas en los que presentan pérdidas y adiciones de energía.

Es de suma importancia que la ecuación general de energía esté escrita en la dirección del flujo; es decir, desde el punto de referencia (*izquierda*), al punto correspondiente (*derecho*).

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Ecuación 2)

Donde:

Presión en la sección 1

Presión en la sección 2

Velocidad (de acuerdo a la sección)

Alturas (de acuerdo a la sección)

Peso específico del líquido

Gravedad igual a  $9,81 \frac{m}{s^2}$

Energía añadida o agregada al fluido mediante un dispositivo mecánico como puede ser una bomba

Energía removida o retirada del fluido mediante un dispositivo mecánico como podría ser un motor de fluido

Pérdida de energía por parte del sistema debidas a fricción en los conductos, o pérdidas menores debidas a la presencia de válvulas y conectores

La naturaleza del fluido está caracterizada por su temperatura en las condiciones de bombeo, gravedad específica, viscosidad, tendencia a generar corrosión o erosión en las diferentes partes de la bomba y presión de vapor a la temperatura de bombeo.

El término *presión de vapor* se utiliza para definir la presión en la superficie libre de un fluido debido a la formación de un vapor.

La presión de vapor se eleva conforme la temperatura del líquido se eleva, y es esencial que la presión a la entrada de la bomba permanezca arriba de la presión del vapor del fluido.

Después de la selección de la bomba, se deben especificar los siguientes puntos:

- Tipo de bomba y fabricante
- Tamaño de la bomba
- Tamaño de la conexión de la succión y tipo (de borde, roscada, etc.)
- Tamaño y tipo de la conexión de la descarga
- Velocidad de operación
- Especificaciones de la alimentación
- Tipo de acoplamiento, fabricante, número del modelo

- Características del montaje
- Materiales y accesorios especiales que se requieran, si los hay
- Diseño del sellado de la flecha y materiales de sellado

### **2.8.2.3. Tipos de bombas**

Caudal constante:

- Engranajes (externos, internos - lobulares)
- Paletas (rotor y equilibradas)
- Tornillo sin fin (manual)

Caudal variable:

- Paletas sin equilibrar
- Pistones (radiales, axiales y eje inclinado - barrilete)

### **2.8.2.4. Ventajas del sistema hidráulico**

- Elevado rendimiento
- Posicionamiento exacto
- Arranque desde cero con carga máxima
- Trabajos y conmutaciones suaves
- Buenas características de mando y regulación
- Condiciones térmicas favorables

### **2.8.2.5. Desventajas del sistema hidráulico**

- Contaminación del entorno por fugas de aceite (incendios y accidentes)
- Sensibilidad a la suciedad

- Peligro ocasionado por las altas presiones (chorros constantes)
- Dependencia de la temperatura (cambios de la viscosidad)
- Grado limitado de eficiencia.

## 2.9. Resistencia de materiales

**Esfuerzo:** Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denomina *esfuerzo* a la fuerza por unidad de área, la cual se denota con la letra griega sigma ( $\sigma$ ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

(Ecuación 3)

Donde:

$P$  = Fuerza axial.

$A$  = Área de la sección transversal.

**Deformación:** La resistencia del material no es el único parámetro que debe utilizarse al diseñar o analizar una estructura; controlar las deformaciones para que la estructura cumpla con el propósito para el cual se diseñó tiene la misma o mayor importancia.

El análisis de las deformaciones se relaciona con los cambios en la forma de la estructura que generan las cargas aplicadas. Por ello, definir la deformación ( $\varepsilon$ ) como el cociente entre el alargamiento ( $\delta$ ) y la longitud inicial ( $L$ ), indica que sobre la barra la deformación es la misma porque si aumenta ( $L$ ) también aumentaría ( $\delta$ ), matemáticamente, la deformación sería:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

(Ecuación 4)

### 2.9.1. Diagrama del esfuerzo deformación del acero

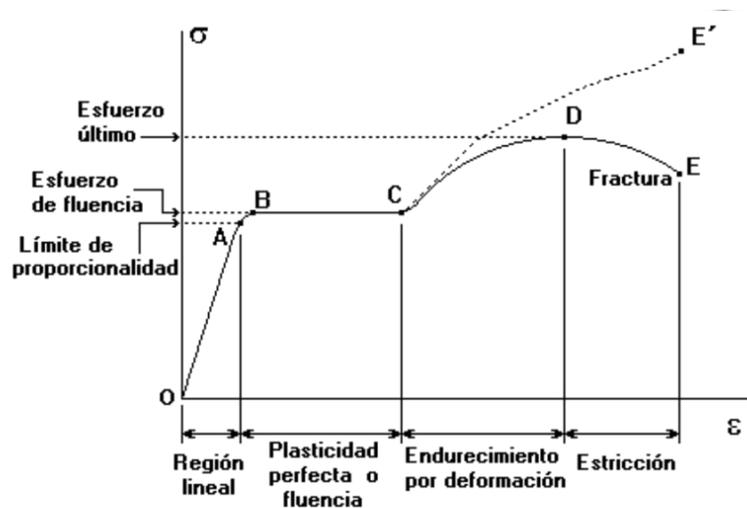
El diseño de elementos estructurales implica determinar la resistencia y rigidez del material estructural, estas propiedades se pueden relacionar si se evalúa una barra sometida a una fuerza axial para la cual se registra simultáneamente la fuerza aplicada y el alargamiento producido.

Estos valores permiten determinar el esfuerzo y la deformación que al graficar originan el denominado *diagrama de esfuerzo y deformación*. (Ver figura 15)

Los diagramas son similares si se trata del mismo material y de manera general permite agrupar los materiales dentro de dos categorías con propiedades afines que se denominan materiales *dúctiles* y materiales *frágiles*.

Los diagramas de materiales dúctiles se caracterizan por ser capaces de resistir grandes deformaciones antes de la rotura, mientras que los frágiles presentan un alargamiento bajo cuando llegan al punto de rotura.

Figura 15. Diagrama Esfuerzo Deformación



Fuente: <http://images.search.conduit.com/ImagePreview/?q=diagrama+esfuerzo+deformacion&ctid=C>  
T2269050&SearchSource=1&FollowOn=true&PageSource=ImagePreview&SSPV=IEA  
UTOTB&start=0&pos=18

En un diagrama, se observa un tramo de la recta inicial hasta un punto denominado límite de proporcionalidad. Este límite tiene gran importancia

para la teoría de los sólidos elásticos, ya que esta se basa en el citado límite. Este límite es el superior para un esfuerzo admisible.

Los puntos importantes del diagrama de esfuerzo deformación son:

**Límite de proporcionalidad:** hasta este punto, la relación entre el esfuerzo y la deformación es lineal.

**Límite de elasticidad:** más allá de este límite, el material no recupera su forma original al ser descargado; quedando con una deformación permanente.

**Punto de cedencia:** aparece en el diagrama un considerable alargamiento o cedencia sin el correspondiente aumento de carga. Este fenómeno no se observa en los materiales frágiles.

**Esfuerzo último:** máxima ordenada del diagrama esfuerzo – deformación.

**Punto de ruptura:** cuanto el material falla.

Dado que el límite de proporcionalidad, elasticidad y punto de cedencia están tan cerca; se considera para la mayoría de los casos como el mismo punto. Entonces el material al llegar a la cedencia deja de tener un comportamiento elástico y la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación deja de existir.

### 2.9.2. Ley de Hooke

En el diagrama esfuerzo – deformación, la línea recta indica que la deformación es directamente proporcional al esfuerzo en el tramo elástico, este principio es conocido como la ley de Hooke.

Así mismo, la proporción representada por la pendiente de la recta, es constante para cada material y se llama módulo de elasticidad (E), valor que representa la rigidez de un material.

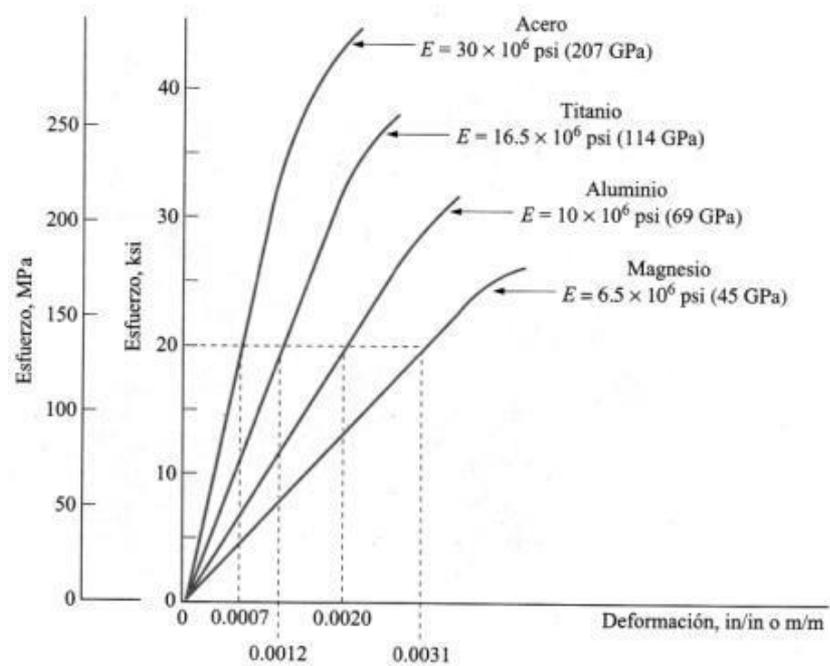
$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (\text{Ecuación 5})$$

$$E = \frac{\frac{P}{A}}{\frac{\delta}{L}} = \frac{PL}{\delta A} \quad (\text{Ecuación 6})$$

$$\delta = \frac{PL}{EA} \quad (\text{Ecuación 7})$$

**Módulo de Elasticidad ( $E$ ).** Es una medida de la rigidez de un material determinada por la pendiente de la parte de línea recta de la curva esfuerzo-deformación. Es la relación del cambio del esfuerzo al cambio correspondiente de la deformación.

Figura 16. Módulo de elasticidad de diferentes metales



Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5<sup>ta</sup> Edición, Person Educación México, 2009, p.59

### **2.9.3. El acero**

El acero es un producto férreo generalmente apto para la conformación en caliente. Con excepción de ciertos aceros de alto contenido en cromo, el contenido en carbono es igual o inferior al 2%, límite que los separa de las fundiciones, según su clasificación.

Composición química:

- Aceros no aleados
- Aceros aleados

Criterios de utilización:

- Aceros de base
- Aceros de calidad
- Aceros especiales

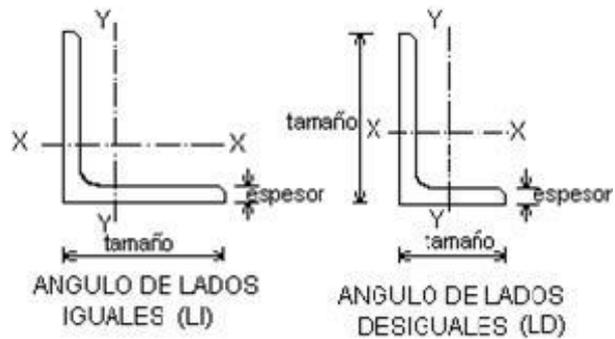
#### **2.9.3.1. Perfiles estructurales de acero**

Son convenientes para especificaciones e instalación en estructuras de edificios o máquinas.

##### **2.9.3.1.1. Ángulo del acero (Perfiles en “L”)**

Son perfiles típicos de ángulos de acero con alas de longitudes iguales y desiguales. Llamados perfiles en “L” por la apariencia de la sección transversal, los ángulos a menudo se utilizan como miembros de armaduras y torres sometidas a tensión, miembros de estructuras de máquinas, sobre ventanas y puertas, atiesadores de grandes placas utilizadas en bastidores y vigas, ménsulas y soportes escalonados para equipo, algunos se refieren a estos perfiles como “hierro angular”.

Figura 17. Perfiles en “L”



Fuente: MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.34

La designación estándar adopta la forma mostrada a continuación:

**L4x3x1/2**

Donde:

“L” se refiere al perfil en L

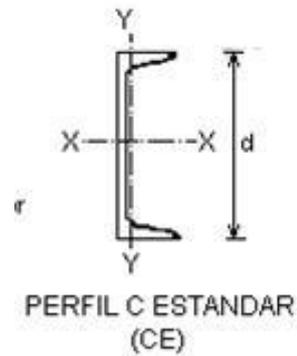
4 es la longitud del ala más larga Es la longitud del ala más corta 1/2 es el espesor de las alas

Las dimensiones están en pulgadas.

### 2.9.3.1.2. Canales americanos estándar (Perfiles en “C”)

El alma plana y los patines producen un perfil generalmente más rígido que los ángulos que resisten más la flexión y la torsión bajo carga.

Figura 18. Perfiles en “C”



Fuente: MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.34

La forma de designación estándar de canales es:

**C15x50**

Donde:

“C” indica un perfil C estándar

15 es el peralte nominal (y real) con el alma vertical /50 es el peso por unidad de longitud en lb/ft

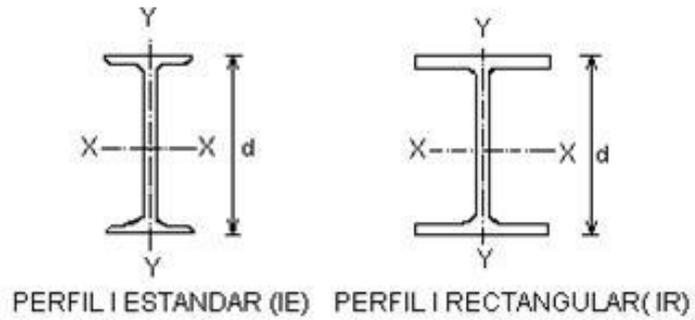
Las dimensiones están en pulgadas

### **2.9.3.1.3. Perfiles de patin ancho (Perfiles “W”)**

Los perfiles “W” tienen el alma relativamente delgada y patines planos con espesor constante, un tanto más gruesos.

La mayor parte de la sección transversal se encuentra en los patines, lejos del eje centroidal (eje x), lo que hace que el momento de inercia sea muy alto para una cantidad dada de material.

Figura 19. Perfiles en “W”



Fuente: MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.35

La designación estándar de los perfiles W porta mucha información

### **W14x43**

Donde:

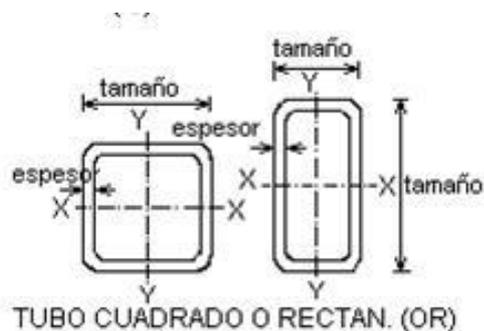
“W” indica que es un perfil W/14 es el peralte nominal

43 es el peso por unidad de longitud en lb/ft / Las dimensiones están en pulgadas

#### **2.9.3.1.4. Tubería estructural (cuadrada y rectangular)**

Estos perfiles normalmente se forman con lámina plana y sueldan a todo lo largo de su longitud. Las propiedades de sección responden de los radios de esquina.

Figura 20. Tubería estructural



Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5<sup>ta</sup> Edición, Person Educación México, 2009, p.36

La designación estándar adopta la forma

**HSS6x4x1/4**

Donde:

HSS indica que es una sección estructural estándar

6 es el peralte del lado más largo

4 es el peralte del lado más corto

1/4 es el espesor de la pared nominal

Las dimensiones están en pulgadas

## 2.10. Placas planas

El análisis de las placas planas sujetas a cargas laterales es muy complicado porque las placas se flexionan en todos los planos verticales. Por eso, se han logrado deducciones matemáticas estrictas solo en algunos casos especiales. La mayor parte de las fórmulas disponibles contienen cierto empirismo racional. Las placas pueden clasificarse en:

**Placas gruesas.** Es importante el esfuerzo cortante transversal.

**Placas de espesor promedio.** Predomina el esfuerzo por flexión.

**Placas delgadas.** Dependen en parte de la tracción directa.

**Membranas.** Se sujetan solo a la tracción directa.

Seguidamente las fórmulas para calcular los esfuerzos

1. Una carga uniformemente distribuida  $w$

$$S_M = k \frac{wr^2}{t^2}$$

(Ecuación 8)

2. Soporta una carga concentrada (P)

$$S_M = k \frac{P}{t^2}$$

(Ecuación 9)

3. Un par C, por longitud unitaria

$$S_M = k \frac{C}{t^2}$$

(Ecuación 10)

El factor k se dan en las tablas

R es el radio de las placas circulares o un lado de las placas rectangulares

T es el espesor de la placa

En el anexo A y anexo B,  $r = R$ , placas circulares;  $r =$  lado menor, para placas rectangulares.

La deflexión máxima para los mismos casos está dada por:

$$y_M = k_1 \frac{wr^4}{Et^3}$$

(Ecuación 11)

$$y_M = k_1 \frac{Pr^2}{Et^3}$$

(Ecuación 12)

$$y_M = k_1 \frac{Cr^2}{Et^3}$$

(Ecuación 13)

## 2.11. Ergonomía

Es menester examinar las condiciones laborales de cada caso al aplicar los principios de la ergonomía para resolver o evitar problemas. En ocasiones, cambios ergonómicos por pequeños que sean del diseño del equipo, del puesto de trabajo de las tareas; pueden mejorar considerablemente la comodidad, la salud, la seguridad y la productividad del trabajador.

A continuación figuran, algunos ejemplos de cambios ergonómicos, que de aplicarse, pueden producir mejoras significativas, estas son:

- Para labores minuciosas que exigen inspeccionar de cerca los materiales, el banco de trabajo debe estar más bajo que si se trata de realizar una labor pesada.
- Para las tareas de ensamblaje, el material debe estar situado en una posición tal que los músculos más fuertes del trabajador realicen la mayor parte de la labor.
- Hay que modificar o sustituir las herramientas manuales que provocan incomodidad o lesiones. A menudo, los trabajadores son la mejor fuente de ideas sobre cómo mejorar una herramienta para que sea más cómodo manejarla.
- Ninguna tarea debe exigir de los trabajadores que adopten posturas forzadas, como tener todo el tiempo extendidos los brazos o estar encorvados durante mucho tiempo.
- Hay que enseñar a los trabajadores las técnicas adecuadas para levantar pesos. Esta debe minimizar cuánto y cuán a menudo deben levantar pesos los trabajadores.
- Se debe disminuir al mínimo posible el trabajo en pie, pues a menudo es menos cansado hacer una tarea estando sentado que de pie.

- Se deben rotar las tareas para disminuir en lo posible el tiempo que un trabajador dedica a efectuar tareas repetitivas, pues exigen utilizar los mismos músculos una y otra vez y normalmente son muy aburridas.
- Hay que colocar el equipo de manera tal que los trabajadores puedan desempeñar sus tareas teniendo los antebrazos pegados al cuerpo y con las muñecas rectas.

### **2.11.1. El puesto de trabajo**

Algunos ejemplos de puestos de trabajo son las cabinas o mesas de trabajo desde las que se manejan máquinas, se ensamblan piezas o se efectúan inspecciones; una mesa de trabajo desde la que se maneja un ordenador; una consola de control; etc.

Si el puesto de trabajo está diseñado adecuadamente, el trabajador podrá mantener una postura corporal correcta y cómoda, lo cual es importante porque una postura laboral incómoda puede ocasionar múltiples problemas como lesiones en la espalda y problemas de circulación sanguínea.

### **2.11.2. Causas de los problemas**

- Asientos mal diseñados
- Permanecer en pie durante mucho tiempo
- Tener que alargar demasiado los brazos para alcanzar objetos
- Iluminación insuficiente que obliga al trabajador acercarse demasiado a las piezas

### **2.11.3. Principios básicos para el diseño del puesto de trabajo**

#### **Altura de la cabeza**

- Debe haber espacio suficiente para que quepan los trabajadores más altos

- Los objetos que haya que contemplar deben estar a la altura de los ojos o un poco más abajo porque la gente tiende a mirar algo hacia abajo

### **Altura de los hombros**

- Los paneles de control deben estar situados entre los hombros y la cintura
- Evitar colocar por encima de los hombros objetos que se utilicen a menudo

### **Alcance de los brazos**

- Los objetos deben estar situados lo más cerca posible al alcance del brazo para evitar tener que extender demasiado los brazos para alcanzarlos o sacarlos
- Hay que colocar los objetos necesarios para trabajar de manera que el trabajador más alto no tenga que encorvarse para alcanzarlos
- Hay que mantener los materiales y herramientas de uso frecuente cerca del cuerpo y frente a él

### **Altura del codo**

- Hay que ajustar la superficie de trabajo para que esté a la altura del codo o algo inferior para la mayoría de las tareas generales

### **Altura de la mano**

- Hay que cuidar de que los objetos que haya que levantar estén a una altura situada entre la mano y los hombros

### **Longitud de las piernas**

- Hay que dejar espacio para poder estirar las piernas, con sitio suficiente para unas piernas largas.
- Hay que facilitar un escabel ajustable para los pies, para que las piernas no cuelguen y el trabajador pueda cambiar de posición el cuerpo.

### **Tamaño de las manos**

- Las asas, las agarraderas y los mangos deben ajustarse a las manos. Hacen falta asas pequeñas para manos pequeñas y mayores para manos mayores.
- Hay que dejar espacio de trabajo bastante para las manos más grandes.

### **Tamaño del cuerpo**

- Hay que dejar espacio suficiente en el puesto de trabajo para los trabajadores de mayor tamaño.

#### **2.11.4. El puesto de trabajo para trabajar de pie**

Siempre que sea posible, se debe evitar permanecer de pie trabajando durante largos períodos de tiempo.

El permanecer mucho tiempo de pie puede provocar dolores de espalda, inflamación de las piernas, problemas de circulación sanguínea, llagas en los pies y cansancio muscular. A continuación, figuran algunas directrices que se deben seguir si no se puede evitar el trabajo de pie:

- Si un trabajo debe realizarse de pie, se debe facilitar al trabajador un asiento o taburete para que pueda sentarse a intervalos periódicos
- Los trabajadores deben poder trabajar con los brazos a lo largo del cuerpo y sin tener que encorvarse ni girar la espalda excesivamente.
- La superficie de trabajo debe ser ajustable a las distintas alturas de los trabajadores y las distintas tareas que deban realizar.
- Si la superficie de trabajo no es ajustable, hay que facilitar un pedestal para elevar la superficie de trabajo a los trabajadores más altos. A los más bajos, se les debe facilitar una plataforma para elevar su altura de trabajo.
- Se debe facilitar un escabel para ayudar a reducir la presión sobre la espalda y para que el trabajador pueda cambiar de postura. Trasladar peso de vez en cuando disminuye la presión sobre las piernas y la espalda.
- En el suelo debe haber una estera para que el trabajador no tenga que estar en pie sobre una superficie dura. Si el suelo es de cemento o metal, se puede tapar para que absorba los choques. El suelo debe estar limpio, liso y no ser resbaladizo.
- Los trabajadores deben llevar zapatos con empeine reforzado y tacos bajos cuando trabajen de pie.
- Debe haber espacio bastante en el suelo y para las rodillas a fin de que el trabajador pueda cambiar de postura mientras trabaja.

- El trabajador no debe tener que estirarse para realizar sus tareas. Así pues, el trabajo deberá ser realizado a una distancia de 8 a 12 pulgadas (20 a 30 centímetros) frente al cuerpo.

Un asiento, un escabel, una estera para estar encima de ella y una superficie de trabajo ajustables son elementos esenciales de un puesto de trabajo en el que se está de pie.

El puesto de trabajo debe ser diseñado de manera tal que el trabajador no tenga que levantar los brazos y pueda mantener los codos próximos al cuerpo. Al determinar la altura adecuada de la superficie de trabajo, es importante tener en cuenta los siguientes factores:

- La altura de los codos del trabajador
- El tipo de trabajo que habrá de desarrollar
- El tamaño del producto con el que se trabajará
- Las herramientas y el equipo que se habrán de usar

Hay que seguir estas normas para que el cuerpo adopte una buena posición si hay que trabajar de pie:

- Estar frente al producto o la máquina.
- Mantener el cuerpo próximo al producto de la máquina.
- Mover los pies para orientarse en otra dirección en lugar de girar la espalda o los hombros.

## **CAPÍTULO III**

### **ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS**

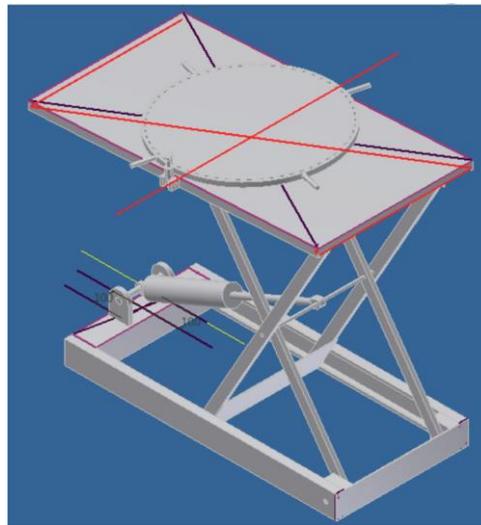
#### **3.1. Mecanismos hidráulicos**

##### **Ventajas del mecanismo manual tipo tijeras**

En el presente trabajo se ha llevado a cabo el diseño, cálculo y dimensionado de los elementos principales atendiendo a criterios de funcionalidad de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal para un trabajador.

Se ha escogido una grúa de este tipo ya que supone una gran ayuda para trabajos de construcción: reparación, limpieza y mantenimiento de edificios y mobiliario urbano a bajas y medias alturas. Con este tipo de grúa se prescinde de los tradicionales andamios.

Figura 21. Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijera



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

**Las principales ventajas a destacar son:**

- Una vez transportada la grúa a la obra, se puede desplazar con facilidad y sin necesidad de otro vehículo que transporte los andamios y un grupo de trabajadores que se encarguen del montaje del andamiaje.
- Se puede aumentar o disminuir la altura de trabajo con gran facilidad. Si se tuviesen andamios, se requeriría la ayuda de varios operarios y la recepción de nuevos elementos para la estructura del andamiaje.
- Se trata de una máquina de gran rigidez, esto da al operario una mayor sensación de seguridad que resulta en un trabajo más eficaz.
- A la hora de alcanzar la altura de trabajo, en esta plataforma solo es necesario accionar el sistema hidráulico para elevar las estructuras tijera; sin embargo, en los andamios convencionales, hay que subir unas escaleras con los consecuentes riesgos de caída y de golpe con elementos de los andamios para los trabajadores.

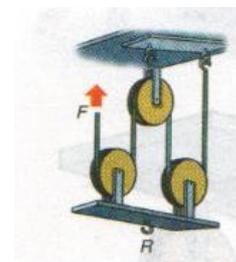
Una máquina de este tipo se compone de los siguientes elementos (indicados en la imagen del ensamblaje de la grúa realizado en Solid Works de la página siguiente):

- Base de la estructura o chasis: elemento que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Monta sobre él todos los grupos y sistemas de la plataforma y los transporta cuando se mueve propulsado por el grupo motriz.
- Barras de las tijeras: son de sección 70 x 50 x 3mm (alto x ancho x espesor) aunque con diferentes terminaciones debido a las posiciones que ocupan dentro de la estructura; están unidas entre sí a la base y a la plataforma mediante pasadores. Constituyen el nexo de unión que hacen que la plataforma se eleve o descienda al transmitir el movimiento que les proporciona el cilindro hidráulico.
- Cilindro hidráulico: en este elevador es el elemento que nos da la fuerza necesaria para levantar la estructura. Siendo el fluido el encargado de transmitir la fuerza.
- Barras cilíndricas de unión, pasadores o bulones: son de sección circular, sirven como unión entre los distintos elementos del elevador.
- Escalera de acceso en posición replegada: se acopla a uno de los laterales o va implícita en la geometría del chasis.
- Plataforma de trabajo: superficie donde trabajan los operarios.
- Barandillas: elementos de seguridad necesarios para que el operario pueda trabajar sin riesgo alguno.
- Puerta de acceso: está instalada en uno de los laterales de la grúa.

### **Ventajas del sistema de aparejos o garruchas**

En la figura, vemos una combinación de dos poleas móviles y una fija. Es decir, las garruchas son conjuntos de poleas fijas y móviles que están combinadas entre sí y además, fijadas por una “armadura”.

De esta máquina simple podemos encontrar tres tipos que los explicaremos a continuación:



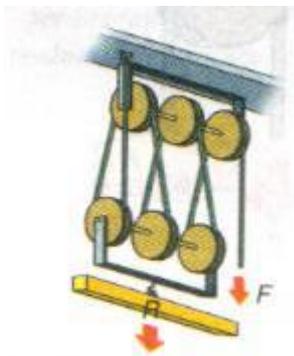
### ***Garrucha ordinaria (o motón)***

Se compone de dos armaduras con cierto número de poleas. Una de las armaduras permanece fija, que es la que tiene la o las poleas fijas, y la otra móvil, de la que cuelga el cuerpo que se va a levantar.

Su funcionamiento se debe a que el peso resistente ‘R’ que está compuesto por el peso de la carga (objeto) más el de la armadura correspondiente está sujeto por un número ‘n’ de trazos de cuerdas; luego cada una equilibra a la ‘enésima’ parte de R y como uno de los cordeles pasa por una polea fija, que no economiza fuerza (su ventaja mecánica es nula) , resulta la siguiente ecuación:

$$F = R/n$$

Es lógico deducir que entre mayor sea la cantidad de poleas, menor será la fuerza motora necesaria para lograr el equilibrio, este se produce cuando la fuerza motora es igual a la resistencia dividido por el número total de poleas. Lo dicho anteriormente es en el caso de que no hay roce.



En esta figura vemos que hay 6 poleas, por lo que la fuerza resultante para equilibrar esta garrucha será igual a:

$$F = R \text{ (recordar que incluye el peso de la "armadura")}$$

Hay 6 cuerdas (igual número de poleas), cada una de las cuales realiza una fuerza igual a la sexta parte de la resistencia.

### **Funcionamiento y ventajas de los mecanismos hidráulicos tipo columnas**

Los elevadores hidráulicos son unos aparatos mecánicos que se emplean para levantar objetos pesados, por ejemplo, un automóvil que necesita cambiar una de sus ruedas. Los elevadores se usan con todo tipo de vehículos, desde motos, quads hasta

grandes automóviles, y pueden utilizarse tanto en entornos profesionales como en el ámbito doméstico.

### **Funcionamiento de los elevadores hidráulicos**

El funcionamiento del elevador hidráulico se basa en el principio de Pascal, el cual establece que “la presión ejercida sobre un fluido poco compresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido”.

Los elevadores hidráulicos emplean este principio combinando dos cilindros (uno pequeño y otro grande) para incrementar la presión y poder levantar objetos de mayor peso. De manera que, la energía necesaria para la elevación de la carga se transmite por una bomba con motor de accionamiento eléctrico que transmite un fluido hidráulico a un cilindro que, a su vez, actúa directa o indirectamente para provocar el ascenso

### **Tipos de elevadores hidráulicos**

Los ascensores hidráulicos pueden clasificarse en función del tipo de vehículo con el que se van a emplear, ya sean elevadores hidráulicos para coches, motos, camiones, quads, etc. Se dividen dependiendo de las características que posean:

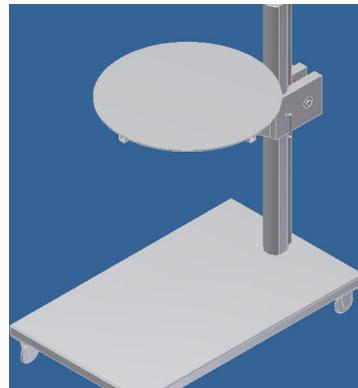
#### **Elevadores hidráulicos de dos columnas para levantar carga de alto peso**

Son los más empleados en los talleres de servicio automotriz, concesionarios y garajes; también conocidos como elevadores hidráulicos para talleres para levantar coches/ autos o tractores. Tal y como su nombre indica, cuenta con dos columnas fuertes y brazos de apoyo de estabilización. Estos elevadores pueden ser simétricos, cuyos brazos de apoyo se localizan frente a frente y soportan el 50% de la carga cada uno, y/o asimétricos, con brazos giratorios que permiten una mayor accesibilidad para proceder a la reparación del vehículo.

#### **Elevadores hidráulicos de cuatro columnas o para levantar carga de alto tonelaje**

Los elevadores para levantar automóviles de cuatro columnas disponen de mayor capacidad y soporte adicional en comparación a los elevadores de dos columnas. No requieren de anclaje especial al suelo y se emplean también para solucionar problemas de estacionamiento, ya que pueden almacenar o apilar hasta dos vehículos.

Figura 22. Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

### Ventajas

- Los sistemas hidráulicos permiten desarrollar elevados ratios de fuerza con el empleo de sistemas muy compactos.
- Permiten la regulación continua de las fuerzas que se transmiten, no existiendo riesgo de calentamiento por sobrecargas.
- Son elementos muy flexibles y que pueden adaptarse a cualquier geometría, gracias a la flexibilidad de los conductos que conducen el aceite hidráulico hasta los actuadores.
- Los actuadores o cilindros hidráulicos son elementos reversibles, que pueden actuar en uno u otro sentido: además, permiten el freno en marcha. Son elementos seguros, haciendo posible su enclavamiento en caso de producirse una avería o fuga del fluido hidráulico.

### **3.2. Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijeras**

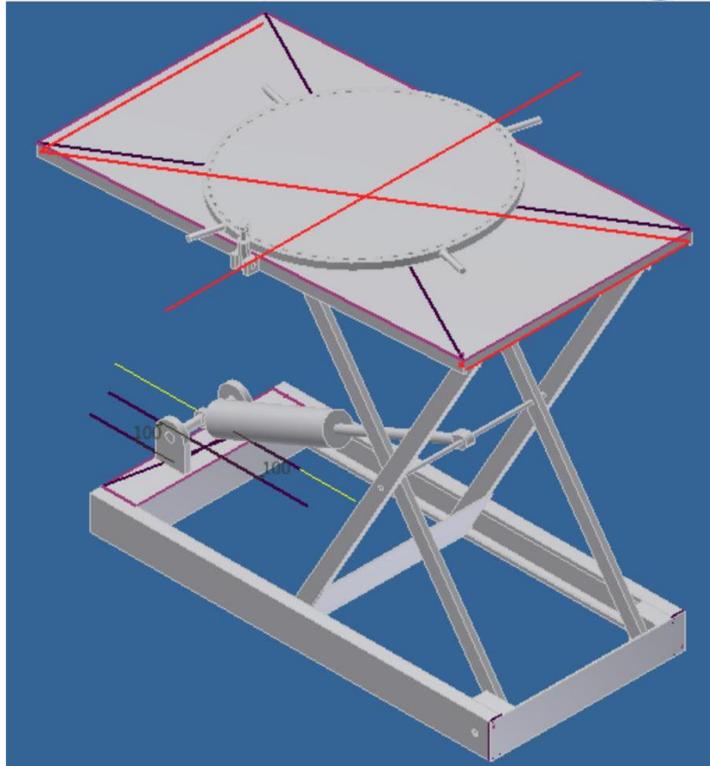
#### **1) Ventajas**

- a) Bajo costo
- b) Fácil utilización
- c) Sencilla elaboración
- d) Fácil mantenimiento
- e) Puede ser fijo o móvil
- f) Comodidad de realizar el trabajo

#### **2) Desventajas**

- a) Usa un espacio relativamente grande
- b) El transporte puede ser complicado
- c) La movilidad del equipo con carga

3) Figura 23. Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijera



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

### 3.3. Alternativa 2: Mecanismo manual tipo garrucha

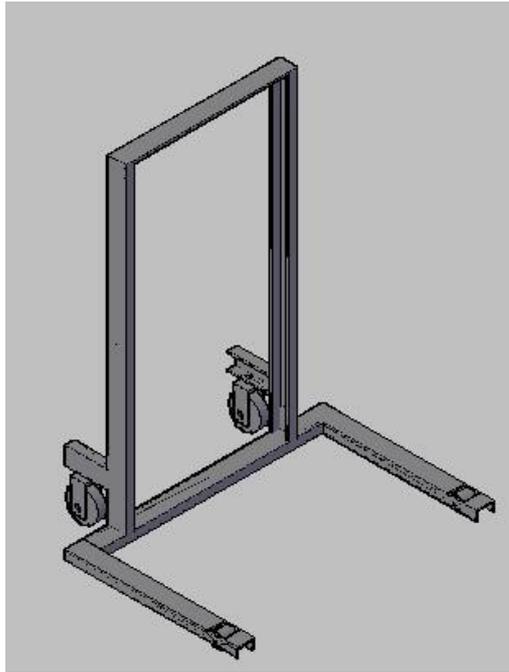
#### 1) Ventajas

- a) Bajo costo
- b) Fácil utilización
- c) Sencilla elaboración
- d) Puede ser fijo o móvil

#### 2) Desventajas

- a) Necesita mayor cuidado en la lubricación de los elementos transmisores del movimiento
- b) Puede fallar por estabilidad

Figura 24. Alternativa 2: Mecanismo manual tipo garrucha



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

### **3.4. Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna**

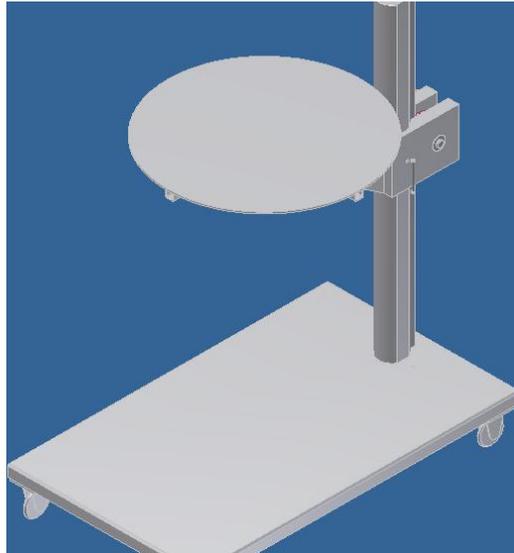
#### **1) Ventajas**

- e) Bajo costo
- f) Fácil utilización
- g) Sencilla elaboración
- h) Puede ser fijo o móvil

#### **2) Desventajas**

- a) La fuerza de elevación lo aplica el operario
- b) Puede fallar por estabilidad

Figura 25. Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). “Diseño en Ingeniería Mecánica”

### 3.5. Análisis

Parámetros de ponderación:

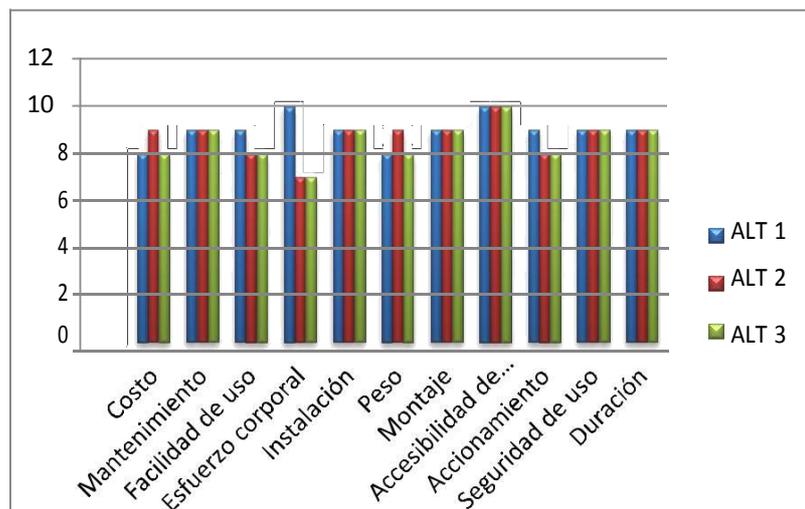
- 1-4 Caro, difícil, mucho esfuerzo.
- 5-7 Medianamente caro, relativamente fácil, poco esfuerzo.
- 8-10 Barato, fácil, poco esfuerzo

Tabla 1. Análisis de alternativas

DETALLE	ALT 1	ALT 2	ALT 3
Costo	8	9	8
Mantenimiento	9	9	9
Facilidad de uso	9	8	8
Esfuerzo corporal	10	7	7
Instalación	9	9	9
Peso	8	9	8
Montaje	9	9	9
Accesibilidad de accesorios	10	10	10
Accionamiento	9	8	8
Seguridad de uso	9	9	9
Duración	9	9	9
<b>TOTAL</b>	<b>99</b>	<b>96</b>	<b>94</b>

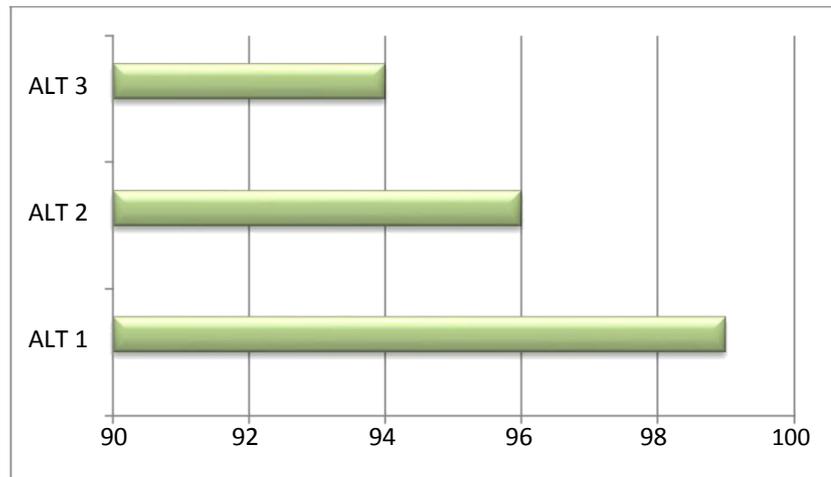
Fuente: Elaboración propia.

Grafica 1. Análisis por columnas



Fuente: Elaboración propia.

Grafica 2. Análisis por barras



Fuente: Elaboración propia.

## Resultado

- Como consecuencia de la valoración de los mecanismos 1,2 y 3; resulta favorable para el estudio y el diseño la alternativa 1; es decir, el Mecanismos Hidráulico Tipo Tijera, que es el motivo del presente trabajo de Tesis.

## **CAPÍTULO IV**

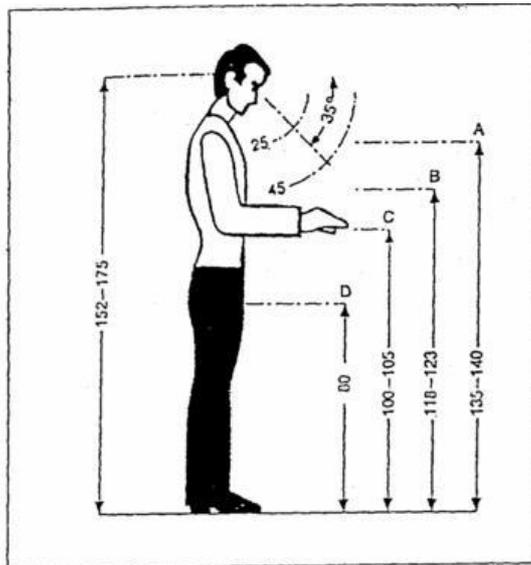
### **DISEÑO DE LA PLATAFORMA**

#### **4.1. Dimensiones del puesto de trabajo**

La adaptación de la altura de trabajo en la posición de pie es más difícil que la posición de sentado. La diferencia entre las alturas de la mesa, adaptadas a la mujer de baja estatura o al hombre de gran altura, es de 25 cm, para el mismo trabajo.

La altura de las mesas y las máquinas verticales requieren adaptación, mientras que para el resto sería suficiente las tarimas o pedestales.

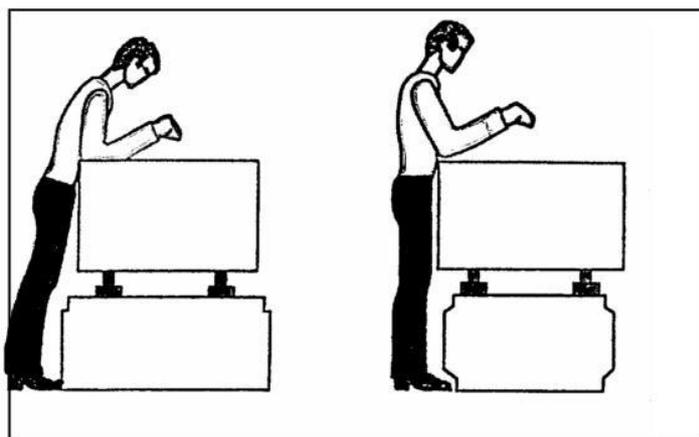
Figura 26. Altura de trabajo en posición de pie (hombres)



Fuente: <http://eneg.ucasal.net/paginas/alumnos/material/conformacion-puestos-de-trabajo-Salta-1.pdf>

En general, no son modificables la altura de trabajo de las personas; entonces, es necesario utilizar la zona de alcance de los brazos en el trabajo en posición de pie porque puede ampliar estos alcances con desplazamientos laterales. El espacio de acción de las piernas debe permitir la libertad de movimiento para los pies, adelantar una pierna, poder doblar la rodilla hacia delante y, en caso que sea necesario, accionar pedales.

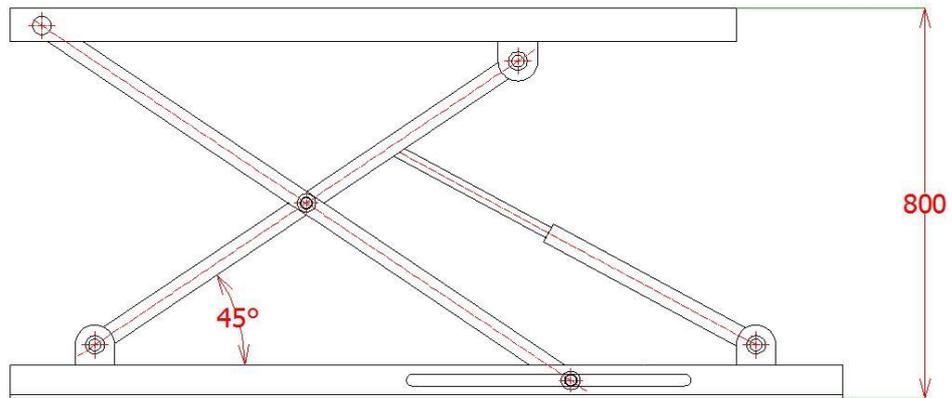
Figura 27. Todo puesto de trabajo debe contemplar la libertad de acción de los pies (Según Schulte)



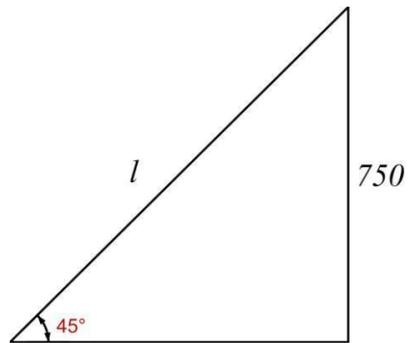
Fuente: <http://eneg.ucasal.net/paginas/alumnos/material/conformacion-puestos-de-trabajo-Salta-1.pdf>

## 4.2. Dimensionamiento de la altura óptima

Figura 28. Prototipo de la plataforma



Fuente: Los Autores



$$l = 750\sqrt{2}$$

$$l = 1060 \text{ mm}$$

Distribución de las cargas:

Peso de la estructura	500 Kg
Peso herramientas	20 Kg
Peso total	520 Kg

Por seguridad se adiciona un 10% del peso total.

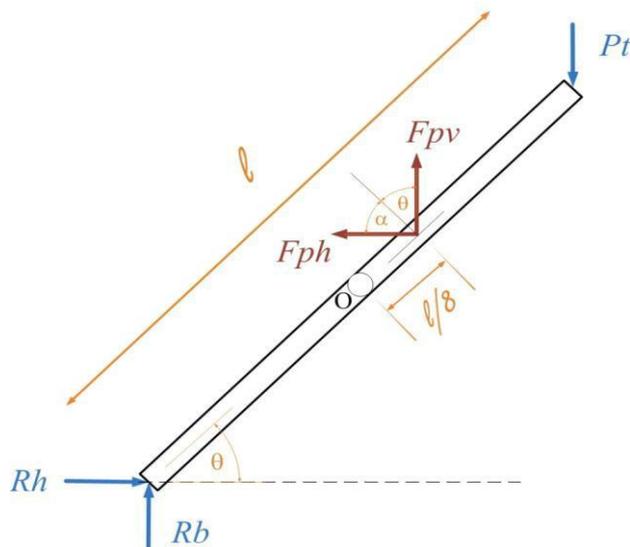
$$P = 520 \times 1,1$$

$$P = 572 \text{ Kg}$$

$$P = 5605,6 \text{ N} \approx 5610 \text{ N}$$

Determinamos la carga en cada nodo (apoyo) de la mesa

Fig.3.4 Diagrama de cuerpo libre de la barra de las tijeras



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

$$P_t = \frac{5610}{2} = 2805 \text{ N}$$

Donde:

$R_h$ : Reacción horizontal en la base

$R_b$ : Reacción vertical en la base

$R_{ph}$ : Componente horizontal de la fuerza del pistón

$R_{pv}$ : Componente vertical de la fuerza del pistón

$P_t$ : Fuerza de trabajo (1402,5 N)

$$\sum F_x = 0$$

$$R_h = Fp_h$$

$$R_h = Fp \cos \alpha \quad (\text{Ecuación 14})$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_b = P_t - Fp_v \sin \alpha \quad (\text{Ecuación 15})$$

$$\sum M_o = 0$$

$$R_h \left( \frac{l}{2} \sin \theta \right) - R_b \left( \frac{l}{2} \cos \theta \right) - P_t \left( \frac{l}{2} \cos \theta \right) + Fp_v \left( \frac{l}{8} \cos \theta \right) + Fp_h \left( \frac{l}{8} \sin \theta \right) = 0$$

$$4R_h \sin \theta - 4R_b \cos \theta - 4P_t \cos \theta + Fp_v \cos \theta + Fp_h \sin \theta = 0 \quad (\text{Ecuación 16})$$

Reemplazando:

Ec.14; Ec.15 en Ec.16

$$Fp_v = Fp \sin \alpha$$

$$Fp_h = Fp \cos \alpha$$

Quitando paréntesis y reduciendo términos semejantes se tiene:

$$4Fp \cos \alpha \sin \theta - 4(P_t - Fp \sin \alpha) \cos \theta - 4P_t \cos \theta + Fp \sin \alpha \cos \theta + Fp \cos \alpha \sin \theta = 0$$

Reemplazando:

Resulta:

$$5Fp = 8P_t \cos \theta$$

$$P_t = 2805 \text{ N}$$

$$Fp = 4488 \cos \theta$$

Reemplazando en Ecuación 15:

$$R_b = 2805 - 4488(\cos \theta)^2$$

Analizando para diferentes ángulos:

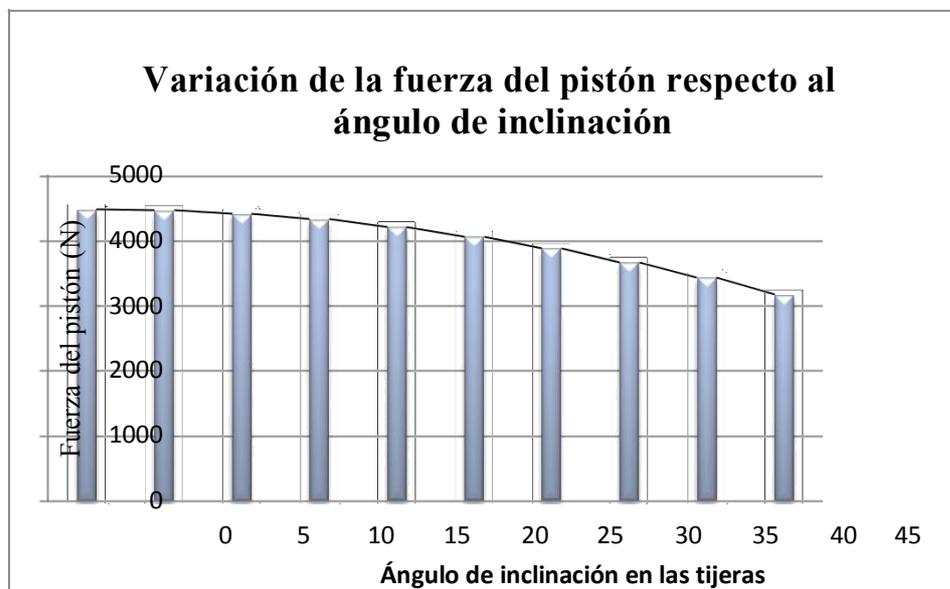
$$Fp = 4488 \cos \theta$$

Tabla 2. Analizando a diferentes ángulos

$\theta$ (°)	$\theta$ (rad)	$\text{Cos } \theta$	(N)
0	0	1	4488
5	0,0873	0,996	4470,92
10	0,1745	0,985	4419,82
15	0,2618	0,966	4335,08
20	0,3491	0,940	4217,34
25	0,4363	0,906	4067,51
30	0,5236	0,866	3886,72
35	0,6109	0,819	3676,35
40	0,6981	0,766	3438,01
45	0,7854	0,707	3173,50

Fuente: Elaboración propia

Figura 29. Variación de la fuerza del pistón



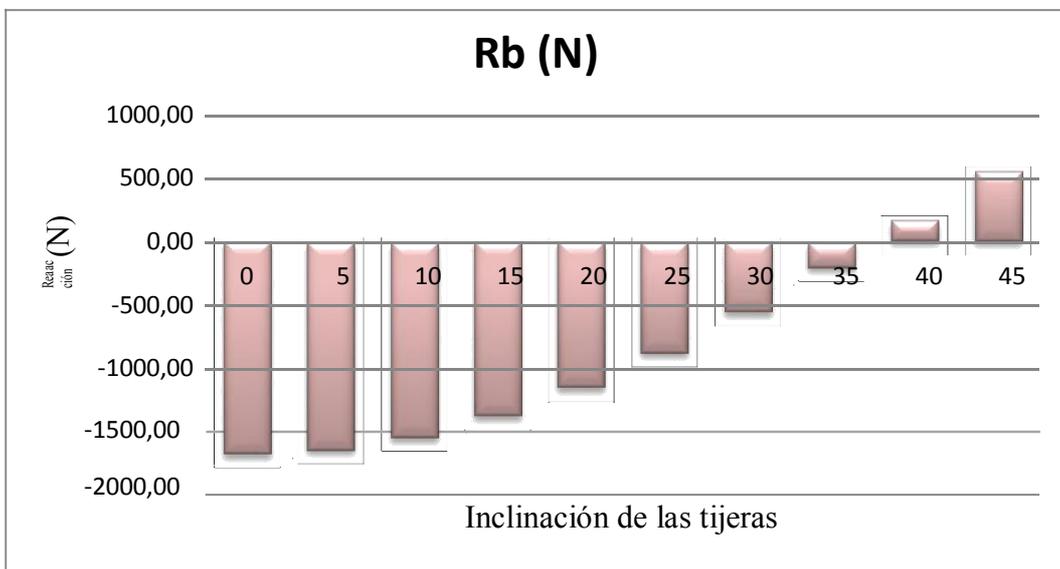
Fuente: Elaboración propia

Tabla 3. Analizando a diferentes ángulos

$\theta$ (°)	$\theta$ (rad)	$\cos\theta$	$(\cos\theta)^2$	Rb (N)
0	0	1	1	-1683,00
5	0,0873	0,996	0,992	-1648,91
10	0,1745	0,985	0,970	-1547,67
15	0,2618	0,966	0,933	-1382,36
20	0,3491	0,940	0,883	-1158,00
25	0,4363	0,906	0,821	-881,42
30	0,5236	0,866	0,750	-561,00
35	0,6109	0,819	0,671	-206,49
40	0,6981	0,766	0,587	171,33
45	0,7854	0,707	0,500	561,00

Fuente: Elaboración propia

Figura 30. Variación de la reacción vertical



Fuente: Elaboración propia

Entonces, con la fuerza máxima, seleccionamos el pistón más conveniente:

$$F_p = 4488 \text{ N}$$

Seleccionamos del catálogo

Figura 31. Cilindro hidráulico seleccionado



**ROEMHELD**  
HILMA ■ STARK

---

**Cilindros hidráulicos**  
sin amortiguación final, ejecución corta,  
presión máx. de servicio 200 bar

---



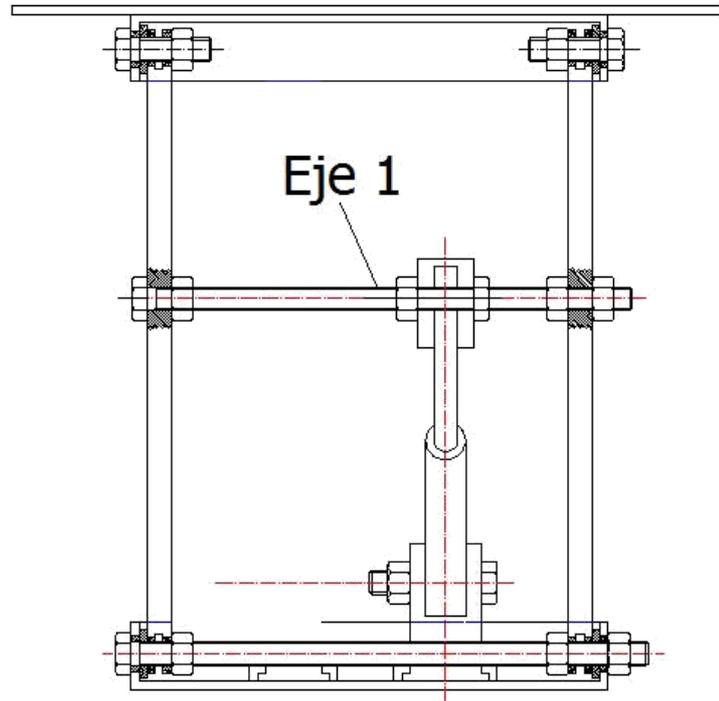
**Ventajas**

- Longitud mínima
- Velocidad máx. de desplazamiento del pistón 0,5 m/s
- Juntas tipo Glydring, de desgaste y rozamiento reducidos
- Duración elevada por la utilización de anillos de guía al pistón y al vástago del pistón
- Estanqueidad casi perfecta gracias a la doble junta del vástago del pistón
- Vástago del pistón templado por inducción y cromado duro
- Rascador de suciedad efectivo
- Particularmente apropiado para la construcción de utillajes y de moldes debido a la posibilidad de fijación directa por la cabeza del cilindro (diámetro reducido) y la precisión del centraje
- Conexión por brida según DIN ISO 6020

Fuente: <http://www.roemheld.de/ES/roemheld.aspx?cmd=home>



Figura 33. Fuerza repartida por el pistón



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). “Diseño en Ingeniería Mecánica”

Entonces la fuerza real del pistón se divide para dos:

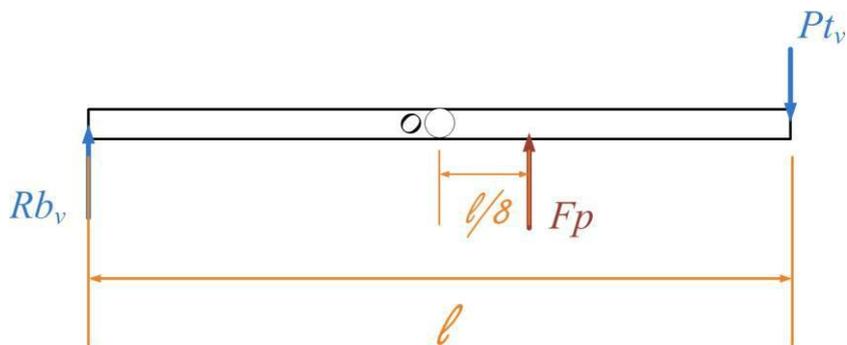
$F_{p1} = 4900 \text{ N}$  y con esta fuerza dimensionamos es brazo

### 4.3. Diseño de las tijeras

Analizamos para la posición  $\alpha = 0^\circ$  y  $\alpha = 45^\circ$ :

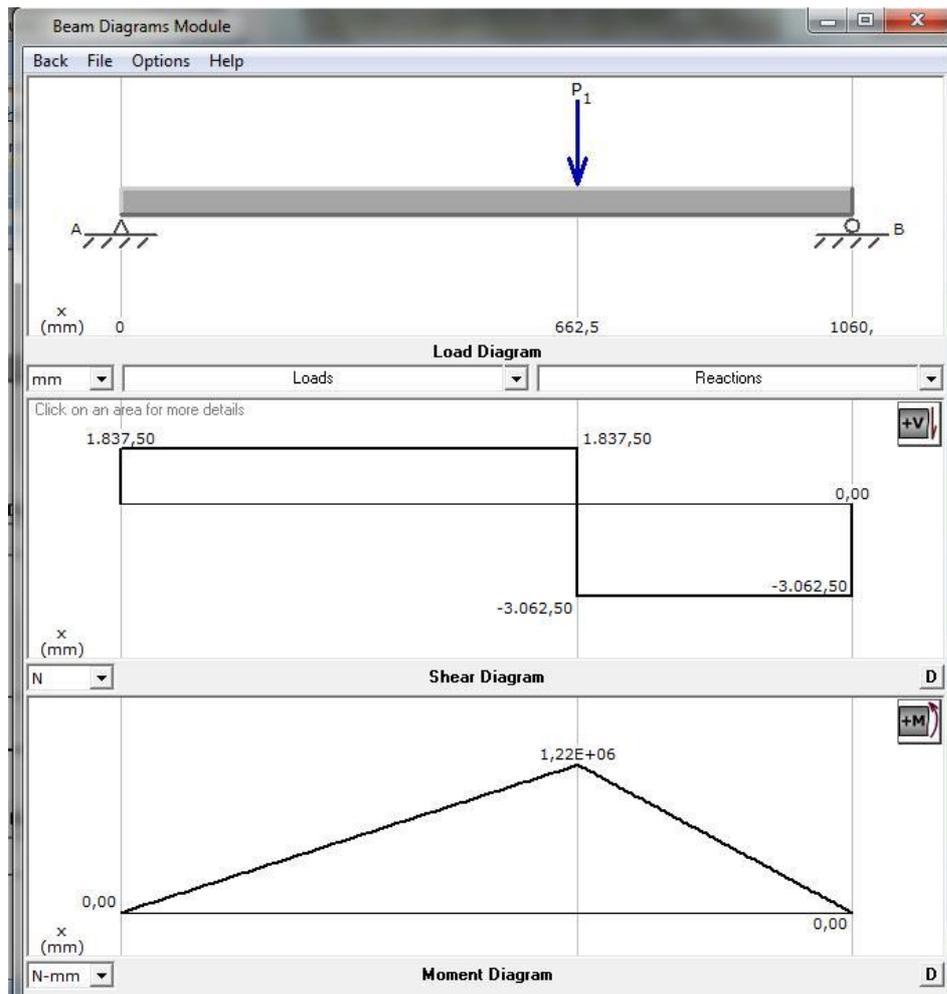
#### 4.3.1 Caso 1: Para $\alpha = 0^\circ$

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre tijera para  $\alpha = 0^\circ$



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). “Diseño en Ingeniería Mecánica”

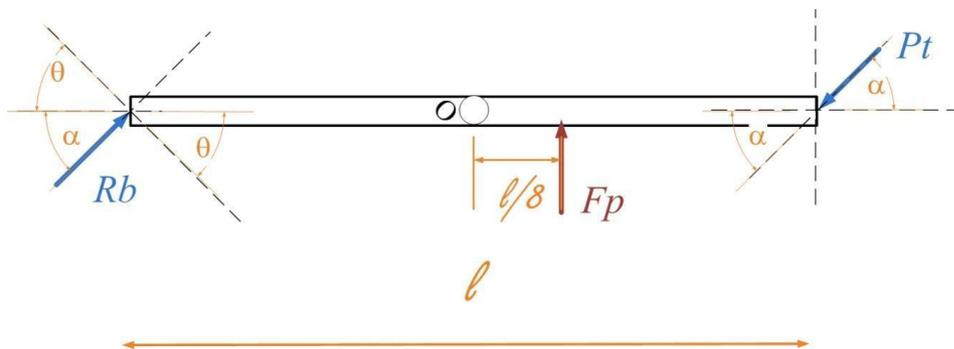
Figura 35. Diagrama de reacción y momento flector máximo para  $\alpha = 0^\circ$  (MDSolids 3.1)



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

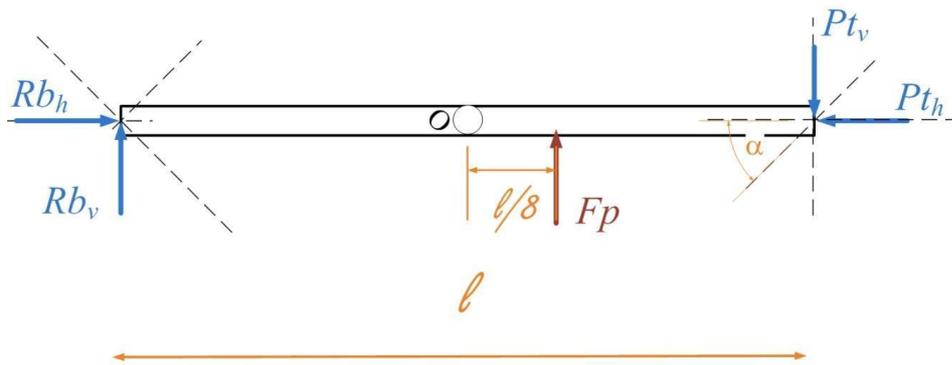
#### 4.3.2. Caso 2: Para $\alpha = 45^\circ$

Figura 36. Diagrama de cuerpo libre tijera para  $\alpha = 45^\circ$



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

Figura 37. Diagrama de cuerpo libre descompuesto para  $\alpha = 45^\circ$



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

Donde:

$$P_{t_v} = P_{t_h} = 0,7071 (2805)$$

$$P_{t_v} = P_{t_h} = 1983,43 \text{ N}$$

$$l = 1060 \text{ mm}$$

Tenemos una viga sometida a esfuerzos combinados, se refiere a casos en que dos o más tipos de esfuerzos actúan en un punto dado al mismo tiempo. Los componentes pueden ser normales (es decir, tensión o compresión) o esfuerzos cortantes.

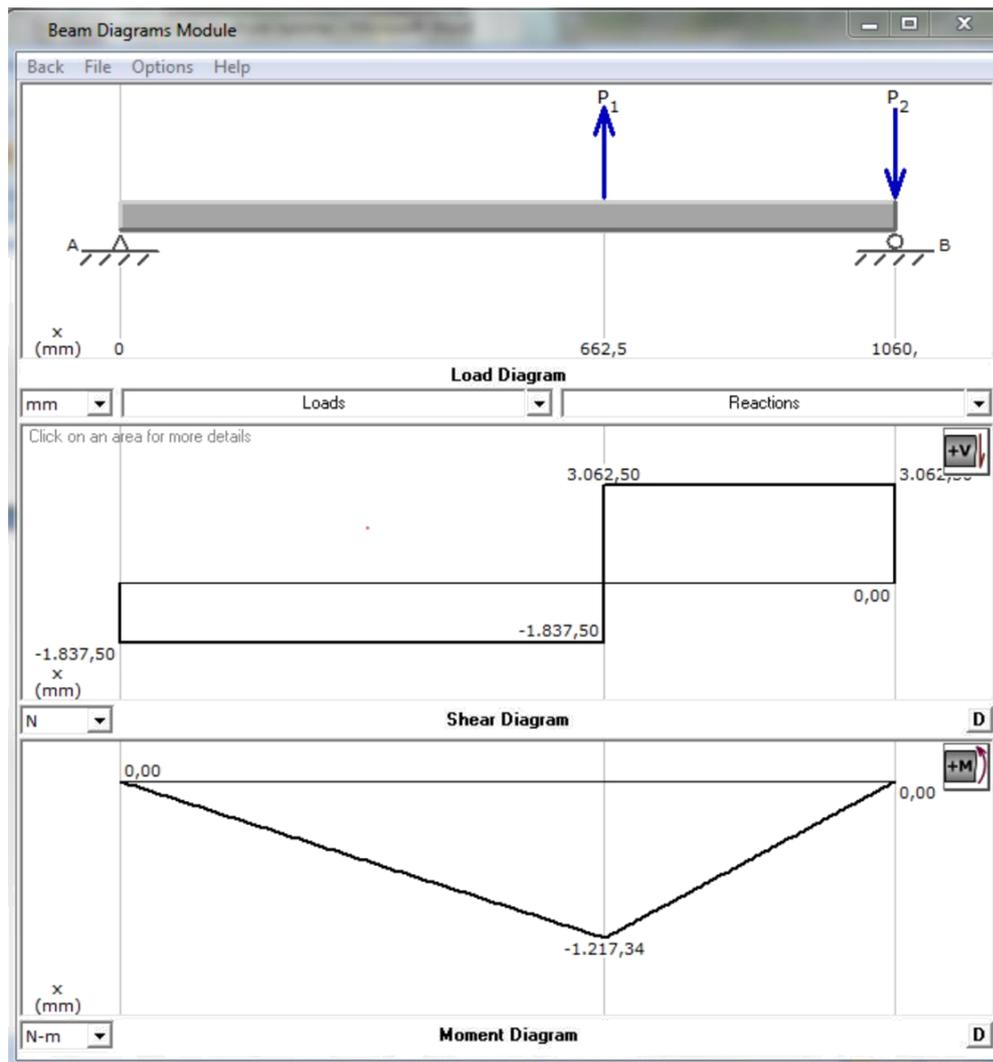
Compresión + Flexión, usamos la fórmula de esfuerzos combinados.

(Ecuación 17)

$$\sigma = -\frac{P}{A} \pm \frac{Mc}{I}$$

Primero dimensionamos una sección transversal de prueba, para esto trabajamos con los esfuerzos a flexión (porque son mayores que los de compresión).

Figura 38. Diagrama de reacción y momento flector máximo para  $\alpha = 45^\circ$  (MDSolids 3.1)



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

$M_{\max} = 1217 \text{ N-m}$

Se selecciona un acero estructural ASTM-A36 y se calcula un esfuerzo admisible<sup>64</sup>:

$S_y = 36000 \text{ psi} = 248 \text{ MPa}$

$$0,60 S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0,75 S_y$$

$$\sigma_{perm} = 0,6 (248 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{perm} = 148,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

Entonces:

$$S = \frac{M}{\sigma}$$

$$S = \frac{1217 \text{ N} \cdot \text{m}}{148,8 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S = 8,18 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S = \frac{bh^2}{6}$$

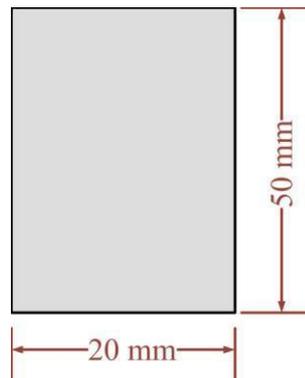
Con la ayuda del Excel, se prueba combinaciones de medidas hasta obtener un módulo de sección cercano al calculado:

Tabla 4. Módulo de sección seleccionado

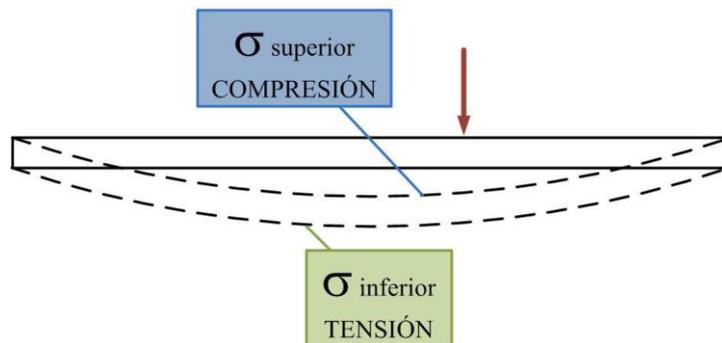
b (mm)	b (m)	h(mm)	h(m)	S (m <sup>3</sup> )
10	0,01	100	0,1	1,67E-05
15	0,015	100	0,1	2,50E-05
20	0,02	100	0,1	3,33E-05
10	0,01	120	0,12	2,40E-05
15	0,015	120	0,12	3,60E-05
20	0,02	120	0,12	4,80E-05
10	0,01	140	0,14	3,27E-05
15	0,015	140	0,14	4,90E-05
20	0,02	140	0,14	6,53E-05
10	0,01	150	0,15	3,75E-05
15	0,015	150	0,15	5,63E-05
20	0,02	150	0,15	7,50E-05
10	0,01	160	0,16	4,27E-05
15	0,015	160	0,16	6,40E-05
20	0,02	160	0,16	8,53E-05
25	0,025	160	0,16	1,07E-04
20	0,02	60	0,06	1,20E-05
25	0,025	60	0,06	1,50E-05
25	0,025	50	0,05	1,04E-05
20	0,02	50	0,05	8,33E-06
20	0,02	40	0,04	5,33E-06
30	0,03	50	0,05	1,25E-05

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, se trabaja con una sección rectangular con las siguientes dimensiones:



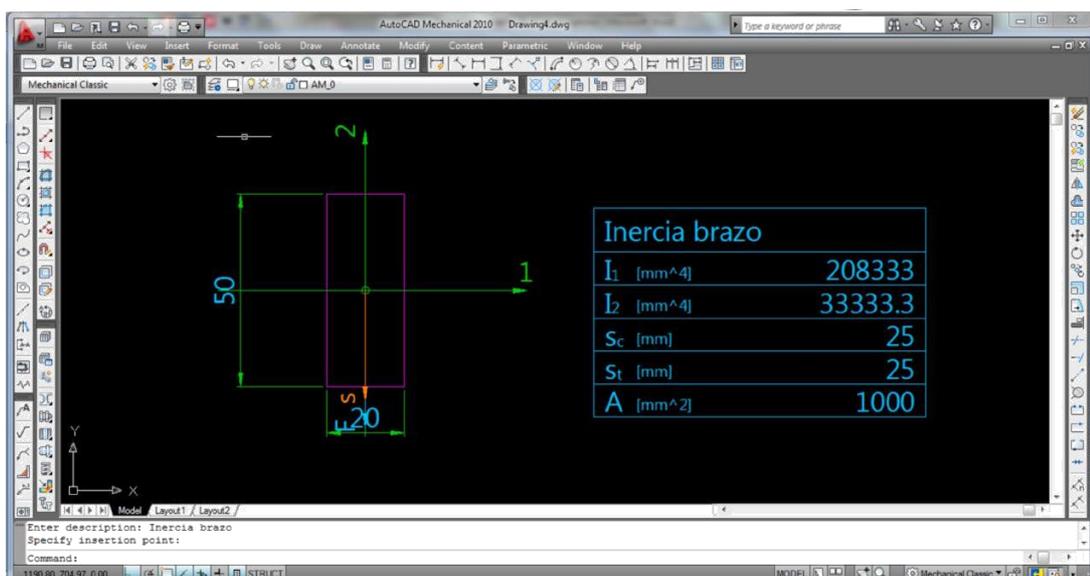
Se calcula los esfuerzos máximos:



$$\sigma = -\frac{P}{A} \pm \frac{Mc}{I}$$

(Ecuación 17)<sup>65</sup>

Figura 39. Calculo de inercia del brazo



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

$$I = 208333 \text{ mm}^4 = 2,08 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$A = 1000 \text{ mm}^2 = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{sup} = -\frac{P}{A} - \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ecuación 18})^{66}$$

$$\sigma_{sup} = -\frac{1983 \text{ N}}{1 \times 10^{-3} \text{ m}^2} - \frac{(1217 \text{ Nm})(25 \times 10^{-3} \text{ m})}{2,08 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{sup} = -148,25 \times 10^6 \text{ Pa}$$

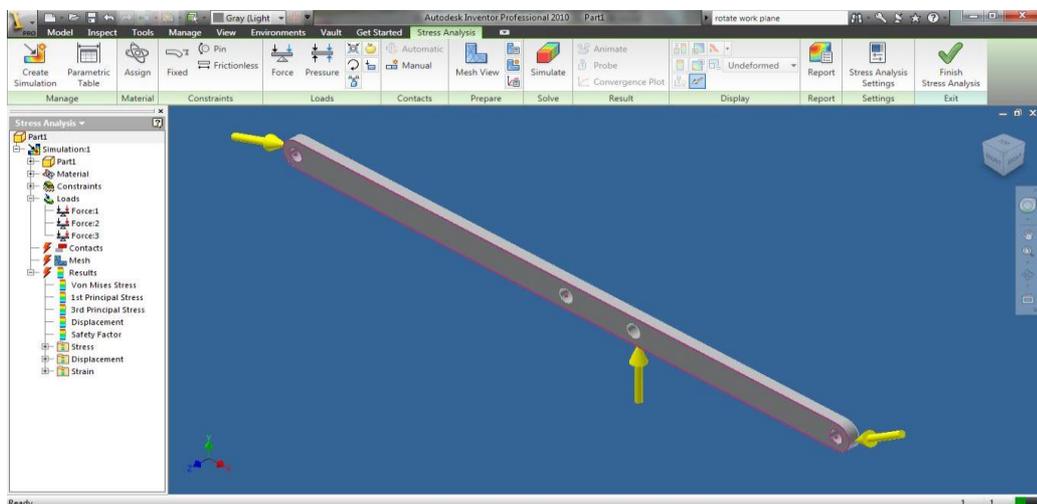
$$\sigma_{inf} = -\frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ecuación 19})$$

$$\sigma_{inf} = -\frac{1983 \text{ N}}{1 \times 10^{-3} \text{ m}^2} + \frac{(1217 \text{ Nm})(25 \times 10^{-3} \text{ m})}{2,08 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{inf} = 144,27 \times 10^6 \text{ Pa}$$

### Simulación de cada brazo en Autodesk Inventor:

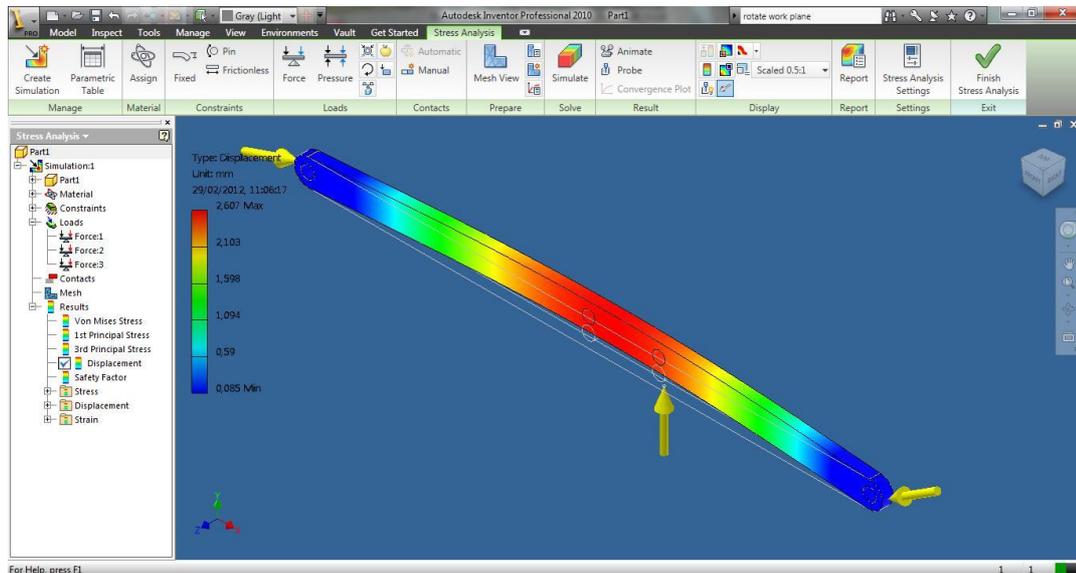
Figura 40. Cálculo del brazo con cargas



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

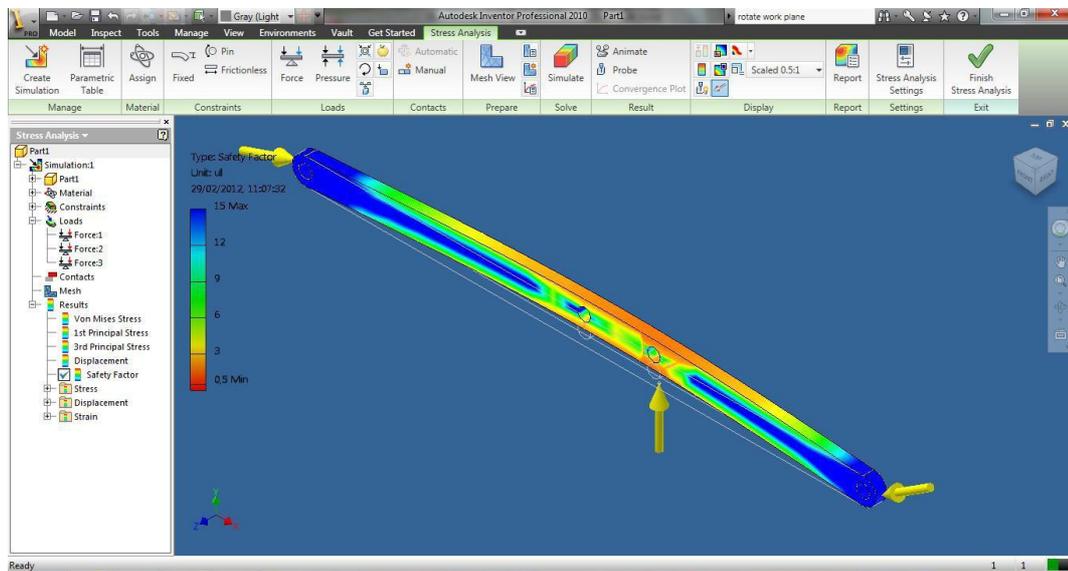
## Resultados de la simulació

Figura 41. Deflexión del brazo



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 42. Factor de seguridad del brazo

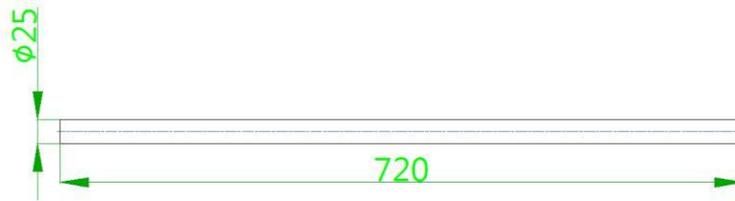


Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

**Conclusión:** Si bien los resultados que arroja el programa, difieren de los cálculos a mano, esto se da por lo que el inventor toma en cuenta los agujeros de los ejes.

#### 4.4. Diseño del eje superior

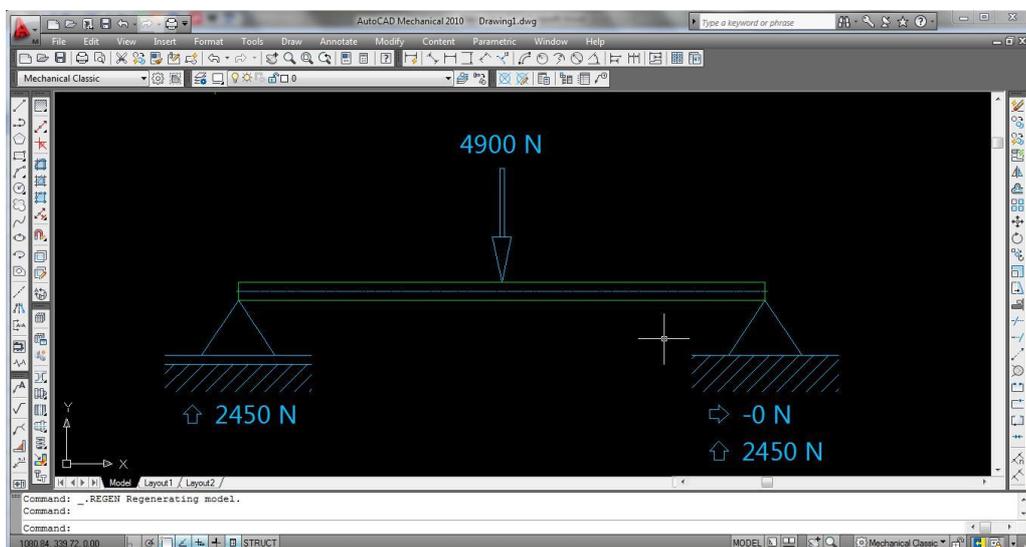
Figura 43. Diseño del eje superior



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

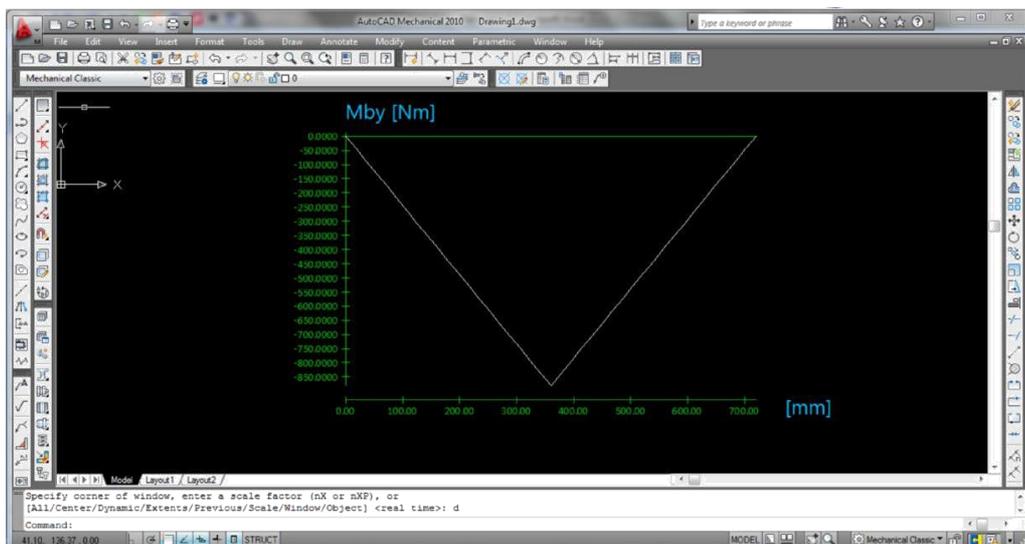
#### Simulando en Autocad mechanical

Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eje superior



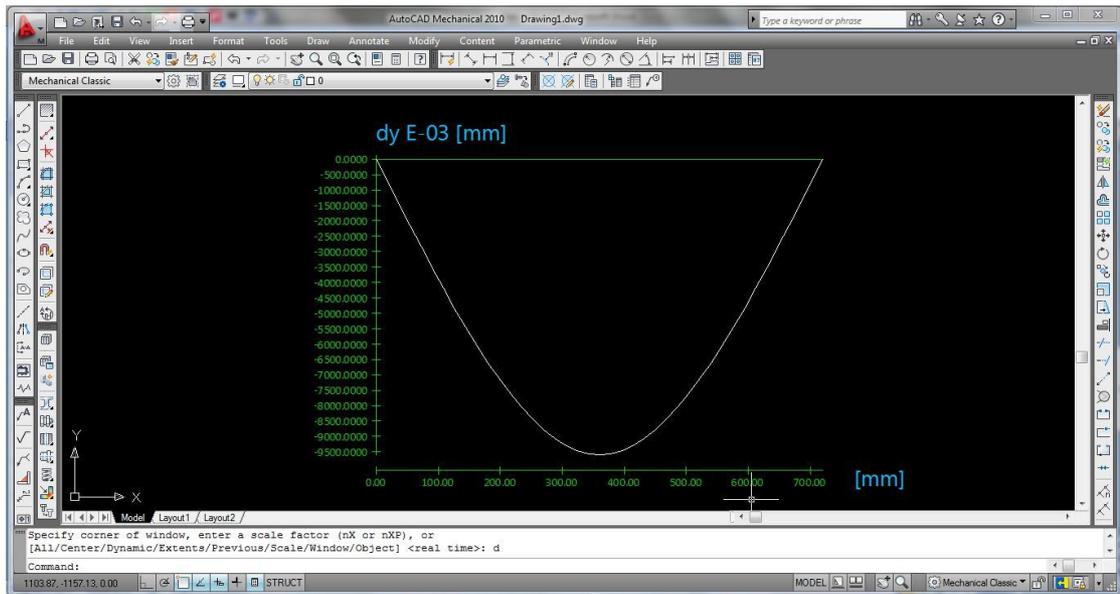
Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 45. Momento flector del eje superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

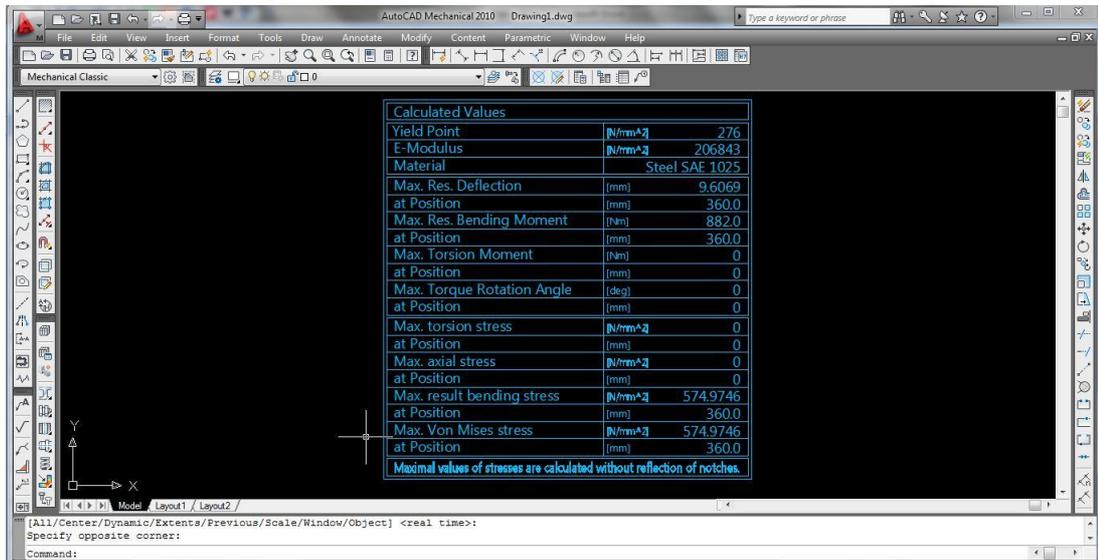
Figura 46. Deflexión del eje superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Compendio de resultados

Figura 47. Resultados del eje superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Se observa que la deflexión máxima es de 9,6 mm y calculando la deflexión admisible resulta:

$$[\delta] = \frac{L}{350}$$

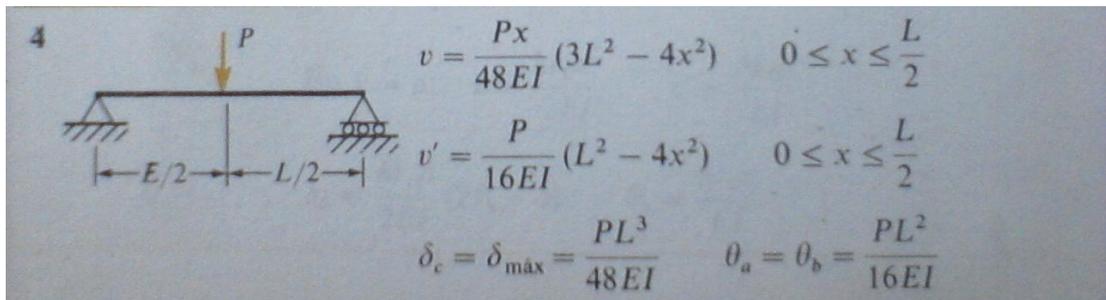
$$[\delta] = \frac{720}{350}$$

$$[\delta] = 2,06 \text{ mm}$$

La deflexión real es mayor que la admisible, por lo que se debe rediseñar el eje.  
Para esto se aumenta la sección del eje.

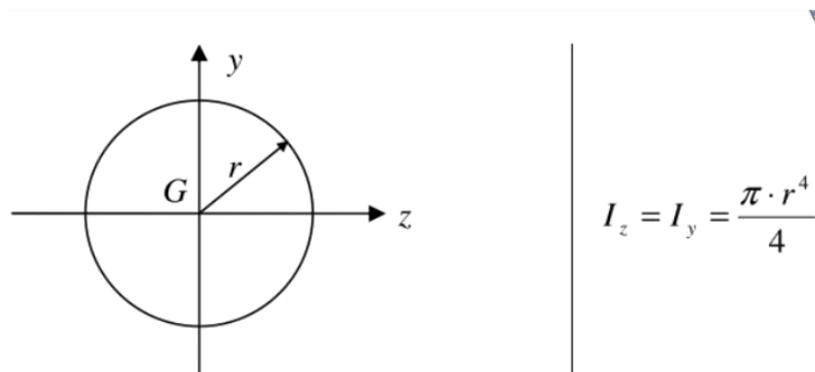
Se parte de la deflexión de 2 mm, utilizando las tablas de deflexión

Tabla 5. Deflexión de la viga (apoyos simples: carga central)



Fuente: Shigley, J., & Mischke, C. (2002). "Diseño en Ingeniería Mecánica"

El momento de inercia:



Se analiza mediante una tabla de Excel

Tabla 6. Modulo de la sección del eje

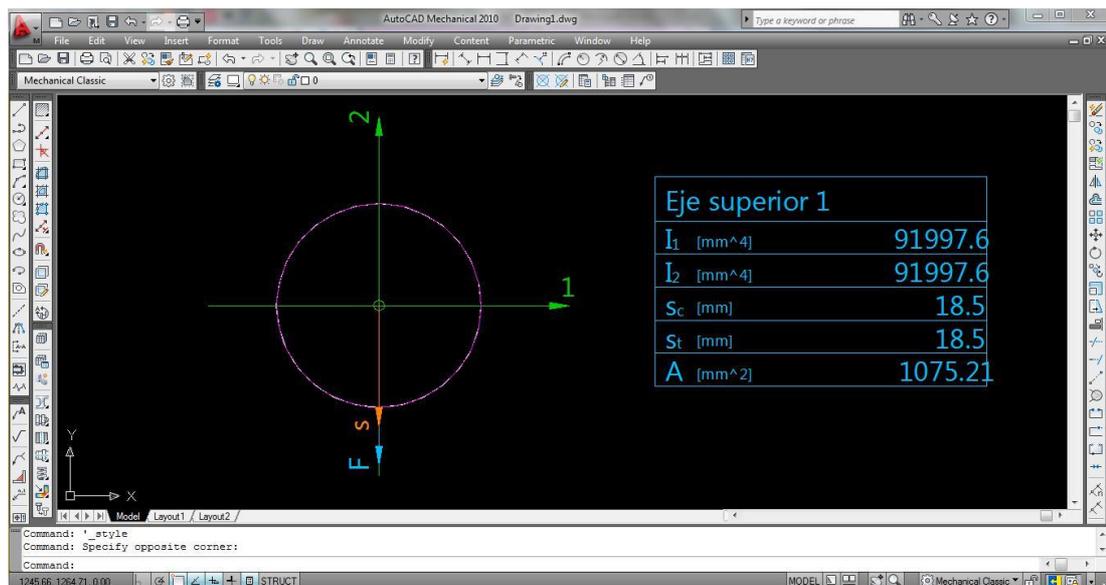
r (mm)	r (m)	I (m4)
25	0,025	3,07E-07
28	0,028	4,83E-07
30	0,03	6,36E-07
20	0,02	1,26E-07
19	0,019	1,02E-07
18	0,018	8,24E-08
17	0,017	6,56E-08
16	0,016	5,15E-08
18,5	0,0185	9,198E-08
18,6	0,0186	9,40E-08
18,65	0,01865	9,50E-08
18,66	0,01866	9,52E-08

Fuente: Elaboración propia

**Conclusión:** Se necesita un eje con diámetro 37,3 mm, pero se trabaja con un eje de 38 mm para mayor seguridad.

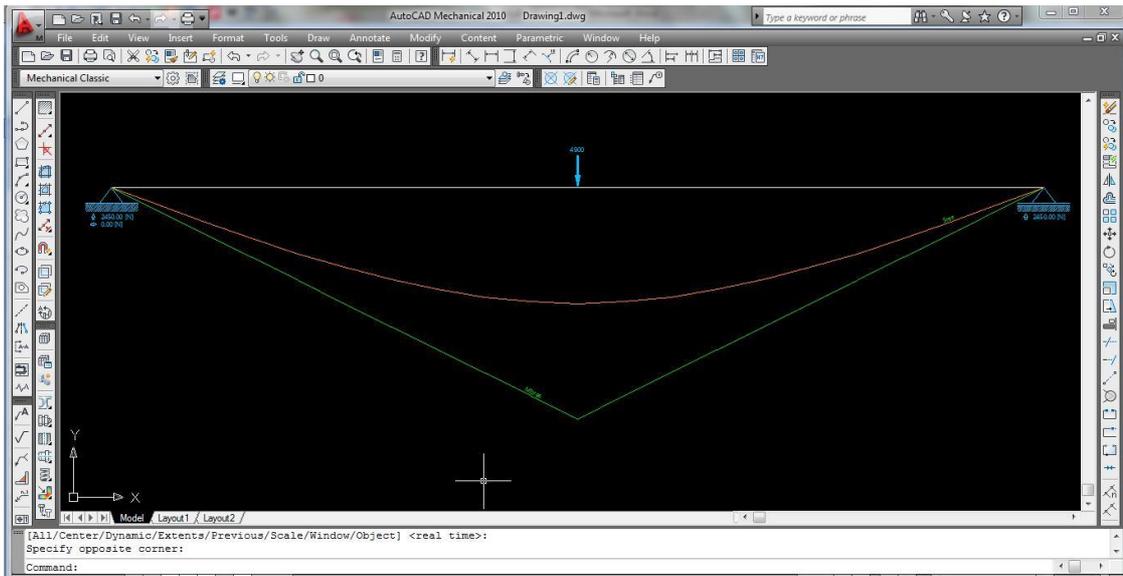
Simulando en Autocad mechanical

Figura 48. Inercia del eje superior 1



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

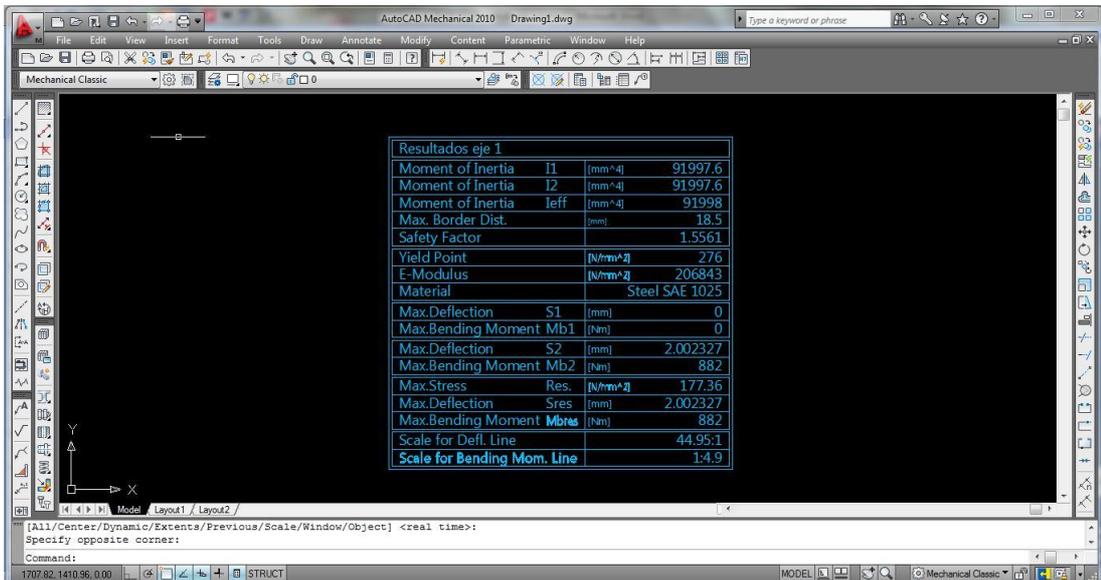
Figura 49. Momento flector y deflexiones del eje superior 1



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Compendio de resultados

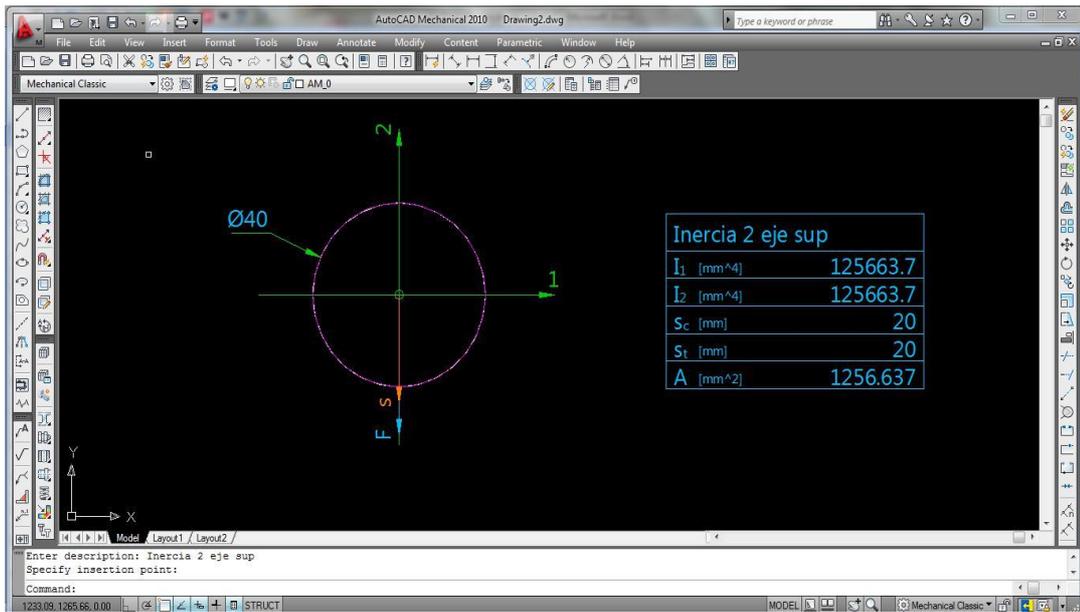
Figura 50. Resultados del eje superior 1



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

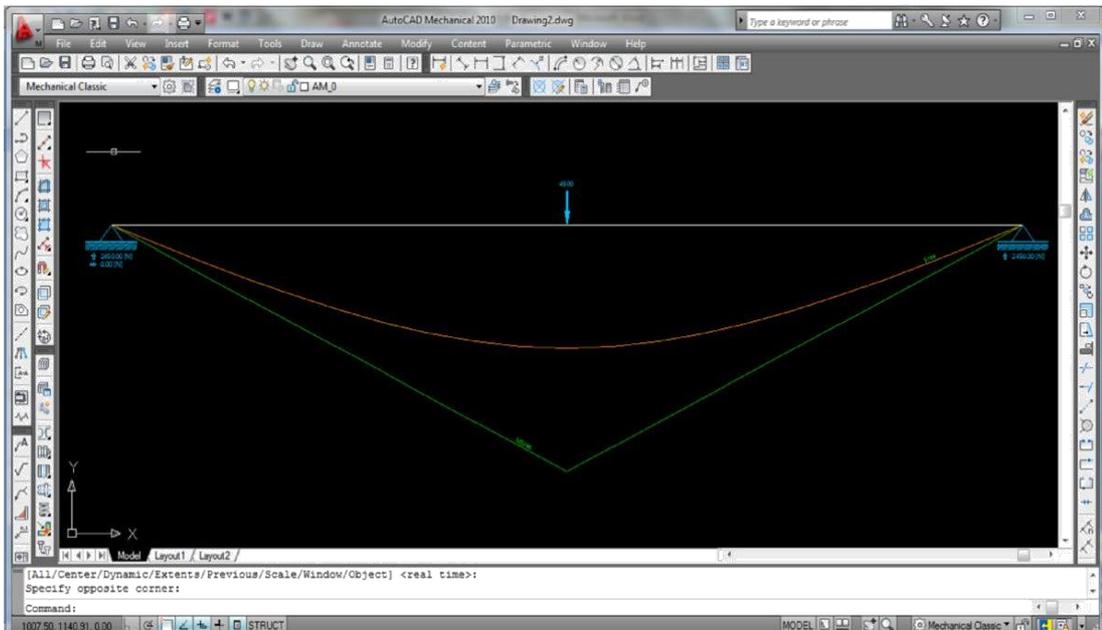
De la simulación corrida, observamos que el factor de seguridad es de 1,55 que está cerca al mínimo del factor de seguridad permitido, por lo que hay que rediseñar el eje para un diámetro mayor (40 mm)

Figura 51. Inercia del eje superior 2



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

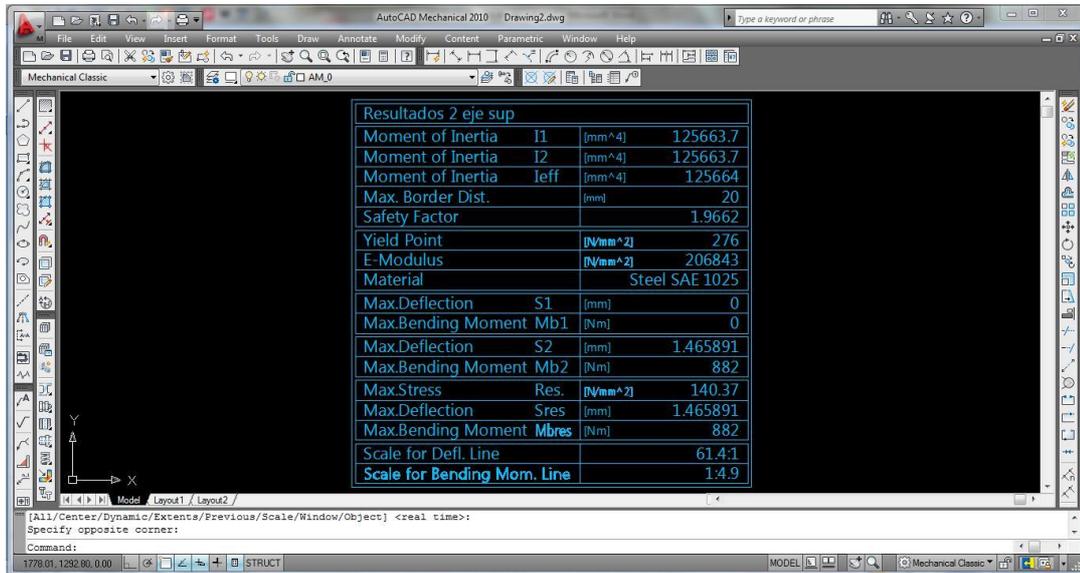
Figura 52. Momento flector y deflexiones del eje superior 2



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Compendio de resultados

Figura 53. Resultados del eje superior 2



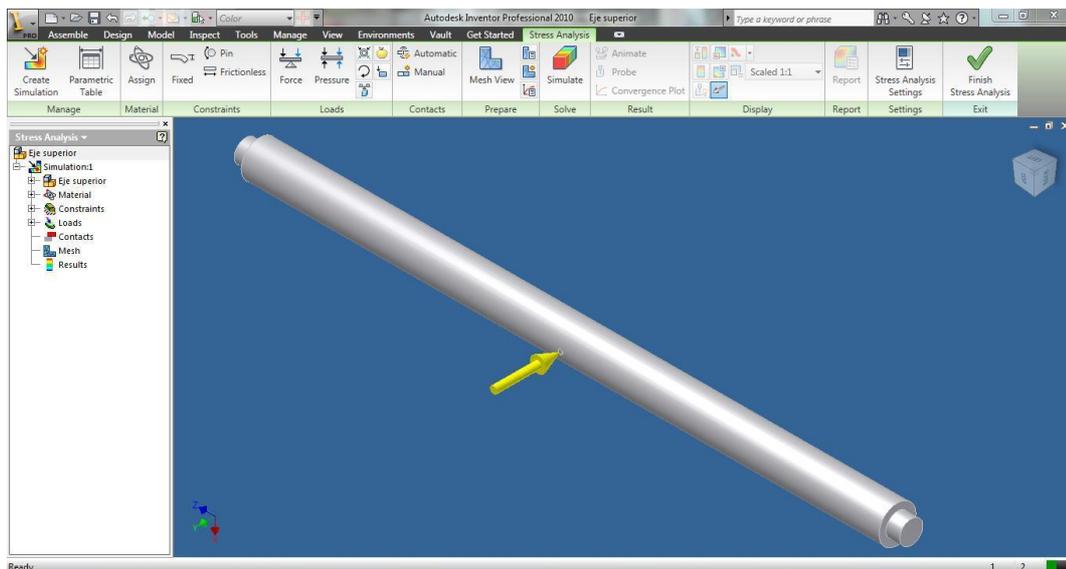
Resultados 2 eje sup			
Moment of Inertia	I1	[mm^4]	125663.7
Moment of Inertia	I2	[mm^4]	125663.7
Moment of Inertia	Ieff	[mm^4]	125664
Max. Border Dist.		[mm]	20
Safety Factor			1.9662
Yield Point		[N/mm^2]	276
E-Modulus		[N/mm^2]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	0
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	0
Max.Deflection	S2	[mm]	1.465891
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	882
Max.Stress	Res.	[N/mm^2]	140.37
Max.Deflection	Sres	[mm]	1.465891
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	882
Scale for Defl. Line			61.4:1
Scale for Bending Mom. Line			1:4.9

Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

**Conclusión:** Con este nuevo cálculo, el factor de seguridad sube a 1,96 que es un valor cercano a 2 y es óptimo para el diseño.

En Autodesk Inventor

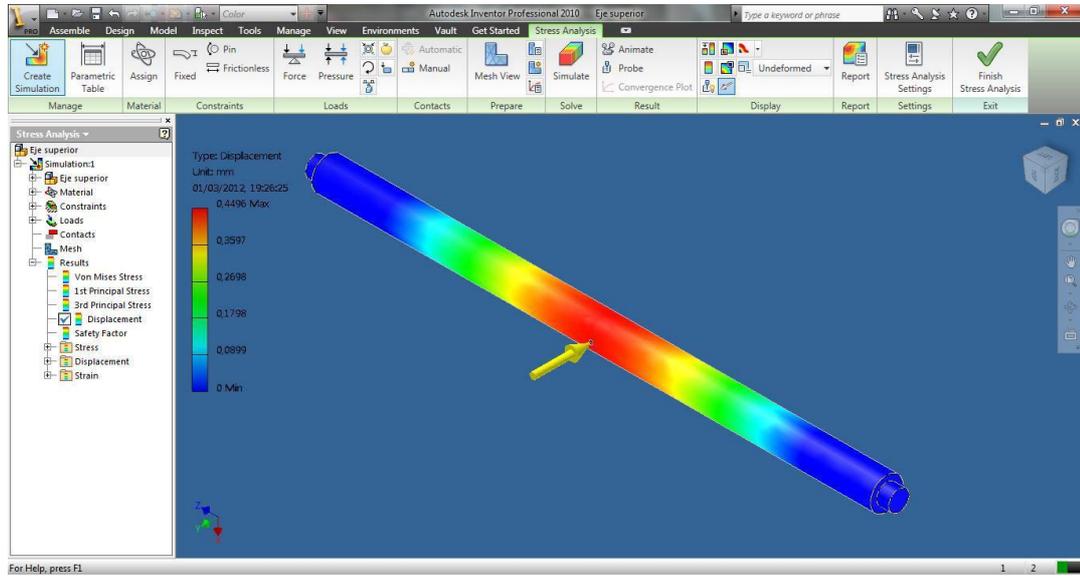
Figura 54. Eje superior con carga



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

En Autodesk Inventor

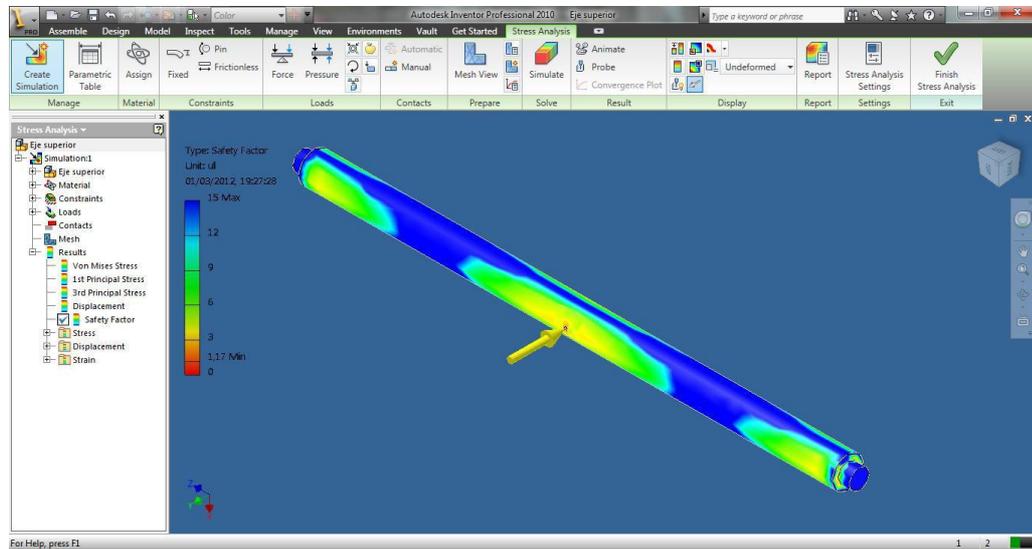
Figura 55. Desplazamiento del eje superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

En Autodesk Inventor

Figura 56. Factor de seguridad del eje superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Especificaciones Técnicas

Tabla 7. Especificaciones técnicas del eje superior

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,00000000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/( m K )
	Specific Heat	460 J/( kg c )
Part Name(s)	eje sup	

Fuente: Elaboración propia

## Compendio de resultados

Tabla 8. Resultados del eje superior

### ▣ Operating conditions

#### ▣ Force:1

Load Type	Force
Vector X	0.000 N
Vector Y	-4900.000 N
Vector Z	0.000 N

### ▣ Results

#### ▣ Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	5535,8 N	17,7891 N	18,6416 N m	14,0493 N m
		5533,78 N		12,2448 N m
		148,161 N		0,437441 N m
Fixed Constraint:1	649,641 N	-14,8933 N	17,6544 N m	-13,0065 N m
		-632,146 N		-11,9302 N m
		-149,007 N		-0,425892 N m

### ☐ Result Summary

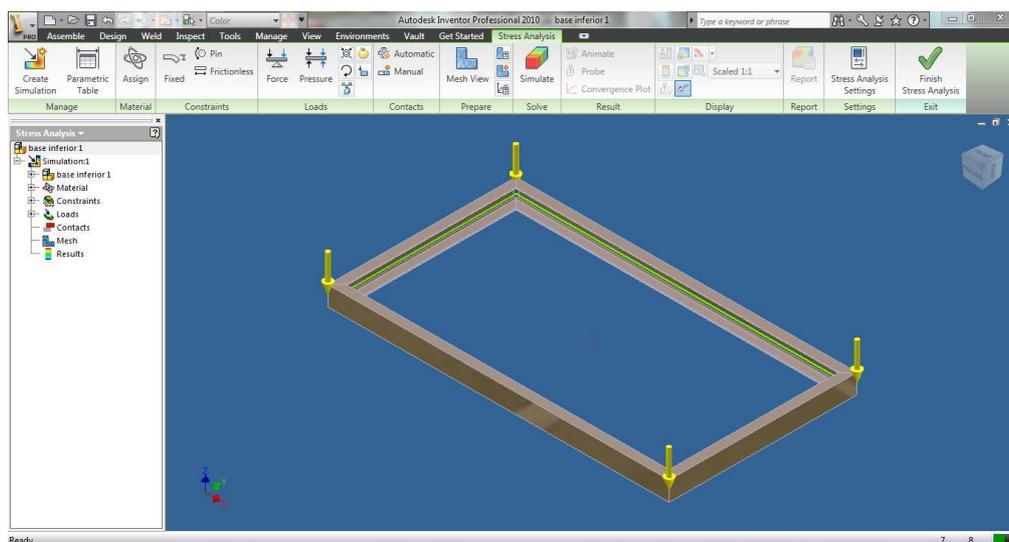
Name	Minimum	Maximum
Volume	881660 mm <sup>3</sup>	
Mass	6,92103 kg	
Von Mises Stress	0,0538908 MPa	176,197 MPa
1st Principal Stress	-245,398 MPa	115,055 MPa
2nd Principal Stress	-448,504 MPa	41,2826 MPa
Displacement	0 mm	0,449593 mm
Safety Factor	1,17482 ul	15 ul
Stress XX	-245,415 MPa	48,2667 MPa
Stress XY	-74,7492 MPa	70,8272 MPa
Stress XZ	-25,1214 MPa	24,7645 MPa
Stress YY	-448,548 MPa	47,0816 MPa
Stress YZ	-40,2509 MPa	43,0318 MPa
Stress ZZ	-338,133 MPa	114,731 MPa
X Displacement	-0,00190371 mm	0,00112241 mm
Y Displacement	-0,449592 mm	0,000819465 mm
Z Displacement	-0,036597 mm	0,0365662 mm
Equivalent Strain	0,000000222407 ul	0,00117796 ul
1st Principal Strain	-0,0000447087 ul	0,000475036 ul
3rd Principal Strain	-0,00130259 ul	-0,000000192563 ul
Strain XX	-0,000155252 ul	0,000127285 ul
Strain XY	-0,000462733 ul	0,000438454 ul
Strain XZ	-0,000155514 ul	0,000153304 ul
Strain YY	-0,0013023 ul	0,000395905 ul
Strain YZ	-0,000249172 ul	0,000266388 ul
Strain ZZ	-0,000618783 ul	0,000421241 ul

Fuente: Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

**Conclusión:** De estos resultados, la deflexión máxima es de 0,449 mm, con la deflexión admisible de 2 mm, que es mucho menor por lo que el diseño es óptimo.

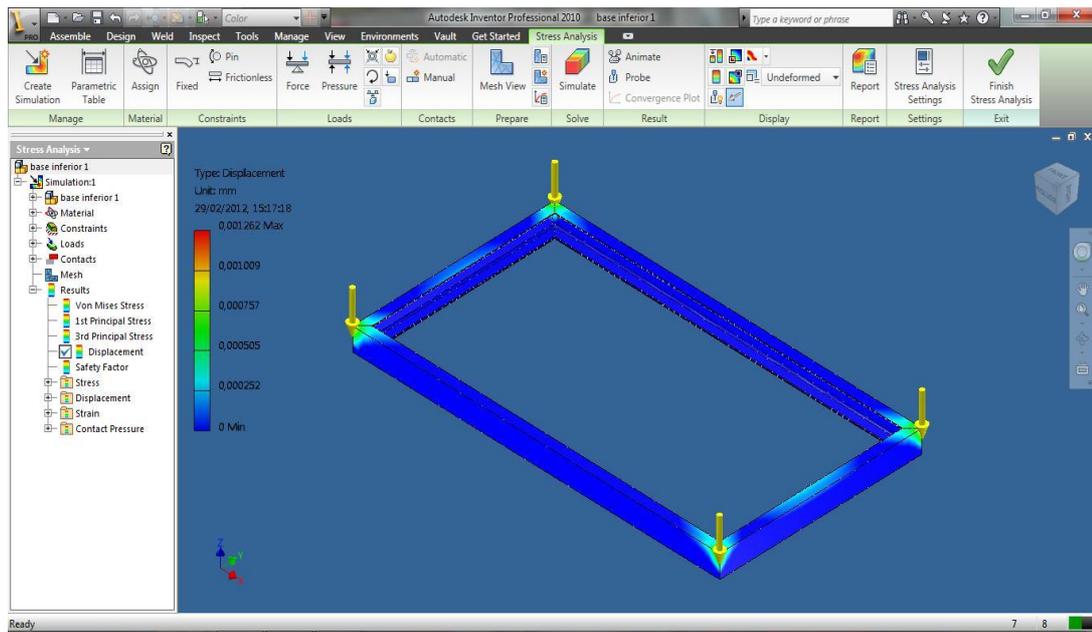
### 4.5. Simulación de la base inferior

Figura 57. Base inferior con carga



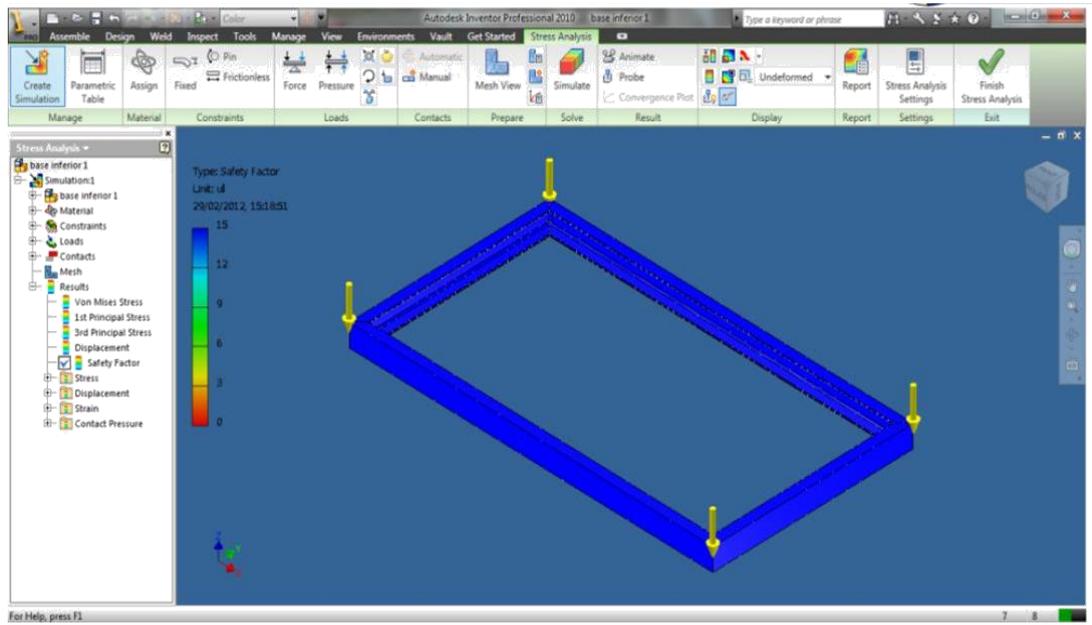
Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 58. Desplazamiento de la base inferior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 59. Factor de seguridad de la base inferior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Especificaciones técnicas

Tabla 9. Especificaciones técnicas de la base inferior

### Material(s)

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7,86 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	220 GPa
	Poisson's Ratio	0,275 ul
	Shear Modulus	86,2745 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,00000000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/( m K )
	Specific Heat	460 J/( kg c )
Part Name(s)	base inferior 1 base inf	
Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,00000000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/( m K )
	Specific Heat	460 J/( kg c )
Part Name(s)	Skeleton0001 ANSI C 3 x 4,1 00000001 ANSI C 3 x 4,1 00000002 ANSI C 3 x 4,1 00000003 ANSI C 3 x 4,1 00000004	

Fuente: Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Compendio de resultados

### Force:1

Load Type	Force
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-1300.000 N

### Selected Face(s)

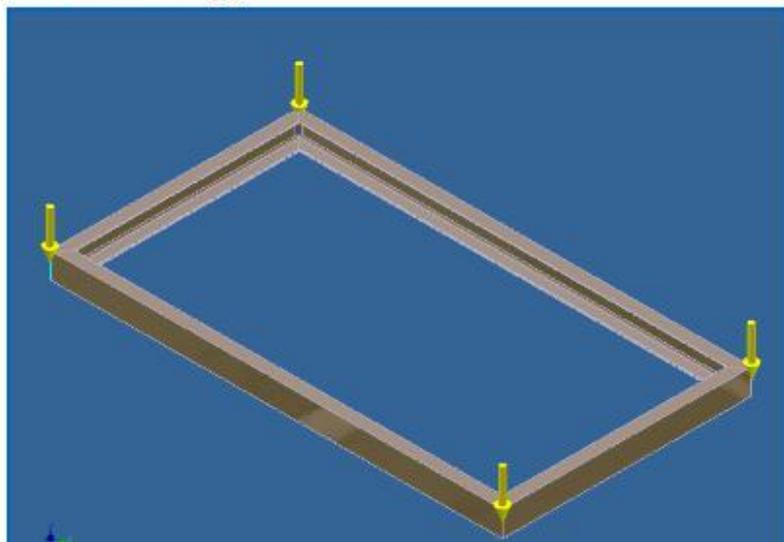


Tabla 10. Resultados de la base inferior

☐ **Force:2**

Load Type	Force
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-1300.000 N

☐ **Force:3**

Load Type	Force
Vector X	0.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	-1300.000 N

☐ **Force:4**

Load Type	Force
Vector X	0.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	-1300.000 N

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	3156070 mm <sup>3</sup>	
Mass	24,8121 kg	
Von Mises Stress	0,000037633 MPa	6,436 MPa
1st Principal Stress	-0,989961 MPa	1,9827 MPa
3rd Principal Stress	-7,70439 MPa	0,215354 MPa
Displacement	0 mm	0,00126181 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-3,4843 MPa	1,28664 MPa
Stress XY	-0,960524 MPa	0,892757 MPa
Stress XZ	-3,35896 MPa	2,88841 MPa
Stress YY	-2,66466 MPa	1,24245 MPa
Stress YZ	-2,34115 MPa	3,06807 MPa
Stress ZZ	-4,99137 MPa	1,51962 MPa
X Displacement	-0,000437383 mm	0,000450159 mm
Y Displacement	-0,000495039 mm	0,000528977 mm
Z Displacement	-0,00106658 mm	0,000245135 mm
Equivalent Strain	0,000000000162104 ul	0,0000268092 ul
1st Principal Strain	0,0000000000598759 ul	0,0000108759 ul
3rd Principal Strain	-0,000031661 ul	0,00000000936869 ul
Strain XX	-0,00000720365 ul	0,00000876496 ul
Strain XY	-0,00000556667 ul	0,00000517393 ul
Strain XZ	-0,0000194667 ul	0,0000167397 ul
Strain YY	-0,00000614162 ul	0,00000770729 ul
Strain YZ	-0,000013568 ul	0,0000177809 ul
Strain ZZ	-0,0000199262 ul	0,0000050504 ul
Contact Pressure	0 MPa	8,66237 MPa
Contact Pressure X	-4,48174 MPa	4,34243 MPa
Contact Pressure Y	-4,21844 MPa	3,57347 MPa
Contact Pressure Z	-8,59641 MPa	4,60022 MPa

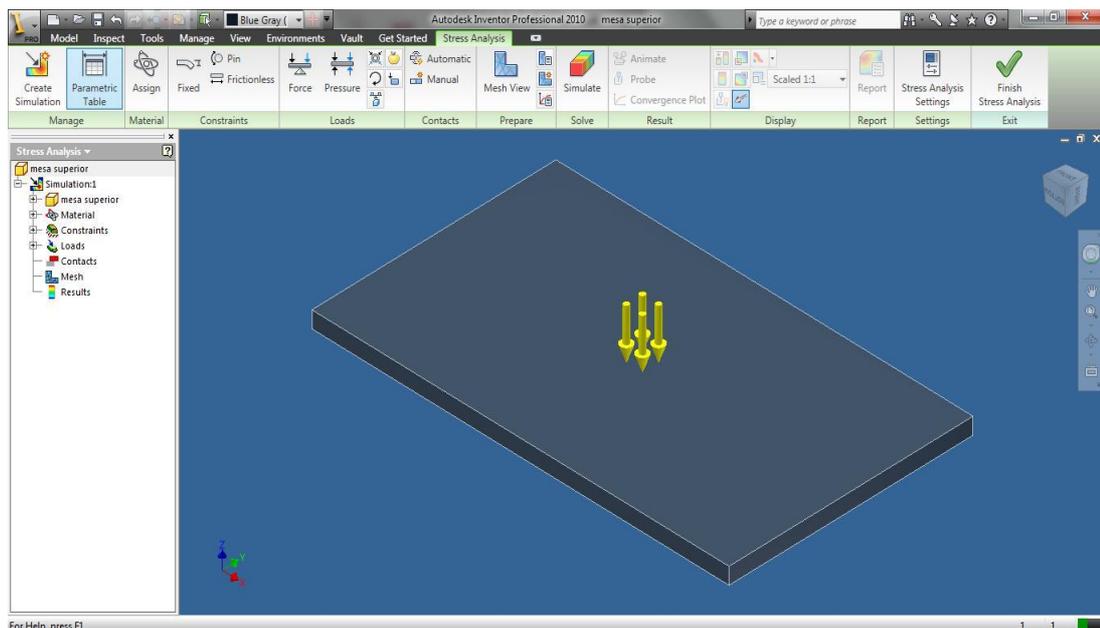
Fuente: Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Como se puede observar de los resultados obtenidos de la simulación:

- ⇒ El factor de seguridad es alto 15.
- ⇒ Las deflexiones son despreciables comparadas con la longitud de las vigas.
- ⇒ Por lo que se concluye que el diseño es óptimo.

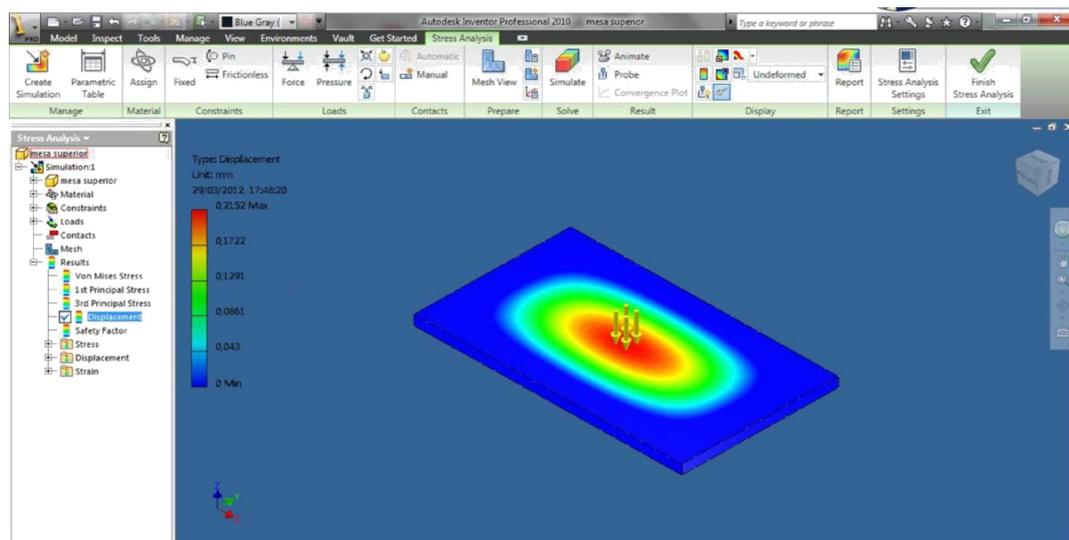
#### 4.6. Simulación de la mesa superior

Figura 60. Mesa superior con carga



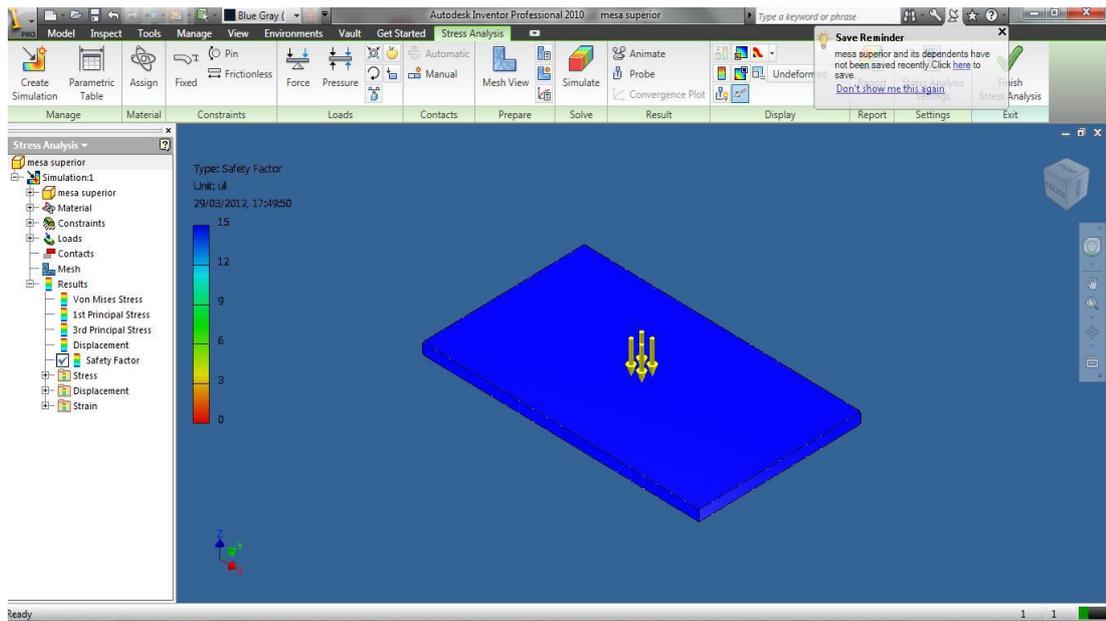
Fuente: Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 61. Desplazamiento de la mesa superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 62. Factor de seguridad de la mesa superior



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Especificaciones técnicas

Tabla 11. Especificaciones técnicas de la mesa superior

### Material(s)

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,00000000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/( m K )
	Specific Heat	460 J/( kg c )
Part Name(s)	mesa superior	

Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Expendio de resultados

Tabla 12. Resultados de la mesa superior

### ☐ Results

#### ☐ Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	5757,33 N	-0,143648 N	0,65103 N m	0,0652421 N m
		-1,23647 N		-0,553658 N m
		5757,33 N		0,336224 N m

#### ☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	13314200 mm <sup>3</sup>	
Mass	104,517 kg	
Von Mises Stress	0,0492113 MPa	8,73364 MPa
1st Principal Stress	-2,88968 MPa	8,36976 MPa
3rd Principal Stress	-12,3083 MPa	1,68582 MPa
Displacement	0 mm	0,215229 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-7,03707 MPa	4,34614 MPa
Stress XY	-1,96504 MPa	2,02872 MPa
Stress XZ	-3,04199 MPa	3,14994 MPa
Stress YY	-10,9783 MPa	6,84351 MPa
Stress YZ	-3,56086 MPa	4,06037 MPa
Stress ZZ	-5,1609 MPa	2,93322 MPa
X Displacement	-0,00299396 mm	0,00300167 mm
Y Displacement	-0,00487833 mm	0,0048724 mm
Z Displacement	-0,215229 mm	0,000253818 mm
Equivalent Strain	0,000000291819 ul	0,000040138 ul
1st Principal Strain	-0,000000288376 ul	0,0000385038 ul
3rd Principal Strain	-0,0000480236 ul	-0,00000000316133 ul
Strain XX	-0,0000299007 ul	0,0000191089 ul
Strain XY	-0,0000121646 ul	0,0000125587 ul
Strain XZ	-0,0000188314 ul	0,0000194996 ul
Strain YY	-0,000045038 ul	0,0000290235 ul
Strain YZ	-0,0000220434 ul	0,0000251356 ul
Strain ZZ	-0,0000204264 ul	0,0000179675 ul

Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Conclusión:

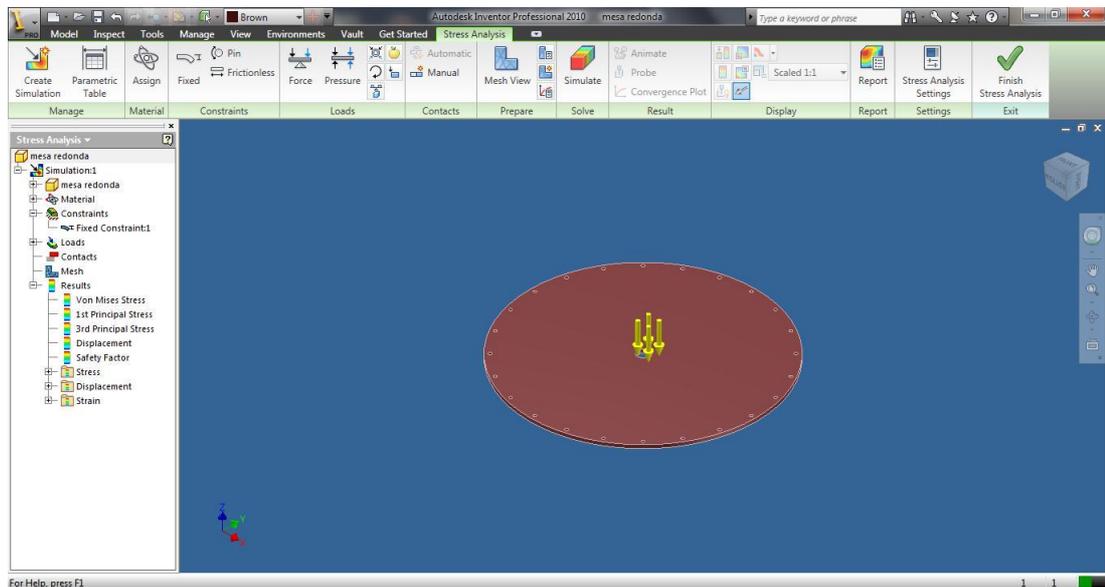
Observar que el desplazamiento vertical o en el eje Z es de 0.00025 mm, el factor de seguridad es alto.

La deflexión es despreciable comparada con la dimensión de la mesa superior.

Entonces, el diseño es óptimo.

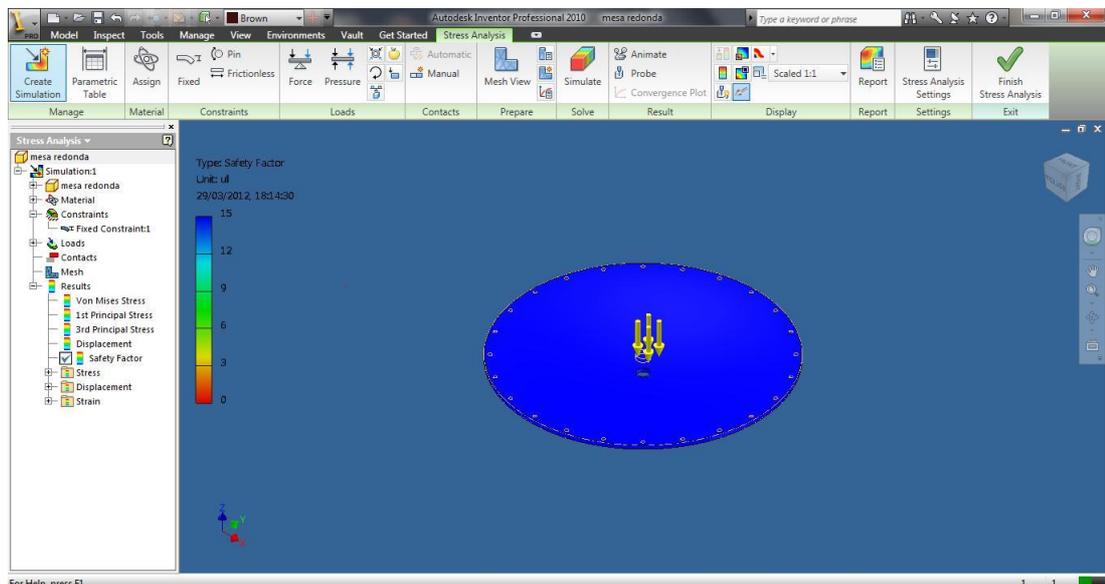
## 4.7. Simulación de la mesa redonda

Figura 63. Mesa redonda con carga



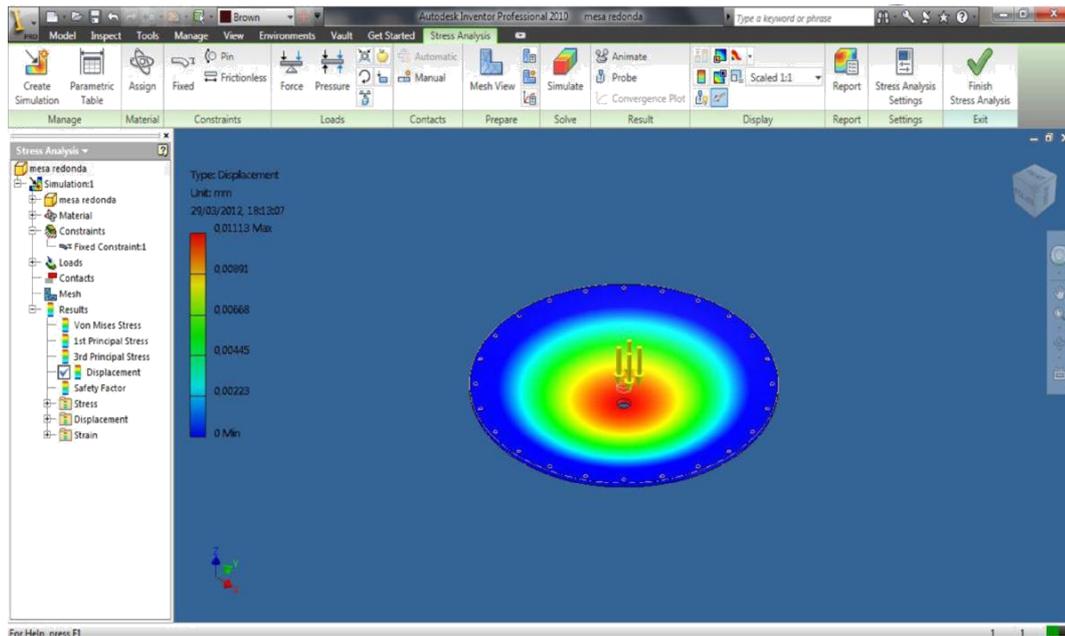
Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 64. Desplazamiento de la mesa redonda



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

Figura 65. Factor de seguridad de la mesa redonda



Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Especificaciones técnicas

Tabla 13. Especificaciones técnicas de la mesa redonda

### Material(s)

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	0 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,00000000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/( m K )
	Specific Heat	460 J/( kg c )
Part Name(s)	mesa redonda	

Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## Expendio de resultados

Tabla 14. Resultados de la mesa redonda

### ☐ Results

#### ☐ Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	700,993 N	-493,591 N	22,5315 N m	-15,9448 N m
		493,706 N		-15,9195 N m
		63,3555 N		-0,0184297 N m

#### ☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	5844830 mm <sup>3</sup>	
Mass	45,8819 kg	
Von Mises Stress	0,050985 MPa	1,40101 MPa
1st Principal Stress	-0,145927 MPa	0,586993 MPa
3rd Principal Stress	-1,33298 MPa	0,0482443 MPa
Displacement	0 mm	0,0111345 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-1,28187 MPa	0,521321 MPa
Stress XY	-0,425548 MPa	0,426225 MPa
Stress XZ	-0,347725 MPa	0,346279 MPa
Stress YY	-1,27088 MPa	0,52418 MPa
Stress YZ	-0,345094 MPa	0,340165 MPa
Stress ZZ	-0,176674 MPa	0,312061 MPa
X Displacement	-0,000334279 mm	0,000334374 mm
Y Displacement	-0,000334362 mm	0,000334311 mm
Z Displacement	-0,0111345 mm	0,0000130768 mm
Equivalent Strain	0,000000221495 ul	0,00000589124 ul
1st Principal Strain	0,000000132565 ul	0,00000376157 ul
3rd Principal Strain	-0,00000615717 ul	-0,000000179013 ul
Strain XX	-0,00000559942 ul	0,00000237458 ul
Strain XY	-0,00000263434 ul	0,00000263854 ul
Strain XZ	-0,00000215259 ul	0,00000214363 ul
Strain YY	-0,00000563409 ul	0,00000248855 ul
Strain YZ	-0,0000021363 ul	0,00000210578 ul
Strain ZZ	-0,000000874762 ul	0,00000335843 ul

Fuente: Simulación en Autodesk Inventor

## **Conclusión**

Observar que el desplazamiento vertical o en el eje Z es de 0.000013 mm, el factor de seguridad es alto

La deflexión es despreciable comparada con la dimensión de la mesa superior, por lo tanto el diseño es óptimo.

## CAPITULO V

### CALCULO DE COSTOS

#### 5.1. Según los materiales

A continuación, se presenta una tabla en la cual se tiene un costo referencial de los materiales que se utilizan para este tipo de construcción.

Tabla 15. Resultados según materiales

<b>CÁLCULO DE COSTOS</b>			
<b>NOMBRE DEL ELEMENTO</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>LONGITUD (m)</b>	<b>PRECIO ESTIMADO EN EL MERCADO LOCAL (USD)</b>
Base principal	UPN 80x45	4.5	112,5
Base principal superior	UPN 80x45	4.5	112,5
Brazo exterior	Acero A-36	1.2	80
Brazo interno	Acero A-36	1.2	80
Eje fijo superior	SAE 1018	0.8	32
Eje fijo inferior	SAE 1018	0.8	32
Eje deslizante superior	SAE 1018	0.8	32
Eje deslizante inferior	SAE 1018	0.8	32
Placa base superior	Acero A-36	1.35x0.8x10	173

Mesa giratoria	Acero A-36	0.79x0.79x10	50
----------------	------------	--------------	----

Fuente: Catálogos Aceros Arequipa

COSTO TOTAL DEL MATERIAL = 736 USD

Cabe mencionar que los materiales estandarizados no están tomados en cuenta.

## 5.2. Según las máquinas y herramientas

El costo de las distintas maquinas herramientas

Tabla 16. Resultados según maquinas herramientas

COSTO DE HORA MAQUINA	USD
Hora máquina Torno (hora)	12
Hora máquina Fresadora (hora)	10
Soldado eléctrico por Hora (hora)	30
Oxicorte	8

Fuente: Elaboración propia

## 5.3. Según el diseño

Para el costo del diseño, varia entre el 15% al 20% del valor total

## 5.4 Cálculos del VAN y TIR

-VAN:

$$VAN = -A + \frac{Q1}{(1+k)^1} + \frac{Q2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{Qn}{(1+k)^n}$$

$$VAN = -2.000 + \frac{500}{(1+0.05)^1} + \frac{800}{(1+0.05)^2} + \frac{1.000}{(1+0.05)^3}$$

VAN=Suma flujos de caja actualizados –Desembolso inicial =65,52

VAN= 65,52 S/.

-TIR:

$$0 = -2.000 + \frac{500}{(1+K)^1} + \frac{800}{(1+K)^2} + \frac{10.00}{(1+K)^3}$$

TIR=6.56%

$$VAN = -A + \frac{Q1}{(1+k)^1} + \frac{Q2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{Qn}{(1+k)^n}$$

## CONCLUSIONES

**PRIMERA:** Los resultados que se obtienen gracias a programas de modelación y análisis de elementos finitos, arrojan datos que sugieren construir el elevador sin riesgo tanto para los operarios como para las estructuras.

**SEGUNDA:** Las alternativas seleccionadas cumplen satisfactoriamente con el objetivo principal planteado que es diseñar un elevador para motores de hasta 500 Kg, utilizando materia prima existente en el país.

**TERCERA:** La deflexión es despreciable comparada con la dimensión de la mesa superior.

**CUARTA:** El diseño es óptimo de acuerdo al factor de seguridad calculado.

**QUINTA:** Si bien los resultados que arroja el programa difieren de los cálculos a mano, esto se da por lo que el inventor toma en cuenta los agujeros de los ejes.

## RECOMENDACIONES

**PRIMERA:** La mala manipulación del procedimiento de accionamiento puede traer inconvenientes en el funcionamiento a largo plazo.

**SEGUNDA:** De ninguna manera se deberá forzar el trabajo del diseño.

**TERCERA:** Es recomendable consultar normas y catálogos nacionales y en caso de no existir, recurrir a las internacionales para basarse en el diseño en cuanto a cálculos y composición de materiales previos a la construcción.

**CUARTA** Seguridad y calidad nos brinda tener un elevador giratorio para la optimización de los tiempos para desarrollar un eficiente mantenimiento de un motor de automóvil.

## BIBLIOGRAFÍA

- Apuntes de Ingeniería Industrial*. (s.f.). Obtenido de [http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria\\_industrial/bombashidraulicas/](http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/bombashidraulicas/)
- Arquitectura*. (s.f.). Obtenido de <http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf>
- Ascensor*. (s.f.). Obtenido de <http://es.wikipedia.org/wiki/Elevador>
- Avallone, E. A. (1995). *Marks manual del ingeniero mecánico*. México: Tomo 1; Mc. Graw Hill; Novena Edición.
- Blume H. (1993). *Motores Diesel*. Madrid España: Segunda Edición, Editorial Blume.
- Cilindros hidraulicos*. (s.f.). Obtenido de <http://www.asis-tecweb.com/cilindros-hidraulica/#>
- Cilindros Hifraulicos*. (s.f.). Obtenido de <http://www.asis-tecweb.com/cilindros-hidraulica/#>
- Conformacion de puestos de trabajo*. (s.f.). Obtenido de <http://eneg.ucasal.net/paginas/alumnos/material/conformacion-puestos-de-trabajo-Salta-1.pdf>
- Ergonomia*. (s.f.). Obtenido de [http://training.itcilo.it/acrav\\_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm](http://training.itcilo.it/acrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm)
- Generación de energía eléctrica*. (s.f.). Obtenido de <http://espana.cat.com/cda/layout?m=99233&x=534>
- Gerardo, V. R. (s.f.). Obtenido de [http://infonavit.janium.net/janium/TESIS/Licenciatura/Villasenor\\_Ruiz\\_Oscar\\_Gerardo\\_44548.pdf](http://infonavit.janium.net/janium/TESIS/Licenciatura/Villasenor_Ruiz_Oscar_Gerardo_44548.pdf)
- Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *“Elementos de Máquinas”*. México: Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores.
- Mott Robert L. (2009). *Resistencia de Materiales*. México : 5ta Edición, Person Educación.
- Mott Robert L. (1996). *Mecánica de Fluidos Aplicada*. México: Cuarta Edición, Prentice Hall.
- Plataforma*. (s.f.). Obtenido de [http://www.metalsystem.es/es/plataforma\\_.htm](http://www.metalsystem.es/es/plataforma_.htm)
- Pytel-Singer. (s.f.). *Resistencia de los materiales*. Cuarta edición.

Rodamientos. (s.f.). Obtenido de 18

<http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf>

Rodamientos. (s.f.). Obtenido de

<http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf>

Roldan, J. (s.f.). *Prontuario de mecánica industrial aplicada* . Editorial Paraninfo.

Roque, C. (1999). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. España: Primera edición.

Shigley, J., & Mischke, C. (2002). “*Diseño en Ingeniería Mecánica*” . México: Sexta Edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores.

Timoshenko, G. . (s.f.). *Mecánica de Materiales*. Ed. Iberoamérica; 2da edición; apéndice A.

Timoshenko, S. (1986). “*Mecánica de Materiales*”. México D.F : Segunda edición, Grupo Editorial Iberoamérica, .

## GLOSARIO

**OLEODINAMICA O HIDRAULICA:** Es una rama de la física y la ingeniería que se encarga del estudio de las propiedades mecánicas de los fluidos.

**CONTRAPESO:** Es un peso, que se utiliza para equilibrar las fuerzas o par motor. Se utilizan allí donde se desplazan masas considerables.

**PALETIZADO:** Es la acción y efecto de disponer mercancía sobre un palé para su almacenaje y transporte. La carga de un palé se puede realizar a mano, si bien no es el sistema más usual. En muchos países, el peso máximo de un paquete que puede ser manipulado a mano es de 25 kg y está, cada vez más, limitado a 15 kg para adaptarse a las limitaciones femeninas y prevenir las paradas de trabajo por dolores de espalda y otras dolencias. Lo más habitual es manipular las cargas mecánicamente.

**AMORTIGUADOR:** Es un dispositivo que absorbe energía, utilizado normalmente para disminuir las oscilaciones no deseadas de un movimiento periódico o para absorber energía proveniente de golpes o impactos.

**MECANISMO:** Se llama mecanismo a la máquina simple, que a través de sólidos resistentes, elementos elásticos, etc, móviles unos respecto de otros, unidos entre sí mediante diferentes tipos de uniones, llamadas pares cinemáticos (pernos, uniones de contacto, pasadores, etc.), cuyo propósito es la transmisión de la Energía mecánica y de su estudio se ocupa la mecánica.

**AUTOMATICO:** Es un mecanismo que funciona en todo o en parte por sí mismo.

**REFRIGERACIÓN:** Es un proceso termodinámico, donde se extrae el calor de un cuerpo o espacio (bajando así su temperatura) y llevarlo a otro lugar donde no es importante su efecto.

**CORROSION:** Se entiende por corrosión la interacción de un metal con el medio que lo rodea, produciendo el consiguiente deterioro en sus propiedades tanto físicas como químicas.

**COMBUSTIBLE:** Es cualquier material capaz de liberar energía cuando se oxida de forma violenta con desprendimiento de calor poco a poco.

**ADITIVO (COMBUSTIBLE):** Son agregados que mejoran las características del combustible.

**PRESIÓN:** Es la magnitud que relaciona la fuerza con la superficie sobre la que actúa, es decir, equivale a la fuerza que actúa sobre la unidad de superficie.

**CABEZOTE:** Tapa del bloque de cilindros, es la parte superior de un motor de combustión interna que permite el cierre de las cámaras de combustión.

**VALVULA:** Una válvula es un Mecanismo que regula el flujo de la comunicación entre dos partes de una máquina o sistema.

**BALANCÍN:** Es un recipiente oscilante consistente en dos probetas. Cada una de las probetas se va llenando de líquido hasta que voltea al llegar a cierto volumen dando paso a la siguiente probeta que repite el ciclo.

**TOLERANCIA:** En ingeniería y diseño, es el margen de error admisible en la fabricación de un producto.

**CEMENTACIÓN:** Es un tratamiento termoquímico que se aplica en piezas de acero. El proceso aporta carbono a la superficie mediante difusión, que se impregna modificando su composición.

**PRECISION:** En ingeniería, ciencia, industria y estadística, se denomina precisión a la capacidad de un instrumento de dar el mismo resultado en mediciones diferentes realizadas en las mismas condiciones. Esta cualidad debe evaluarse a corto plazo.

**PANDEO:** Es un fenómeno de inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

**FLEXIÓN:** En ingeniería se denomina al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal.

**ESFUERZO:** Los esfuerzos internos sobre una sección transversal plana de un elemento estructural se definen como un conjunto de fuerzas y momentos estáticamente equivalentes a la distribución de tensiones internas sobre el área de esa sección.

**CAUDAL:** En dinámica de fluidos, caudal es la cantidad de fluido que pasa en una unidad de tiempo.

**VISCOSIDAD:** Es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales.

**PRESION DE VAPOR:** Se utiliza para definir la presión en la superficie libre de un fluido debido a la formación de un vapor.

**FRICCION:** Se define como fuerza de rozamiento o fuerza de fricción, entre dos superficies en contacto, a aquella que se opone al movimiento entre ambas superficies (fuerza de fricción dinámica) o a la fuerza que se opone al inicio del movimiento.

**EROSIÓN:** es la degradación y el transporte de material o sustrato del suelo, por medio de un agente dinámico, como son el agua, el viento, el hielo o la temperatura.

**VELOCIDAD:** Es una magnitud física de carácter vectorial que expresa la distancia recorrida por un objeto por unidad de tiempo.

**VOLTAJE:** La tensión eléctrica o diferencia de potencial (también denominada voltaje) es una magnitud física que cuantifica la diferencia de potencial eléctrico entre dos puntos.

**ERGONOMÍA:** Es la disciplina científica que trata del diseño de lugares de trabajo, herramientas y tareas que coinciden con las características fisiológicas, anatómicas, psicológicas y las capacidades del trabajador.

**SALUD:** Es el estado de completo bienestar físico, mental y social, y no solamente la ausencia de enfermedad o dolencia, según la definición presentada por la Organización Mundial de la Salud "Salud es el estado de adaptación de un individuo al medio en donde se encuentra".

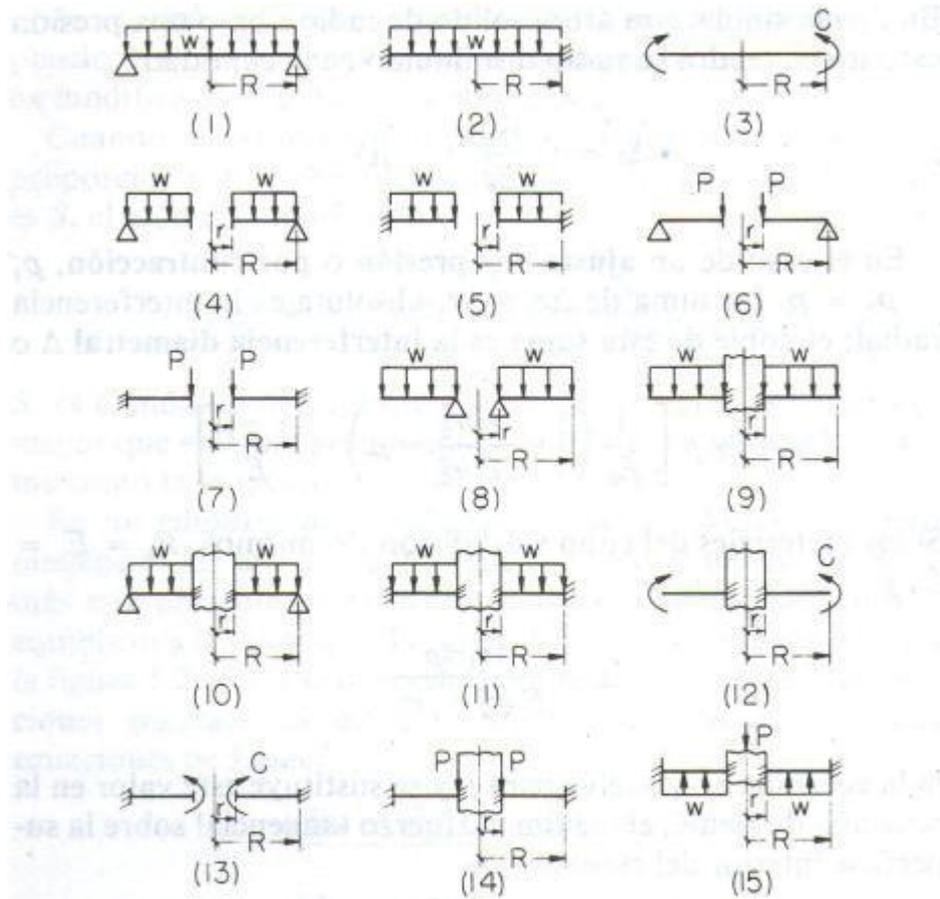
**LESIÓN:** Es un cambio anormal en la morfología o estructura de una parte del cuerpo producida por un daño externo o interno.

**ESCABEL:** Banqueta o taburete pequeño, generalmente blando, que se pone delante del asiento para apoyar los pies.

**ESTERA:** Tejido grueso de esparto, juncos o palma que sirve sobre todo para cubrir partes del suelo

# ANEXOS

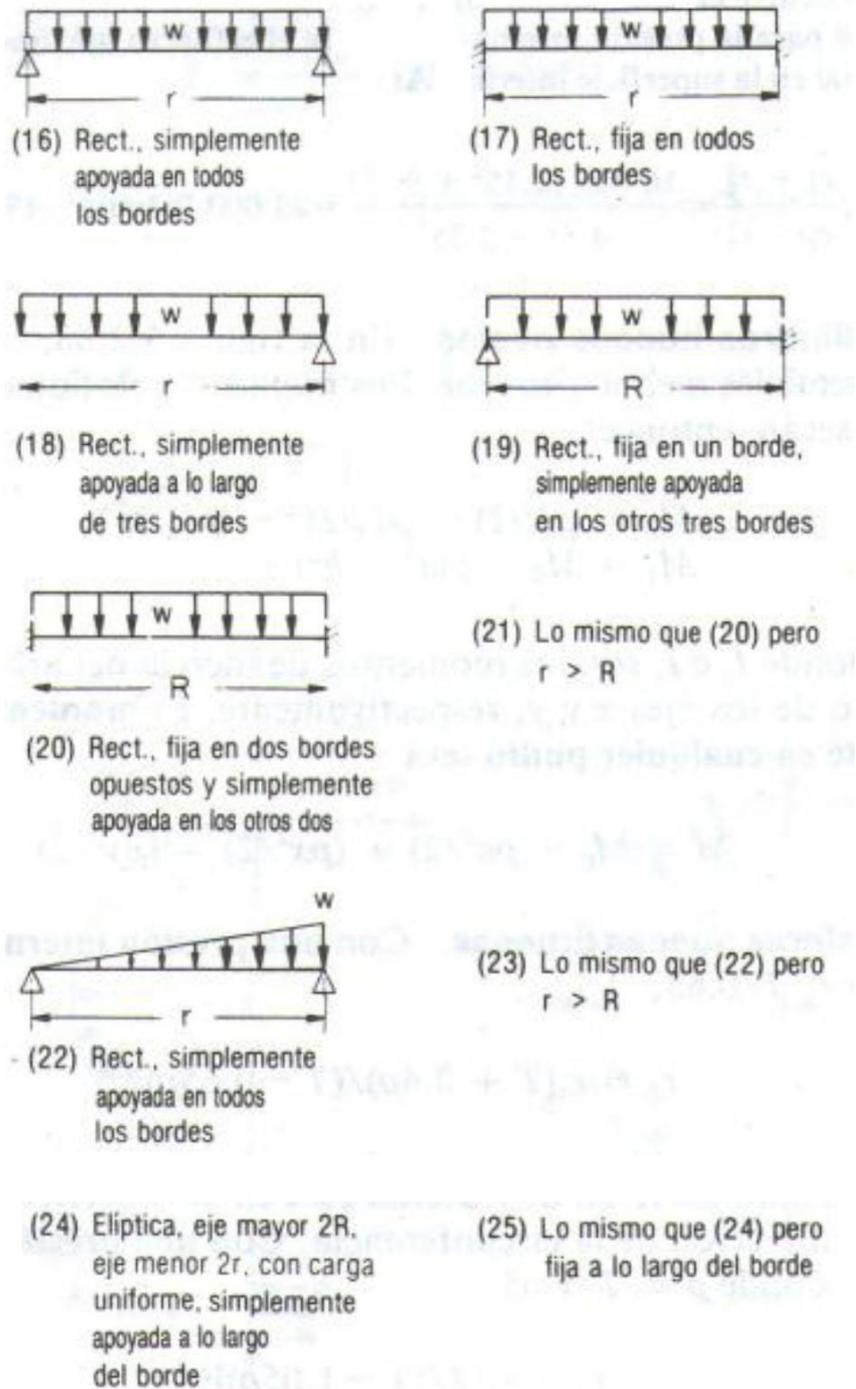
## ANEXO A



**Fig. 5.2.69** Placas circulares. En los casos (4), (5), (6), (7), (8) y (13) se tiene un agujero central de radio  $r$ ; en los casos (9), (10), (11), (12), (14) y (15) se tiene un émbolo central de radio  $r$  al cual está fija la placa.

Fuente: AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9<sup>na</sup> Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

## ANEXO B



**Fig. 5.2.70** Placas rectangulares y elípticas. [ $R$  es la dimensión más larga, excepto en los casos (21) y (23).]

Fuente: AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9<sup>na</sup> Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

ANEXO C

Tabla 5.2.19 Coeficientes  $k$  y  $k_1$  para placas circulares

( $\mu = 0.3$ )

Caso	1.25		1.5		2		3		4		5	
	$k$	$k_1$	$k$	$k_1$	$k$	$k_1$	$k$	$k_1$	$k$	$k_1$	$k$	$k_1$
1	1.24	0.696										
2	0.75	0.171										
3	6.0	4.2										
$R/r$												
4	0.592	0.184	0.976	0.414	1.440	0.664	1.880	0.824	2.08	0.830	2.19	0.813
5	0.105	0.0025	0.259	0.0129	0.481	0.057	0.654	0.130	0.708	0.163	0.730	0.176
6	1.10	0.341	1.26	0.519	1.48	0.672	1.88	0.734	2.17	0.724	2.34	0.704
7	0.195	0.0036	0.320	0.024	0.455	0.081	0.670	0.171	1.00	0.218	1.30	0.238
8	0.660	0.202	1.19	0.491	2.04	0.902	3.34	1.220	4.30	1.300	5.10	1.310
9	0.135	0.0023	0.410	0.0183	1.04	0.0938	2.15	0.293	2.99	0.448	3.69	0.564
10	0.122	0.00343	0.336	0.0313	0.740	0.1250	1.21	0.291	1.45	0.417	1.59	0.492
11	0.072	0.00068	0.1825	0.005	0.361	0.023	0.546	0.064	0.627	0.092	0.668	0.112
12	6.865	0.2323	7.448	0.6613	8.136	1.493	8.71	2.555	8.930	3.105	9.036	3.418
13	6.0	0.196	6.0	0.485	6.0	0.847	6.0	0.940	6.0	0.801	6.0	0.658
14	0.115	0.00129	0.220	0.0064	0.405	0.0237	0.703	0.062	0.933	0.092	1.13	0.114
15	0.090	0.00077	0.273	0.0062	0.710	0.0329	1.54	0.110	2.23	0.179	2.80	0.234

Fuente: AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9<sup>na</sup> Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

## ANEXO D

**Tabla 5.2.20 Coeficientes  $k$  y  $k_1$  para placas rectangulares y elípticas**

$(\mu = 0.3)$

Caso	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
	$k$	$k_1$								
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.610	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.1400
17	0.308	0.0138	0.454	0.0240	0.497	0.0277	0.500	0.028	0.500	0.028
18	0.672	0.140	0.768	0.160	0.792	0.165	0.798	0.166	0.800	0.166
19	0.500	0.030	0.670	0.070	0.730	0.101	0.750	0.132	0.750	0.139
20	0.418	0.0209	0.626	0.0582	0.715	0.0987	0.750	0.1276	0.750	0.0284
21*	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.500	0.0284	0.500	0.0700
22	0.160	0.0221	0.260	0.0421	0.320	0.0553	0.370	0.0668	0.380	0.0700
23*	0.160	0.0220	0.260	0.0436	0.340	0.0592	0.430	0.0772	0.490	0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.60	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.90	0.431

\*La razón de longitudes es  $r/R$  en los casos 21 y 23.

Fuente: AVALONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9<sup>na</sup> Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

## ANEXO E

\*Los símbolos utilizados son:

$A$  = área

$I$  = momento de inercia

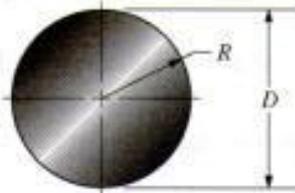
$S$  = módulo de sección

$r$  = radio de giro =  $\sqrt{I/A}$

$J$  = momento polar de inercia

$Z_p$  = módulo de sección polar

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \pi R^2 \quad r = \frac{D}{4} = \frac{R}{2}$$

$$J = \frac{\pi D^4}{64} \quad J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$S = \frac{\pi D^3}{32} \quad Z_p = \frac{\pi D^3}{16}$$

$$\text{Circunferencia} = \pi D = 2\pi R$$

Círculo hueco (tubo)

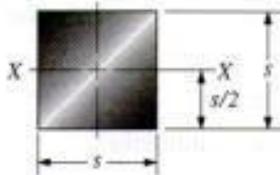


$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad r = \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4}$$

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \quad J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$$S = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{32D} \quad Z_p = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{16D}$$

Cuadrado



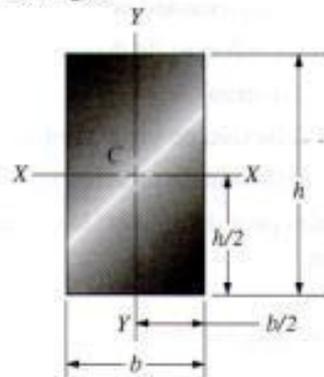
$$A = s^2$$

$$I_x = \frac{s^4}{12}$$

$$S_x = \frac{s^3}{6}$$

$$r_x = \frac{s}{\sqrt{12}}$$

Rectángulo



$$A = \frac{bh}{2}$$

$$I_x = \frac{bh^3}{36}$$

$$S_x = \frac{bh^2}{24}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{8}$$

$$r_x = \frac{h}{\sqrt{18}}$$

Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5<sup>ta</sup> Edición, Person Educación México, 2009, p.690

## ANEXO F

### A-16 Propiedades de aceros estructurales.

Material ASTM núm. y productos	Resistencia máxima, $s_u$ *		Resistencia a la cedencia, $s_y$ *		Porcentaje de alargamiento, en 2 in
	ksi	MPa	ksi	MPa	
A36—Perfiles, placas y barras de acero al carbón	58	400	36	248	21
A 53—Tubo grado B	60	414	35	240	—
A242—Perfiles, placas y barras HSLA resistentes a la corrosión					
$\leq \frac{3}{4}$ in de espesor	70	483	50	345	21
$\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ in de espesor	67	462	46	317	21
$1\frac{1}{2}$ a 4 in de espesor	63	434	42	290	21
A500—Tubería estructural formada en frío					
Redonda, grado B	58	400	42	290	23
Redonda, grado C	62	427	46	317	21
Perfilada, grado B	58	400	46	317	23
Perfilada, grado C	62	427	50	345	21
A501—Tubería estructural formada en caliente, redonda o perfilada	58	400	36	248	23
A514—Acero aleado templado y enfriado en aceite; placa					
$\leq 2\frac{1}{2}$ in de espesor	110	758	100	690	18
$2\frac{1}{2}$ a 6 in de espesor	100	690	90	620	16
A572—Acero al vanadio-columbio HSLA: perfiles, placas y barras					
Grado 42	60	414	42	290	24
Grado 50	65	448	50	345	21
Grado 60	75	517	60	414	18
Grado 65	80	552	65	448	17
A913—HSLA, grado 65: perfiles	80	552	65	448	17
A992—HSLA: sólo perfiles W	65	448	50	345	21

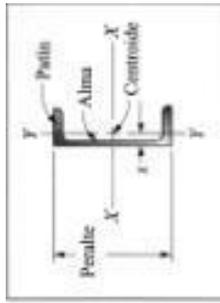
\*Valores mínimos; pueden ser más elevados

HSLA-Baja aleación y alta resistencia

El American Institute of Steel Construction especifica  $E = 29 \times 10^6$  lb/in<sup>2</sup> (200 GPa) para acero estructural.

Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5<sup>ta</sup> Edición, Person Educación México, 2009, p.717

## ANEXO G



**A-6 (SI) Propiedades de canales de acero American Standard (perfiles C) en unidades SI.**

Ref.	Perfil (mm)	W <sub>100</sub> (KN/m)	Área, A (mm <sup>2</sup> )	Peralte, d (mm)	Espesor del alma, t <sub>w</sub> (mm)	Patin		Eje X-X'			Eje Y-Y'		
						Ancho, b <sub>f</sub> (mm)	Espeor, t <sub>f</sub> (mm)	I <sub>x</sub> (mm <sup>4</sup> )	S <sub>x</sub> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>y</sub> (mm <sup>4</sup> )	S <sub>y</sub> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>x</sub> (mm <sup>4</sup> )	S <sub>x</sub> (mm <sup>3</sup> )
a	C 380 × 74	0.730	9480	381	18.2	94.4	16.5	1.68E+08	8.82E+05	4.58E+06	6.18E+04	20.3	
b	C 380 × 60	0.584	7610	381	13.2	89.4	16.5	1.45E+08	7.62E+05	3.82E+06	5.47E+04	19.8	
c	C 300 × 45	0.438	5600	305	13.0	80.5	12.7	6.74E+07	4.43E+05	2.13E+06	3.36E+04	17.1	
d	C 300 × 37	0.365	4740	305	9.83	77.4	12.7	5.99E+07	3.93E+05	1.85E+06	3.06E+04	17.1	
e	C 250 × 45	0.438	5690	254	17.1	77.0	11.1	4.29E+07	3.39E+05	1.64E+06	2.70E+04	16.5	
f	C 250 × 30	0.292	3790	254	9.63	69.6	11.1	3.28E+07	2.59E+05	1.17E+06	2.15E+04	15.4	
g	C 230 × 30	0.292	3790	229	11.4	67.3	10.5	2.53E+07	2.21E+05	1.00E+06	1.92E+04	14.8	
h	C 230 × 22	0.219	2850	229	7.24	63.1	10.5	2.12E+07	1.85E+05	7.95E+05	1.66E+04	14.9	
i	C 200 × 27.9	0.274	3560	203	12.4	64.2	9.91	1.83E+07	1.80E+05	8.20E+05	1.66E+04	14.4	
j	C 200 × 17.1	0.168	2180	203	5.59	57.4	9.91	1.35E+07	1.33E+05	5.45E+05	1.27E+04	14.5	
k	C 180 × 22	0.215	2790	178	10.6	58.4	9.30	1.13E+07	1.28E+05	5.70E+05	1.27E+04	13.5	
l	C 180 × 14.6	0.143	1850	178	5.33	53.1	9.30	8.82E+06	9.95E+04	3.98E+05	1.01E+04	13.7	
m	C 150 × 19.3	0.190	2470	152	11.1	54.8	8.71	7.20E+06	9.47E+04	4.37E+05	1.09E+04	13.1	
n	C 150 × 12.2	0.120	1550	152	5.08	48.8	8.71	5.45E+06	7.13E+04	2.86E+05	8.00E+03	13.0	
o	C 130 × 13	0.128	1700	127	8.26	47.9	8.13	3.79E+06	5.83E+04	2.60E+05	7.28E+03	12.1	
p	C 130 × 10.4	0.102	1270	127	4.83	44.5	8.13	3.11E+06	4.90E+04	1.96E+05	6.10E+03	12.3	
q	C 100 × 10.8	0.106	1370	102	8.15	43.7	7.52	1.91E+06	3.78E+04	1.77E+05	5.52E+03	11.7	
r	C 100 × 8	0.0788	1020	102	4.67	40.2	7.52	1.60E+06	3.15E+04	1.30E+05	4.54E+03	11.6	
s	C 80 × 8.9	0.0876	1140	76.2	9.04	40.5	6.93	8.62E+05	2.28E+04	1.25E+05	4.31E+03	11.6	
t	C 80 × 6.3	0.0598	777	76.2	4.32	35.8	6.93	6.87E+05	1.80E+04	7.95E+04	3.21E+03	11.1	

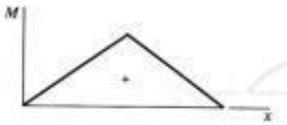
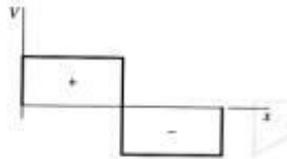
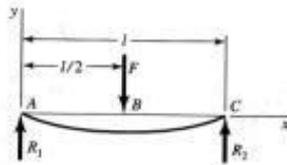
Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5<sup>ta</sup> Edición, Person Educación México, 2009, p.699

## ANEXO H

**Tabla E-9**

Cortante, momento y deflexión de vigas  
(continuación)

### 5 Apoyos simples: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = R_1$$

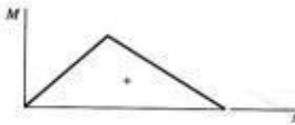
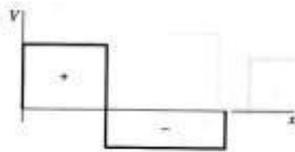
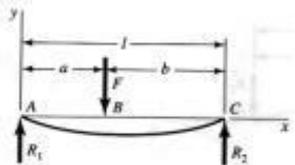
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

### 6 Apoyos simples: carga intermedia, $a < b$



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

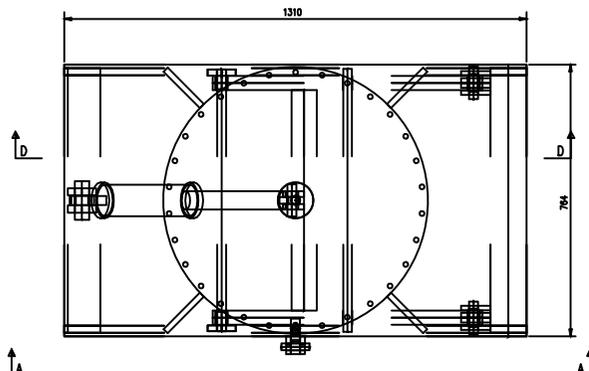
$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

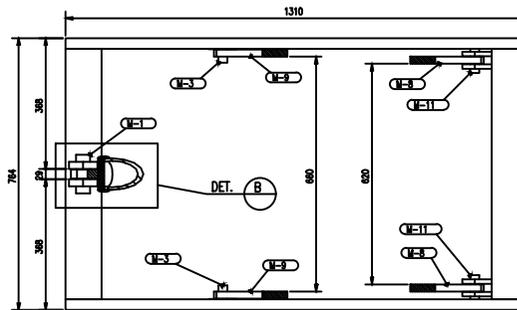
Fuente: Shigley Joseph E. *Diseño en Ingeniería Mecánica* 6<sup>ta</sup> Edición, Mc Graw Hill México, 2005, p.1191

PLANO  
DE  
CONJUNTO

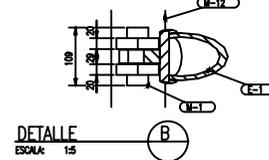
PLANOS  
DE  
DESPIECE



ENSAMBLE / OM-12  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



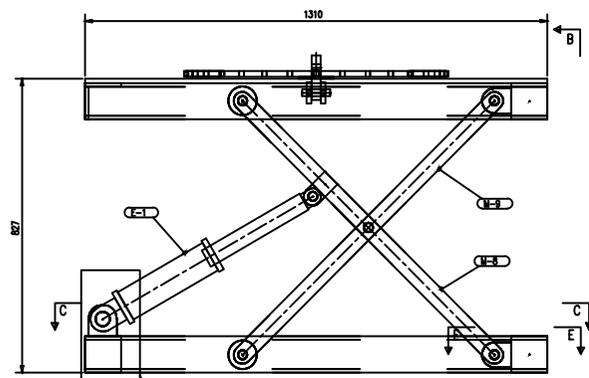
C - C  
ESCALA: 1:7.5



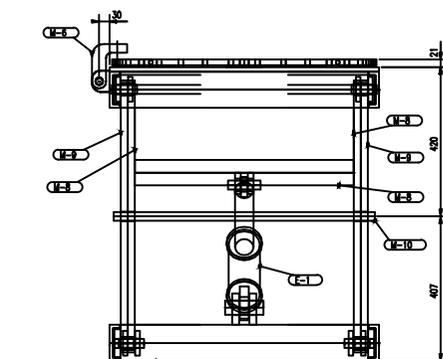
DETALLE  
ESCALA: 1:5

TABLA DE ENSAMBLES GENERALES									
ITEM	DESCRIPCION	COD./MARCA	MATERIAL	CANTIDAD	PESO (kg.)		AREA (m <sup>2</sup> )		
					UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL	
1	PLANCHA 1/4"	E-1	ASTM A36	1	12.82	12.82	0.20	0.20	
2	RODAMIENTO	E-2	ASTM A36	4	0.85	2.81	0.01	0.06	
3	EJE ø1-1/2"	M-1	ASTM A36	1	1.02	1.02	0.02	0.02	
4	EJE ø1"	M-2	ASTM A36	1	2.71	2.71	0.08	0.08	
5	PN	M-3	ASTM A36	2	0.20	0.40	0.01	0.01	
6	EJE ø1"	M-4	ASTM A36	1	0.34	0.34	0.01	0.01	
7	PLANCHA 1/4"	M-5	ASTM A36	1	0.16	0.16	0.01	0.01	
8	PLANCHA 1/4"	M-6	ASTM A36	1	2.49	2.49	0.02	0.02	
9	MESA	M-7	ASTM A36	1	56.15	56.15	0.98	0.98	
10	TUBO CUAD. 2"x2"x1/4"	M-8	ASTM A36	1	22.34	22.34	0.44	0.44	
11	PLANCHA 3/4"	M-9	ASTM A36	2	8.32	16.64	0.15	0.30	
12	PN	M-10	ASTM A36	1	2.72	2.72	0.08	0.08	
13	PN	M-11	ASTM A36	4	0.28	1.05	0.01	0.03	
14	TUBO CUAD. 4"x4"x1/4"	M-12	ASTM A36	1	61.07	61.07	1.49	1.49	
15	TUBO CUAD. 4"x4"x1/4"	M-13	ASTM A36	1	156.70	156.70	3.54	3.54	
					TOTAL:	339.0	TOTAL:	7.20	

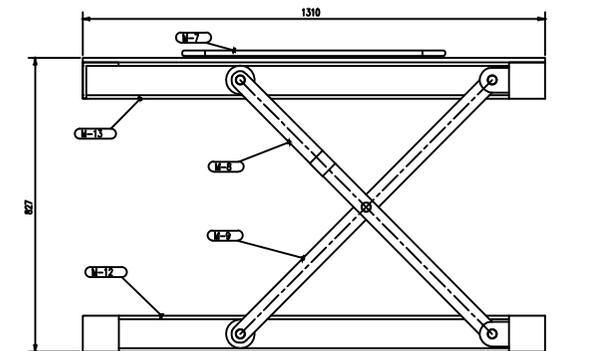
FECHA DE EMISION  
**10 / 07 / 17**  
DPTO. DE PROYEC.  
E INGENIERIA  
**APROBADO PARA  
CONSTRUCCION**



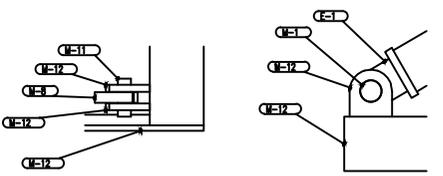
A - A  
ESCALA: 1:7.5



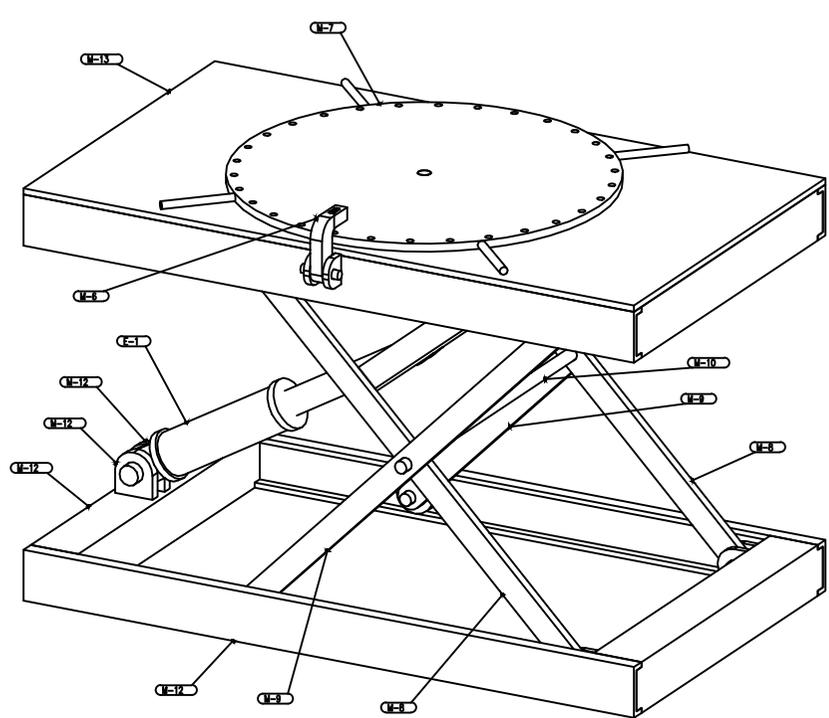
B - B  
ESCALA: 1:7.5



D - D  
ESCALA: 1:7.5



DETALLE  
ESCALA: 1:5



VISTA ISOMETRICA - MESA ELEVADORA

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS
A	---	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	H.O. A.H.	---	---	---	---	---	---	---	---
B	---	EMITIDO PARA APROBACION DEL CLIENTE	H.O. A.H.	---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

OTE: 1100058

Via de Ejecución No-3  
Proyecto - Para  
Teléfono: +51-094-443388  
Fax: +51-094-443388

APROBADO  
INGENIERO POR: S.M.C.V. FECHA: 10/02/17  
INGENIERO POR: ING. CHRISTIAN ROMAS FECHA: 10/02/17  
INGENIERO POR: S.M.C.V. FECHA: ---

CONFORME. ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL, SON PROPIEDAD DE BAYO DE USO Y REPRODUCCION SIN APROBACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.

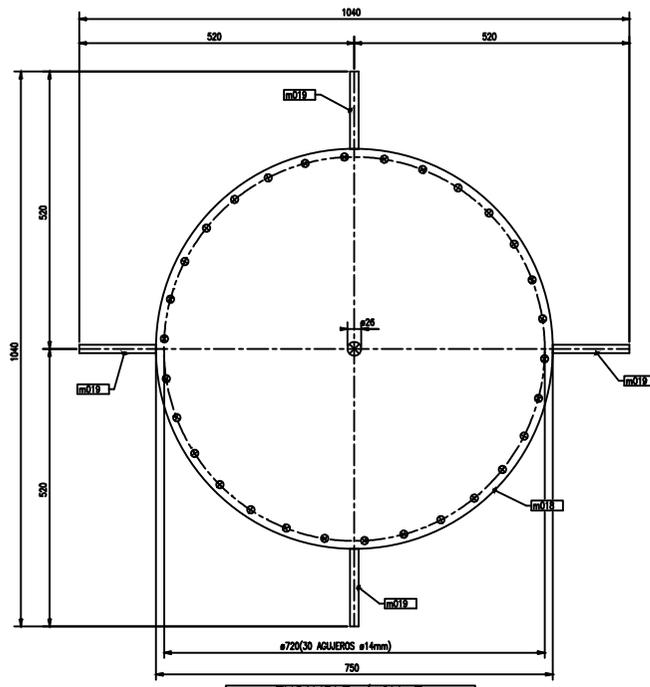
COMPAÑIA: BAYO INGENIERIA Y CONSTRUCCION S.A.S.

PROYECTO: MESA ELEVADORA DE TIJERA ARREGLO GENERAL VISTAS Y DETALLES

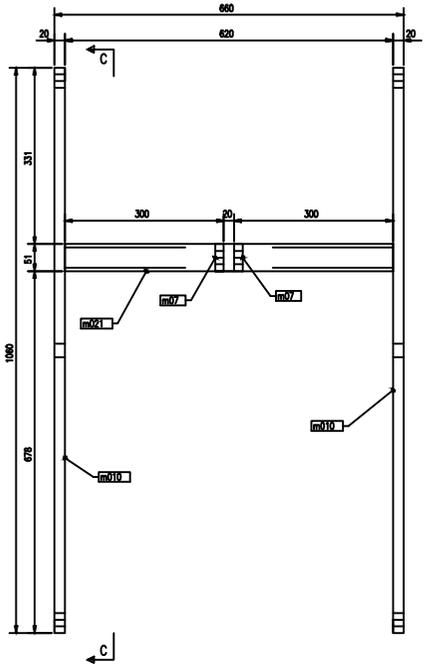
ESCALA: INDICADA

NUMERO DE PLANOS: UAP-M-001

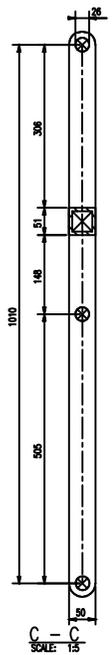




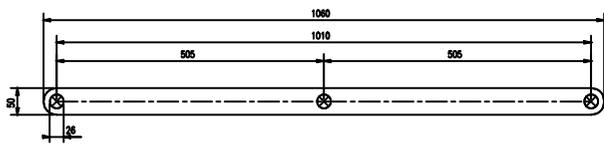
ENSAMBLE / OM-7  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



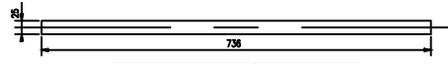
ENSAMBLE / OM-8  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



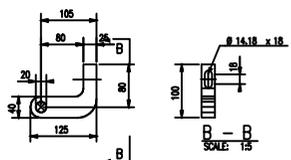
ENSAMBLE / OM-1  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



ENSAMBLE / OM-9  
CANTIDAD: 2 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



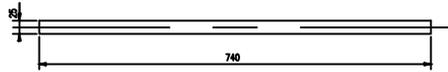
ENSAMBLE / OM-2  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



ENSAMBLE / OM-6  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



ENSAMBLE / OM-11  
CANTIDAD: 4 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



ENSAMBLE / OM-10  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



ENSAMBLE / OM-3  
CANTIDAD: 2 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5

LISTA DE MATERIALES: M-1										CANTIDAD		1	
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD	PESO (kg.)	AREA (m <sup>2</sup> )	UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL
1	m022	EJE ø1-1/2"	D40	108.58	1	1.22	1.22	0.02	0.02				
LISTA DE MATERIALES: M-2										CANTIDAD		1	
3	m015	EJE ø1"	D25	736.00	1	2.71	2.71	0.06	0.06				
LISTA DE MATERIALES: M-3										CANTIDAD		2	
5	m014	PN	D25	55.00	1	0.20	0.40	0.01	0.01				
LISTA DE MATERIALES: M-6										CANTIDAD		1	
7	m09	PLANCHAS ø=1"	PL25X100	125.00	1	2.49	2.49	0.02	0.02				
LISTA DE MATERIALES: M-7										CANTIDAD		1	
9	m018	MESA	D750	16.00	1	55.33	55.33	0.83	0.83				
10	m019	JALON	D16	145.00	4	0.21	0.82	0.01	0.03				
LISTA DE MATERIALES: M-8										CANTIDAD		1	
12	m07	PLANCHAS ø=5/8"	PL16X50	51.00	2	0.32	0.63	0.01	0.02				
13	m010	PLANCHAS ø=3/4"	PL20X50	1060.00	2	8.32	16.64	0.15	0.30				
14	m021	TUBO CUAD. 2"x	T551X51X6.4	820.00	1	5.06	5.06	0.13	0.13				
LISTA DE MATERIALES: M-9										CANTIDAD		2	
16	m010	PLANCHAS ø=3/4"	PL20X50	1060.00	1	8.32	16.64	0.15	0.30				
LISTA DE MATERIALES: M-10										CANTIDAD		1	
18	m013	PN	D25	740.00	1	2.72	2.72	0.06	0.06				
LISTA DE MATERIALES: M-11										CANTIDAD		4	
20	m012	PN	D25	71.40	1	0.26	1.05	0.01	0.03				
										TOTAL:	105.54	TOTAL:	1.80

FECHA DE EMISION  
**10 / 07 / 17**  
DPTO. DE PROYEC.  
E INGENIERIA  
**APROBADO PARA CONSTRUCCION**

**ESPECIFICACIONES TECNICAS**  
ACERO ESTRUCTURAL  
- PLANCHAS ASTM A-36.  $F_y=2,530 \text{ Kg/cm}^2$   
- PERFILES ESTRUCTURALES, ASTM A-36.  $F_y=2,530 \text{ Kg/cm}^2$   
PROCESO DE SOLDADURA  
- LAS CONDICIONES SOLIDAS SERAN DE ACIERO AL AIS D1.1  
- ARCO METALICO PROTEGIDO (AIS A5.1 E7000)  
- ARCO SUMERGIDO (AIS A5.17 F700-E000)  
ESPECIFICACIONES PERNOS  
- PERNOS ASTM A325, GRUPO 5 (S.I.C.).  $F_u=4,200 \text{ Kg/cm}^2$   
PINTURA  
- PREPARACION SUPERFICIAL, ARENADO SSPC SP8  
- PINTURA RECURRIMIENTO  
- 1 CAPA SERRINWILLIAMS MACROPOXI 646 DFT 125 MICRONES (05 MILS)

NOTA:  
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS
A	---	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	H.O. A.H. L.I.C. A.H.	/	--	--		/	/		
B	---	EMITIDO PARA APROBACION DEL CLIENTE	H.O. A.H. L.I.C. A.H.	/	--	--		/	/		
--	--	--	--	--	--	--		--	--		
--	--	--	--	--	--	--		--	--		
--	--	--	--	--	--	--		--	--		
--	--	--	--	--	--	--		--	--		

OTE: 1100058  
Via de Ejecución No-3  
Perfiles - Pura  
Teléfono: +51-094-443330  
Fax: +51-094-443339

APROBADO

REVISADO POR:	FECHA:
ELABORADO POR:	FECHA:
REVISADO POR:	FECHA:
ELABORADO POR:	FECHA:
REVISADO POR:	FECHA:
ELABORADO POR:	FECHA:
REVISADO POR:	FECHA:
ELABORADO POR:	FECHA:
REVISADO POR:	FECHA:
ELABORADO POR:	FECHA:

CONTRATA: [ ]  
OBJETO: [ ]  
FECHA: [ ]  
LUGAR: [ ]  
CLASIFICACION: [ ]

MESA ELEVADORA DE TIJERA  
FABRICACION DE ELEMENTOS  
VISTAS Y DETALLES

INDICADA: [ ]  
NUMERO DE PLANOS: UAP-M-003