UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE

INGENIERIO MECANICO

DISEÑO Y SIMULACION DE UNA PLATAFORMA SEMIAUTOMATICA PARA LEVANTAR MOTORES DE HASTA 500 KG.

AUTORES:

MOSQUERA NAVARRETE IVAN ENRIQUE

SUNTAXI SUNTAXI CHRISTIAN EDUARDO

DIRECTOR: ING. FABIO OBANDO

QUITO, 04 DE JUNIO DEL 2012

DECLARACION

Nosotros, Iván Enrique Mosquera Navarrete y Christian Eduardo Suntaxi Suntaxi, declaramos bajo juramento que el trabajo desarrollado es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ninguna calificación profesional ya que todos los conceptos desarrollados, análisis realizados y conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Iván Mosquera N.

C.C. 1716417389

Christian Suntaxi S.

C.C. 1714724059

Certifico que el presente trabajo ha sido realizado en su totalidad por los señores:

Mosquera Navarrete Iván Enrique

Suntaxi Suntaxi Christian Eduardo

Ing. Fabio Obando

DIRECTOR

AGRADECIMIENTO

Al culminar esta etapa de nuestra carrera académica e iniciar una nueva como profesionales hacemos extensivo nuestros agradecimientos a:

Universidad Politécnica Salesiana, que a través de la Facultad de Ingenierías, en especial a la carrera de Ingeniería Mecánica y el espíritu salesiano de Don Bosco, hicieron de nosotros *"buenos cristianos y honrados ciudadanos"*.

SOLUTRAC, empresa dedicada al comercio y suministro de insumos y repuestos para equipo pesado e industrial en la marca Caterpillar, nos motivó con la idea del proyecto para poder realizarnos profesionalmente y hacer posible la culminación de nuestros estudios superiores.

Ing. Fabio Obando, director de tesis, quien nos guio con su conocimiento y experiencia para la elaboración de este proyecto logrando así alcanzar el éxito profesional que nos planteamos.

Iván Mosquera N.

Christian Suntaxi S.

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado 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 y malo logrando así educarme intelectualmente con sus virtudes y responsabilidades.

A la empresa a la cual represento, al gerente Ing. Vicente Utreras 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 Politécnica Salesiana 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.

Christian Suntaxi

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a Dios por permitir que termine una etapa más en mi vida y empezar nuevos retos para los que me he preparado.

Dedico a mis padres, a mi Madre, por enseñarme el valor del trabajo y la responsabilidad y saber dirigirme por el mejor camino, a mi Padre por el apoyo a pesar de todos los problemas siempre han estado a mi lado, quienes con su apoyo incondicional tanto económicamente como moralmente estuvieron desde el inicio de mi vida académica.

A mi hermano que en todo momento me brindo su ayuda en mi vida como en los estudios y siempre ha estado pendiente de mi.

A mi familia por estar siempre acompañándome en todas las etapas de mi vida y velar por mis intereses con sus concejos y experiencias.

Iván Mosquera

RESUMEN

El desarrollo del presente proyecto tiene como único objetivo, cubrir la necesidad de la empresa SOLUTRAC con respecto a cambiar todos los instrumentos rudimentarios y obsoletos que se empleaban para el mantenimiento y reparación de los motores 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.

Como primera parte del texto se presenta la descripción del proyecto, objetivos, alcance, inmediatamente se detallan los parámetros de diseño que la empresa requiere, tales como capacidad de carga, altura máxima etc.

Luego se prosigue con lo que concierne al análisis de alternativas en los cuales se presenta los diferentes sistemas planteados con una matriz de decisión.

Ya elegida la mejor alternativa se procede al diseño de la plataforma con una síntesis gráfica del sistema, diseño de la estructura y verificación con software especializado, diseño de sistema de accionamiento.

ABSTRACT

The development of this project is intended only to meeting the need of the company regarding change SOLUTRAC all rudimentary and obsolete instruments were used for maintenance and repair of engines by a hydraulic platform to work with limited height function lifting a load by means of scissors mechanism and a hydraulic drive system.

As the first part of the text presented the project description, objectives, scope, immediately detail the design parameters that the company needs such as capacity, height etc.

Then continues with regard to the analysis of alternatives in which the various systems is presented raiser with a decision matrix.

Already chosen the best alternative is applicable to the design of the platform with a graphical system synthesis, structure design and verification with specialized software, operating system design.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Debido a la falta de equipos e implementos apropiados para levantar, transportar y dar mantenimiento en los talleres de la empresa SOLUTRAC, ya sea motores, servo transmisión, cilindros hidráulicos y demás componentes, ha traído como resultado que los operarios usen tecles, cabos, cadenas y maderas para apoyar en un lugar estable estos motores Caterpillar y poder realizar el trabajo de mantenimiento.

Esto origina pérdida de, tiempo, esfuerzo físico, lesiones e incluso hasta accidentes al momento de realizar dichas actividades, razón por la cual es necesario diseñar esta plataforma móvil bajo estrictas normas de seguridad como es la protección de elementos (conexiones hidráulicas y eléctricas), calidad (presentación, dimensiones y cálculos), operación (que sea de fácil manejo y ocupe menos espacio).

JUSTIFICACION

En la actualidad existen mecanismos caseros como por ejemplo: bancos de maderas, cabos, tecles y hasta los mismos brazos hidráulicos de los equipos camineros como son las cargadoras, excavadoras, retroexcavadoras, etc.; para facilitar trabajos de levantamiento, transportación y descarga de los motores pero no cumplen con todos los requerimientos técnicos, pues existe un gran riesgo laboral, que dicho peso caiga al vacío causando serios daños tanto humanos como perdidas de insumos, tiempo y dinero para una nueva reparación o mantenimiento del motor y/o demás accesorios Caterpillar.

Estos mecanismos no tienen consigo fuentes como para lubricar, refrigerar o limpiar estas piezas Caterpillar antes o después de la reparación, también el espacio que ocupa es muy importante para realizar un trabajo.

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.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y simular una plataforma semiautomática para levantar motores de hasta 500 kg.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Evitar el deterioro constante que sufren motores y piezas Caterpillar, al momento de transportarlos mediante métodos improvisados.
- Mejorar las condiciones de trabajo por medio de la plataforma semiautomática diseñada para la prevención de riesgos ergonómicos.

- Reducir el tiempo de reparación en 50% y del recurso humano a 2 personas, para realizar este tipo de operación.

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 como por ejemplo: gasolina o diesel para realizar la lubricación, refrigeración y/o limpieza de los motores.

- 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.

HIPOTESIS GENERAL

Los trabajos de mantenimiento de los motores se los realiza de una forma muy rudimentaria con elementos inapropiados se puede mejorar el proceso mediante el diseño de una plataforma.

HIPOTESIS ESPECÍFICAS

Los motores y sus elementos se encuentran en un ambiente en el cual sufren constantes maltratos.

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

Se necesita demasiado personal de mantenimiento para realizar el transporte de los motores retrasando otros trabajos pendientes en el taller.

GLOSARIO DE TERMINOS

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 si 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.

b.h.p.: Brake horsepower, abreviado bhp o BHP o Bhp, traducido al español literalmente como potencia al freno, es la medida de la potencia del motor sin la pérdida de potencia provocada por la caja de cambios, el generador, diferencial, la bomba de agua, y otros componentes auxiliares como el alternador, la bomba de dirección hidráulica, el sistema de silenciador de escape , etc, Brake se refiere a un dispositivo que se utiliza para cargar un motor y mantenerlo a un régimen de revoluciones (RPM) deseado.

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

INDICE GENERAL

NOMBRE	PÁGINA
Resumen	I
Abstract	II
Planteamiento del problema	III
Justificación	III
Objetivos	IV
Objetivo General	IV
Objetivos Específicos	IV
Alcance	V
Hipótesis General	VI
Hipótesis Específicas	VI
Glosario de términos	VII

CAPITULO 1. MARCO TEORICO

1.1 Definición de plataforma	1
1.2 Clasificación	1
1.2.1 Plataformas eléctricas	1
1.2.2 Plataformas hidráulicas	2

1.3 Tipos de plataformas 3

1.3.1 Forma de E o de U 3

1.3.2 Forma plana 3

1.3.3 Plataformas tándem 4

1.3.4 Plataformas de simple tijera 4

1.3.5 Plataforma de doble o triple tijera 5

1.4 Opciones de plataforma superior 5

1.4.1 En forma plana 5

1.4.2 Con plato giratorio 6

1.4.3 Con volcador 6

1.5 Aplicaciones 7

1.5.1Muelles de carga 7

1.5.2 Facilitar los trabajos a diferentes alturas 7

1.5.3 Líneas de producción 8

1.5.4 Prevenir desniveles 8

1.6 Motores diesel 8

1.6.1 Tipos de motores diesel 9

1.6.2 Mantenimiento de los motores diesel 9

1.6.3 Reparación de los motores diesel 10

1.7 Rodamientos 11

1.7.1Clasificación de los rodamientos 11

1.7.1.1 Rodamientos para cargas radiales 11

1.7.1.2 Rodamientos para cargas axiales 12

1.7.1.3 Rodamientos rígidos de bolas 13

1.7.1.4 Rodamientos radiales de agujas 13

1.7.2 Selección de los rodamientos 14

1.7.3 Designación de los rodamientos 15

1.8 Sistema hidráulico 16

1.8.1 Cálculo de cilindro hidráulico 16

1.8.1.1 Fuerza del embolo 16

1.8.1.2 Longitud de carrera 17

1.8.1.3 Velocidad del embolo 18

1.8.1.4 Fijaciones 18

1.8.1.5 Aplicaciones de los cilindros hidráulicos 19

1.8.2 Bombas hidráulicas 21

1.8.2.1 Características de las bombas 22

1.8.2.2 Parámetros para la selección de una bomba 24

1.8.2.3 Tipos de bombas 26

1.8.2.4 Ventajas del sistema hidráulico 27

1.8.2.5 Desventajas del sistema hidráulico 27

1.9 Resistencia de materiales 28

1.9.1 Diagrama esfuerzo deformación del acero 29

1.9.2 Ley de hooke 31

1.9.3 El acero 33

1.9.3.1 Perfiles estructurales de acero 33

1.9.3.1.1 Angulo de acero (perfiles en L) 34

1.9.3.1.2 Canales América estándar (perfiles en C) 35

1.9.3.1.3 Perfiles de patín ancho (perfiles W) 36

1.9.3.1.4 Tubería estructural (cuadrada y rectangular) 37

1.10 Placas planas 38

1.11 Ergonomía 41

1.11.1 El puesto de trabajo 42

1.11.2 Causas de los problemas 43

1.11.3 Principios básicos para el diseño del puesto de trabajo 43

1.11.4 El puesto de trabajo para trabajadores de pie 45

CAPITULO 2. ANALISIS DE ALTERNATIVAS

2.1 Alternativa 1. Mecanismo hidráulico tipo tijeras 48

2.2 Alternativa 2. Mecanismo manual tipo garrucha 49

2.3 Alternativa 3. Mecanismo hidráulico tipo columna 50

2.4 Análisis 51

CAPITULO 3. DISEÑO DE LA PLATAFORMA

3.1Dimensiones del puesto de trabajo 54

3.2 Dimensionamiento de la altura óptima 55

3.3 Diseño de las tijeras 64

3.4 Diseño del eje superior 76

3.5 Simulación de la base inferior 87

3.6 Simulación de la mesa superior 91

3.7 Simulación de la mesa redonda 95

CAPITULO 4. CALCULO DE COSTOS

4.1Según los materiales 99

4.1Según maquinas herramientas 100

4.1Según el diseño 100

ANEXOS

Anexo 1A 102

Anexo 1B 103

Anexo 1C 104

Anexo 1D 105

Anexo 1E 106

Anexo 1F 107

Anexo 1G 108

Anexo 1H 109

CONCLUSIONES 110

RECOMENDACIONES 111

BIBLIOGRAFIA 112

PLANO DE CONJUNTO 114

PLANOS DE DESPIECE 115

INDICE DE FIGURAS

NOMBRE **PÁGINA**

CAPITULO 1. MARCO TEORICO

Fig. 1.1 Forma de E o de U 3

Fig. 1.2 Forma plana 3

Fig. 1.3 Plataformas tándem 4

Fig. 1.4 De simple tijera 4

Fig. 1.5 De doble o triple tijera 5

Fig. 1.6 En forma plana 6

Fig. 1.7 Con plato giratorio 6

Fig. 1.8 Con plato volcador 7

Fig. 1.9 Motor diesel Caterpillar 9

Fig. 1.10 Rodamiento para carga radial 12

Fig. 1.11 Rodamiento para carga axial 12

Fig. 1.12 Rodamiento rígido de bolas 13

Fig. 1.13 Rodamiento radial de agujas 14

Fig. 1.14 Selección de cilindro hidráulico 20

Fig. 1.15 Diagrama esfuerzo deformación 30

Fig. 1.16 Modulo de elasticidad de diferentes metales 32

Fig. 1.17 Perfiles en L 34

Fig. 1.18 Perfiles en C 35

Fig. 1.19 Perfiles en W 36

Fig. 1.20 Tubería estructural 37

CAPITULO 2. ANALISIS DE ALTERNATIVAS

Fig. 2.1 Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijera 49

Fig. 2.2 Alternativa 2: Mecanismo manual tipo garrucha 50

Fig. 2.3 Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna 51

CAPITULO 3. DISEÑO DE LA PLATAFORMA

Fig. 3.1 Altura de trabajo en posición de pie (hombres) (según stier) 54

Fig. 3.2 Todo puesto de trabajo debe contemplar la libertad de acción de los pies (según schulte) 55

Fig. 3.3 Prototipo de la plataforma 55

Fig. 3.4 Diagrama de cuerpo libre de la barra de tijeras 57

Fig. 3.5 Variación de la fuerza del pistón 60

Fig. 3.6 Variación de la reacción vertical 61

Fig. 3.7 Cilindro hidráulico seleccionado 62

Fig. 3.8 Catalogo del cilindro seleccionado 63

Fig. 3.9 Fuerza repartida por el pistón 64

Fig. 3.10 Diagrama de cuerpo libre tijera α = 0° 65

Fig. 3.11 Diagrama de reacción y momento flector máximo para α = 0° 65

Fig. 3.12 Diagrama de cuerpo libre tijera α = 45° 66

Fig. 3.13 Diagrama de cuerpo libre descompuesto para α = 45° 66

Fig. 3.14 Diagrama de reacción y momento flector máximo para α = 45° 68

Fig. 3.15 Calculo de inercia del brazo 72

Fig. 3.16 Calculo del brazo con cargas 73

Fig. 3.17 Deflexión del brazo 74

Fig. 3.18 Factor de seguridad del brazo 74

Fig. 3.19 Diseño del eje superior 76

Fig. 3.20 Diagrama de cuerpo libre del eje superior 76

Fig. 3.21 Momento flector del eje superior 77

Fig. 3.22 Deflexión del eje superior 77

Fig. 3.23 Resultados del eje superior 78

Fig. 3.24 Inercia del eje superior 81

Fig. 3.25 Momento flector y deflexiones eje superior 1 81

Fig. 3.26 Resultados del eje superior 1 82

Fig. 3.27 Inercia del eje superior 2 82

Fig. 3.28 Momento flector y deflexiones del eje superior 2 83

Fig. 3.29 Resultados del eje superior 2 83

Fig. 3.30 Eje superior con carga 84

Fig. 3.31 Desplazamiento del eje superior 84

Fig. 3.32 Factor de seguridad del eje superior 85

Fig. 3.33 Base inferior con carga 87

Fig. 3.34 Desplazamiento de la base inferior 87

Fig. 3.35 Factor de seguridad de la base inferior 88

Fig. 3.36 Mesa superior con carga 91

Fig. 3.37 Desplazamiento de la mesa superior 92

Fig. 3.38 Factor de seguridad de la mesa superior 92

Fig. 3.39 Mesa redonda con carga 95

Fig. 3.40 Desplazamiento de la mesa redonda 95

Fig. 3.41 Factor de seguridad de la mesa redonda 96

INDICE DE TABLAS

NOMBRE **PÁGINA**

CAPITULO 2. ANALISIS DE ALTERNATIVAS

Tabla 2.1 Análisis de alternativas 52

Tabla 2.2 Análisis por columnas 52

Tabla 2.3 Análisis por barras 53

CAPITULO 3. DISEÑO DE LA PLATAFORMA

Tabla 3.1 Analizando a diferentes ángulos Fp 60

Tabla 3.2 Analizando a diferentes ángulos Fb 61

Tabla 3.3 Módulo de sección seleccionado 70

Tabla 3.4 Resultados de los brazos - tijeras 75

Tabla 3.5 Deflexión de la viga (apoyos simples: carga central) 79

Tabla 3.6 Módulo de sección del eje 80

Tabla 3.7 Especificaciones técnicas del eje superior 85

Tabla 3.8 Resultados del eje superior 86

Tabla 3.9 Especificaciones técnicas de la base inferior 88

Tabla 3.10 Resultados de la base inferior 90

Tabla 3.11 Especificaciones técnicas de la mesa superior 93

Tabla 3.12 Resultados de la mesa superior 94

Tabla 3.13 Especificaciones técnicas de la mesa redonda 96

Tabla 3.14 Resultados de la mesa redonda 97

CAPITULO 4. CALCULO DE COSTOS

Tabla 4.1 Resultados según materiales 99

Tabla 4.2 Resultados según maquinas her

CAPITULO 1.

MARCO TEORICO

1.1 DEFINICION 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.

1.2 CLASIFICACIÓN

- Plataformas eléctricas
- Plataformas hidráulicas

1.2.1 PLATAFORMAS ELECTRICAS

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.[1]

1.2.2 PLATAFORMAS HIDRAULICAS

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]

[1] http://es.wikipedia.org/wiki/Elevador
[2] http://es.wikipedia.org/wiki/Elevador

1.3 TIPOS DE PLATAFORMAS

1.3.1 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.[3]

Fig. 1.1 Forma de E o de U
Fuente: http://www.metalsystem.es/

1.3.2 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.[4]

Fig. 1.2 Forma plana
Fuente: http://www.metalsystem.es/

[3]http://www.metalsystem.es/es/plataforma_extraplana.htm
[4]http://www.metalsystem.es/es/plataforma_extraplana.htm

1.3.3 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.[5]

Fig. 1.3 Plataformas tándem
Fuente: http://www.metalsystem.es/

1.3.4 PLATAFORMAS DE SIMPLE TIJERA

La plataforma superior permite alojar, en su interior, una tijera para obtener la elevación requerida.[6]

Fig. 1.4 De simple tijera
Fuente: http://www.metalsystem.es/

[5]http://www.metalsystem.es/es/plataforma_tandem.htm
[6]http://www.metalsystem.es/es/plataforma_tandem.htm

1.3.5 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

Fig. 1.5 De doble o triple tijera
Fuente: http://www.metalsystem.es/

1.4 OPCIONES DE PLATAFORMA SUPERIOR

1.4.1 EN FORMA PLANA

La parte superior en forma plana puede construirse en chapa normal o lagrimada (para evitar que la carga se deslice).[7]

[7] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_doble_triple_tijera.htm

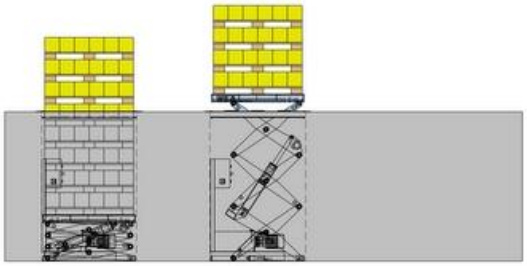


Fig. 1.6 En forma plana
Fuente: http://www.metalsystem.es/

1.4.2 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.[8]

Fig. 1.7 Con plato giratorio
Fuente: http://www.metalsystem.es/

1.4.3 CON VOLCADOR

La parte superior de la plataforma incorpora un volcador, que permite la descarga automática de la mercancía.[9]

[8] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_doble_triple_tijera.htm
[9] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_doble_triple_tijera.htm

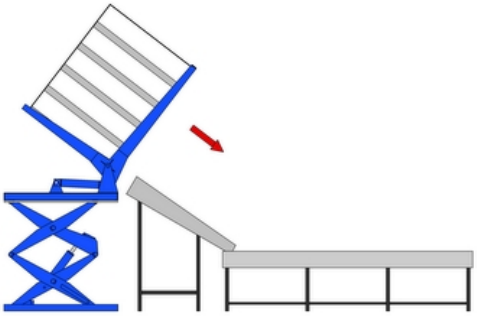


Fig. 1.8 Con plato volcador
Fuente: http://www.metalsystem.es/

1.5 APLICACIONES

1.5.1 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.[10]

1.5.2 FACILITAR LOS TRABAJOS A DIFERENTES ALTURAS

Carga, descarga o manipulación de mercancías colocadas en diferentes niveles, tales como, carga de block, culata, motor de arranque, en máquina, etc.[11]

[10] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_simple_tijera.htm
[11] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_simple_tijera.htm

1.5.3 LINEAS DE PRODUCCION

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.[12]

1.5.4 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.[13]

1.6 MOTORES DIESEL

El motor Caterpillar es un motor térmico a diesel de combustión interna cuyo encendido se logra por la temperatura elevada que produce la compresión del aire en el interior del cilindro, y ofrecen la gama de potencia mas amplia de la industria desde 10 a 6598 *bhp*. [14]

[12] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_simple_tijera.htm
[13] http://www.metalsystem.es/es/plataforma_simple_tijera.htm
[14] http://espana.cat.com/cda/layout?m=99233&x=534

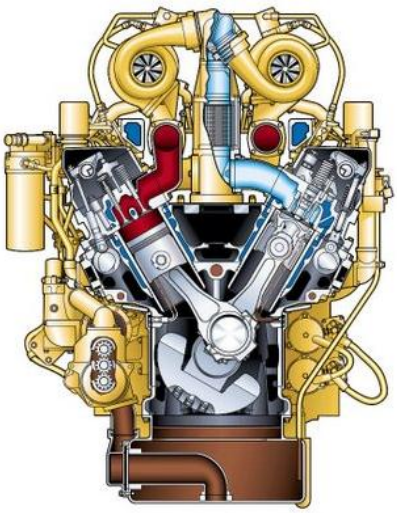


Fig. 1.9 Motor diesel Caterpillar
Fuente: http://espana.cat.com/cda/layout?m=99233&x=534

1.6.1 TIPO DE MOTORES DIESEL

- Motor 3066 6 pistones (Excavadoras)
- Motor 3304 4 pistones (Cargadoras y/o tractores)
- Motor 3306 6 pistones (Cargadoras y/o tractores)
- Motor 3116 6 pistones (Cabezales)
- Motor 3126 6 pistones (Cabezales)
- Motor 3208 8 pistones (Generadores y/o Camiones)

1.6.2 MANTENIMIENTO DE LOS MOTORES DIESEL

Esta definición de principio se aplica indiferentemente a los motores que funcionan según los ciclos de tiempo, pudiendo estar ambos refrigerados por aire o por circulación de agua. Las responsabilidades de diferentes órdenes ligadas a la función del mantenimiento se examinan a continuación: [15]

[15] BLUME H. *Motores Diesel* 2da Edición. Editorial Blume. Madrid España 1993, p.235

- Identificación del material, características de empleo que hay que conocer
- Protección y conservación del material inmovilizado por ataque de corrosión
- Puesta en marcha de un motor nuevo o reparado
- Abastecimiento: combustibles, aditivos, comburentes, aire, aceite y agua
- Arranque, puesta en marcha en caliente y en frio
- Rodaje de los motores nuevos o reparados
- Vigilancia de las condiciones de marcha (temperatura, presiones y régimen)
- Revisión periódica o mantenimiento preventivo
- Averías e incidentes de la marcha: síntomas, causas y remedios

1.6.3 REPARACION DE LOS MOTORES DIESEL

La reparación depende en primer lugar del diagnostico que es primordial. Se deduce de las observaciones y medidas realizadas antes o después de desmontarlos y conduce a conclusiones que raramente son absolutas y que exigen siempre ciertas reservas.

Generalmente la reparación o reconstrucción del motor es necesaria en el caso de un Diesel, después de un servicio de varios de miles de horas. La reparación general va precedida de reparaciones parciales que solo afectan a la cabeza del motor (culata, válvulas y balancines), luego a los segmentos y eventualmente a los pistones y a las camisas.

El éxito de la reparación de la reparación dependerá en gran medida de los métodos de verificación, de la aplicación de las instrucciones del fabricante del motor, de las tolerancias y juegos de montaje y sobre todo de la limpieza, que es una de las condiciones primordiales del éxito.[16]

[16] BLUME H. *Motores Diesel* 2da Edición. Editorial Blume. Madrid España 1993, p.263

1.7 RODAMIENTOS

Los rodamientos son elementos normalizados en dimensiones y tolerancias. Esta normalización facilita la inter cambiabilidad, 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.[17]

1.7.1 CLASIFICACION DE LOS RODAMIENTOS

1.7.1.1 RODAMIENTOS PARA CARGAS RADIALES

Pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.[18]

[17] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf
[18] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

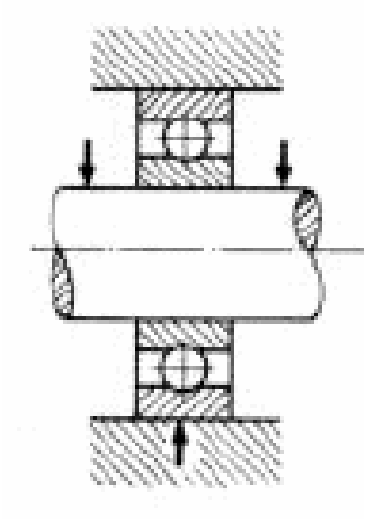


Fig. 1.10 Rodamiento para carga radial
Fuente: http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

1.7.1.2 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.[19]

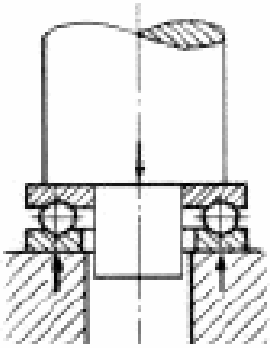


Fig. 1.11 Rodamiento para carga axial
Fuente: http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

[19] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

1.7.1.3 RODAMIENTOS RIGIDOS 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.[20]

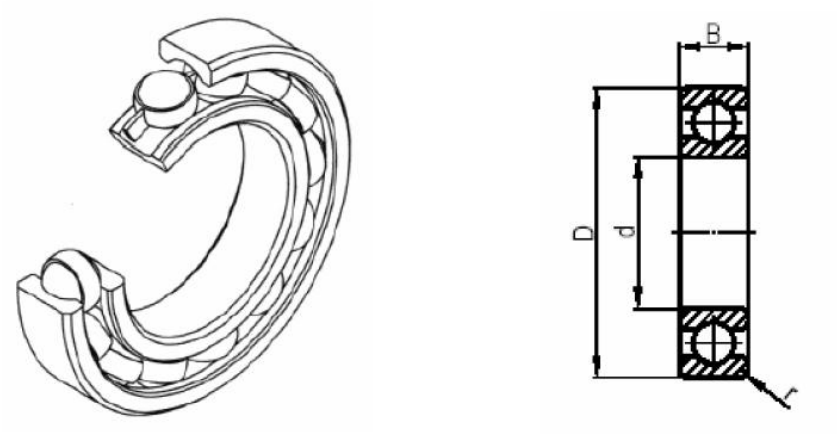


Fig. 1.12 Rodamiento rígido de bolas
Fuente: http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

1.7.1.4 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.[21]

[20] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf
[21] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

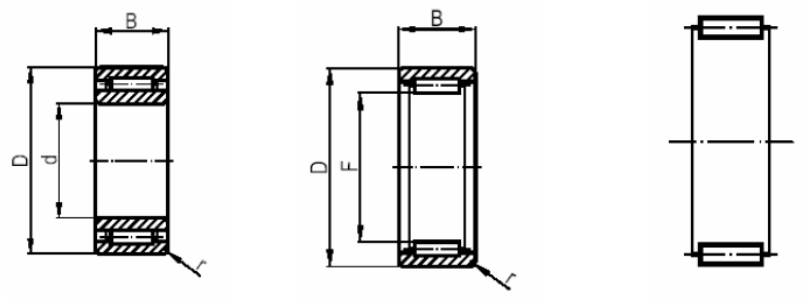


Fig. 1.13 Rodamiento radial de agujas
Fuente: http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

1.7.2 SELECCION 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:[22]

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

[22] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

1.7.3 DESIGNACION 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. [23]

1.8 SISTEMA HIDRAULICO

1.8.1 CÁLCULO DE CILINDRO HIDRAULICO

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 mostraran tablas para los esfuerzos desarrollados, máximas longitudes de flexión y pandeo, etc.[24]

1.8.1.1 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:

$$F_{TEORICA} = P * A \qquad \text{(Ecuación 1)}$$

[23] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf
[24] http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm

Dónde:

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.[25]

1.8.1.2 LONGITUD DE CARRERA

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 mm. 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.[26]

[25] http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica9.htm
[26] http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica9.htm

1.8.1.3 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. Además, influye en la velocidad la amortiguación de final de carrera.

Cuando el émbolo abandona la zona de amortiguación, el aire entra por una válvula anti-retorno 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 anti-retorno de estrangulación y las de escape rápido, proporcionan velocidades mayores o menores, dependiendo de su regulación.[27]

1.8.1.4 FIJACIONES

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

[27] http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica9.htm

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.[28]

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

1.8.1.5 APLICACIONES DE LOS CILINDROS HIDRAULICOS

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:

[28] http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica8.htm

Imaginemos que una carga se coloca en el extremo del vástago de un cilindro (ver Fig.1.14), el cual ha sido montado con una disposición vertical, cuando el vástago del cilindro tenga que encontrarse en mínima posición podemos encontrarnos 2 casos:[29]

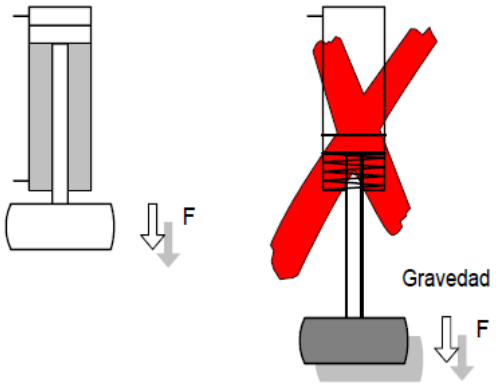


Fig. 1.14 Selección de cilindros hidráulicos
Fuente: http://www.asis-tecweb.com/cilindros-hidraulica/#

Cilindro de doble efecto: El vástago mantiene la mínima posición debido a que ésta 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 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.

[29] http://www.asis-tecweb.com/cilindros-hidraulica/#

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 ó 5 vías con 2 ó 3 posiciones).

En definitiva se puede afirmar que 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 de 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, aspecto que se detalla a continuación.

1.8.2 BOMBAS HIDRAULICAS

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: [30]

- 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.

1.8.2.1 CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS[31]

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

[30] http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/bombashidraulicas/
[31] http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/bombashidraulicas/

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 de 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 perdidas de energía mecánica que se producen en la bomba, debidas al rozamiento y a la fricción de los mecanismos internos. En términos generales se puede afirmar 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 pues el rendimiento total se expresa como el consumo de energía necesario para producir la presión hidráulica nominal del sistema.

1.8.2.2 PARAMETROS PARA LA SELECCIÓN DE UNA BOMBA[32]

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 h_a 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.[33]

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

[32] MOTT Robert L. *Mecánica de Fluidos Aplicada* 4ta Edición, Prentice Hall México 1996, pág. 197
[33] MOTT Robert L. *Mecánica de Fluidos Aplicada* 4ta Edición, Prentice Hall México 1996, pág. 197

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

Donde:

p_1 Presión en la sección 1

p_2 Presión en la sección 2

$v_1; v_2$ Velocidad (de acuerdo a la sección)

$z_1;\ z_2$ Alturas (de acuerdo a la sección)

γ Peso específico del líquido

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

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

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

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

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

El termino *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.[34]

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

1.8.2.3 TIPOS DE BOMBAS

Caudal constante:

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

[34] MOTT Robert L. *Mecánica de Fluidos Aplicada* 4ta Edición, Prentice Hall México 1996, pág. 197

Caudal variable:

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

1.8.2.4 VENTAJAS DEL SISTEMA HIDRAULICO[35]

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

1.8.2.5 DESVENTAJAS DEL SISTEMA HIDRAULICO[36]

- 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.

[35] MOTT Robert L. *Mecánica de Fluidos Aplicada* 4ta Edición, Prentice Hall México 1996, pág. 197
[36] MOTT Robert L. *Mecánica de Fluidos Aplicada* 4ta Edición, Prentice Hall México 1996, pág. 197

1.9 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 (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.[37]

$$\sigma = \frac{P}{A} \qquad \text{(Ecuación 3)}$$

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.[38]

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 (ε) como el cociente entre el alargamiento (δ) y la longitud inicial (L), indica que sobre la

[37] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf
[38] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf

barra la deformación es la misma porque si aumenta (L) también aumentaría (δ), matemáticamente la deformación sería:[39]

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \qquad \text{(Ecuación 4)}$$

1.9.1 DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACION 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 1.15)[40]

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.

[39] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf
[40] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf

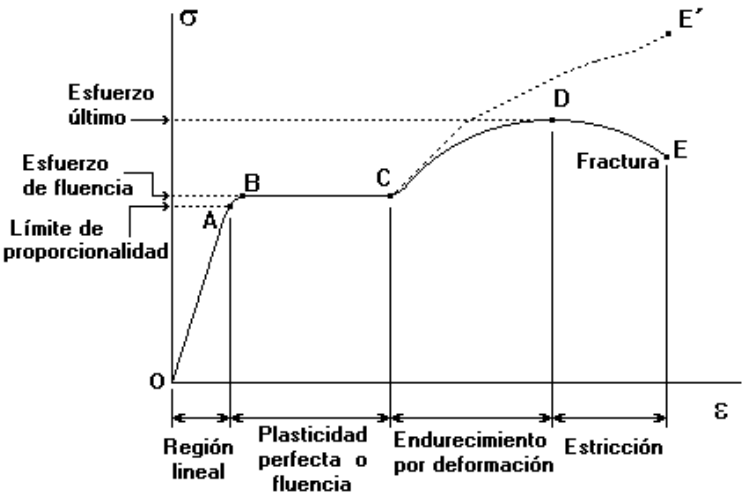


Fig. 1.15 Diagrama Esfuerzo Deformación
Fuente:http://images.search.conduit.com/ImagePreview/?q=diagrama+esfuerzo+deformacion&ctid=CT2269050&SearchSource=1&FollowOn=true&PageSource=ImagePreview&SSPV=IEAUTOTB&start=0&pos=18

En un diagrama se observa un tramo 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.[41]

Limite de elasticidad: más allá de este límite el material no recupera su forma original al ser descargado, quedando con una deformación permanente.[42]

[41] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf
[42] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf

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.[43]

Esfuerzo último: máxima ordenada del diagrama esfuerzo – deformación.[44]

Punto de ruptura: cuanto el material falla.[45]

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. Tal manera que 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.

1.9.2 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 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.[46]

[43] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf
[44] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf
[45] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf
[46] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$ (Ecuación 5)

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

$$\delta = \frac{PL}{EA}$$ (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. [47]

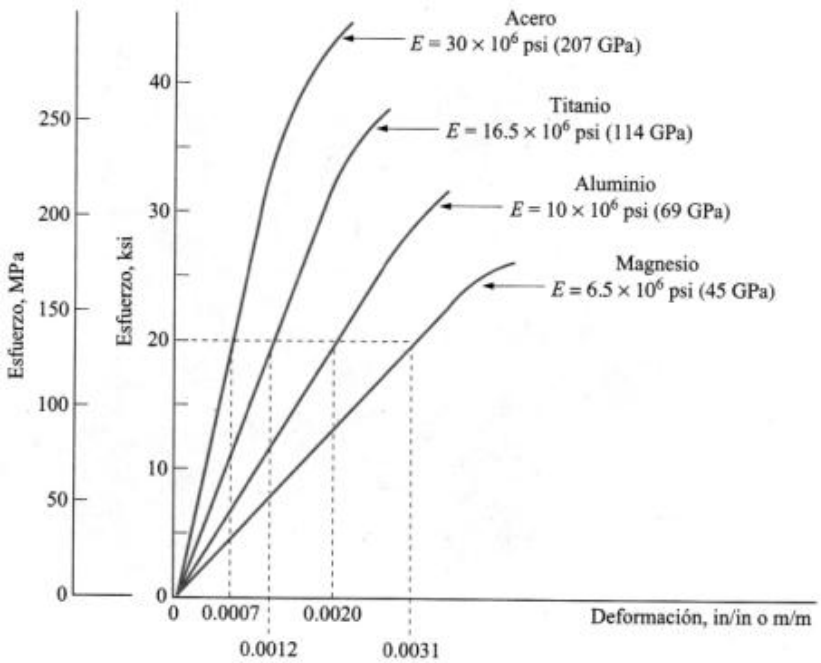


Fig. 1.16 Modulo de elasticidad de diferentes metales
Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.59

[47] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.59

1.9.3 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.[48]

Composición química:

- Aceros no aleados
- Aceros aleados

Criterios de utilización:

- Aceros de base
- Aceros de calidad
- Aceros especiales

1.9.3.1 PERFILES ESTRUCTURALES DE ACERO[49]

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

[48] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.31
[49] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.31

1.9.3.1.1 ANGULO DE ACERO (PERFILES EN “L”)

Los 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”.[50]

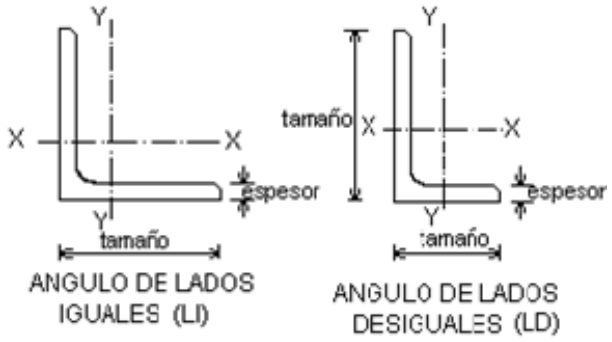


Fig. 1.17 Perfiles en “L”

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

Dónde:

[50] MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.34

“L” se refiere al perfil en L

4 es la longitud del ala más larga

Es la longitud del ala más corta

½ es el espesor de las alas

Las dimensiones están en pulgadas.

1.9.3.1.2 CANALES AMERICA 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.[51]

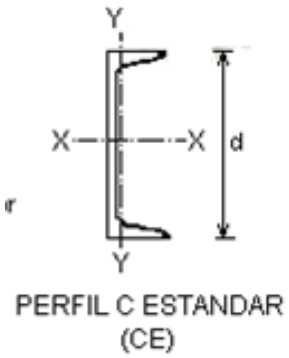


Fig. 1.18 Perfiles en “C”
Fuente: MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.34

La forma de designación estándar de canales es

C15x50

[51] MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.34

Dónde:

“C” indica que 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

1.9.3.1.3 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.[52]

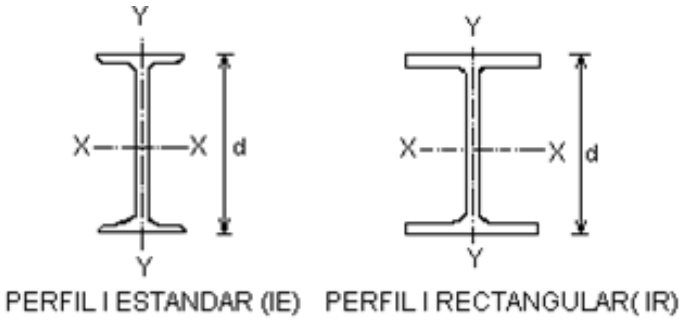


Fig. 1.19 Perfiles en “W”
Fuente: MOTT Robert L. Resistencia de Materiales 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.35

[52] 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

Dónde:

"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

1.9.3.1.4 TUBERIA ESTRUCTURAL (CUADRADA Y RECTANGULAR)

Estos perfiles normalmente se forman con lamina plana y sueldan a todo lo largo de su longitud. Las propiedades de sección responden de los radios de esquina.[53]

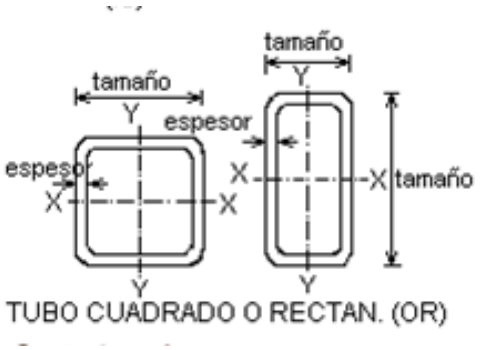


Fig. 1.20 Tubería estructural
Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.36

[53] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación Mexico,2009, p.36

La designación estándar adopta la forma

HSS6x4x1/4

Dónde:

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 pared nominal

Las dimensiones están en pulgadas

1.10 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 formulas disponibles contienen cierto empirismo racional. Las placas pueden clasificarse en:[54]

Placas gruesas._ En que es importante el esfuerzo cortante transversal.

[54] AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9na Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

Placas de espesor promedio._ En que predomina el esfuerzo por flexión.

Placas delgadas._ Que dependen en parte de la tracción directa.

Membranas._ Que se sujetan solo a tracción directa.

Los esfuerzos máximos se calculan mediante:[55]

1. Para carga uniformemente distribuida w

$$S_M = k\frac{wr^2}{t^2} \qquad \text{(Ecuación 8)}$$

2. Soporta una carga concentrada P

$$S_M = k\frac{P}{t^2} \qquad \text{(Ecuación 9)}$$

3. Un par C, por longitud unitaria

$$S_M = k\frac{C}{t^2} \qquad \text{(Ecuación 10)}$$

[55] AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9na Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

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 1A) y (anexo 1B) r = R, placas circulares; r = lado menor, para placas rectangulares.

La deflexión máxima para los mismos casos esta dada por:[56]

$$y_M = k_1 \frac{wr^4}{Et^3} \qquad \text{(Ecuación 11)}$$

$$y_M = k_1 \frac{Pr^2}{Et^3} \qquad \text{(Ecuación 12)}$$

$$y_M = k_1 \frac{Cr^2}{Et^3} \qquad \text{(Ecuación 13)}$$

[56] AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9na Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

1.11 ERGONOMIA

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:[57]

- 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.

[57] http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm

- 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.

1.11.1 EL PUESTO DE TRABAJO[58]

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.

[58] http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm

1.11.2 CAUSAS DE LOS PROBLEMAS[59]

- 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

1.11.3 PRINCIPIOS BASICOS PARA EL DISEÑO DEL PUESTO DE TRABAJO[60]

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

[59] http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm
[60] http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm

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.

1.11.4 EL PUESTO DE TRABAJO PARA TRABAJAR DE PIE[61]

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

[61] http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm

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.

CAPITULO 2.

ANALISIS DE ALTERNATIVAS

2.1. 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) Su transportación puede ser complicada
c) La movilidad del equipo con carga

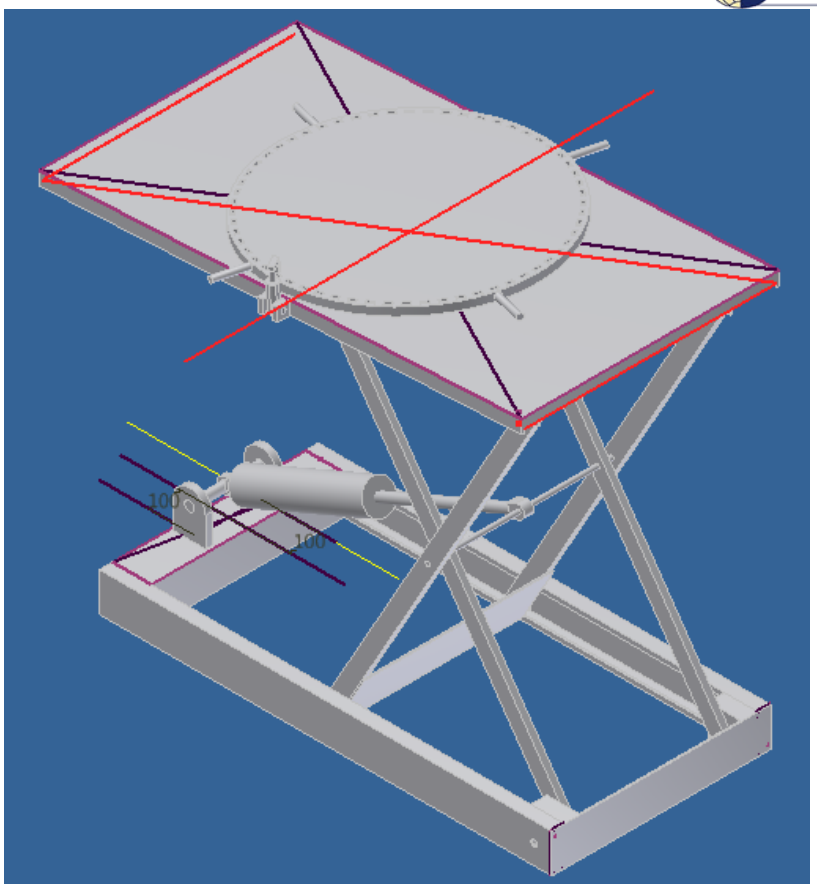


Fig. 2.1 Alternativa 1: Mecanismo hidráulico tipo tijera
Fuente: Los Autores

2.2. 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

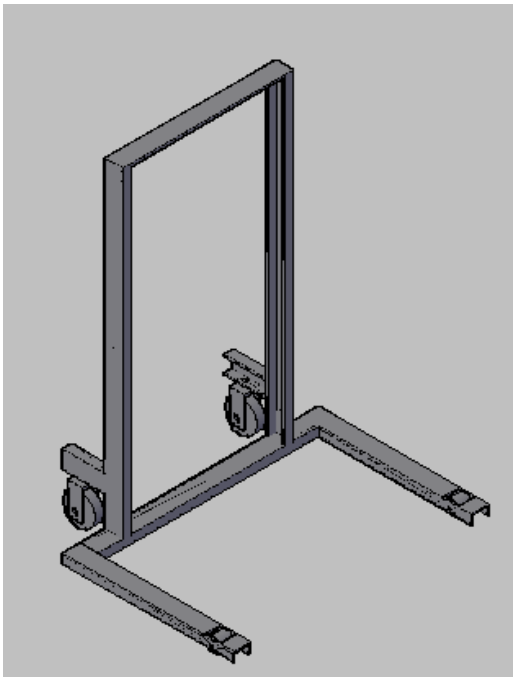


Fig. 2.2 Alternativa 2: Mecanismo manual tipo garrucha
Fuente: Los Autores

2.3. 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

c) La fuerza de elevación lo aplica el operario
d) puede fallar por estabilidad

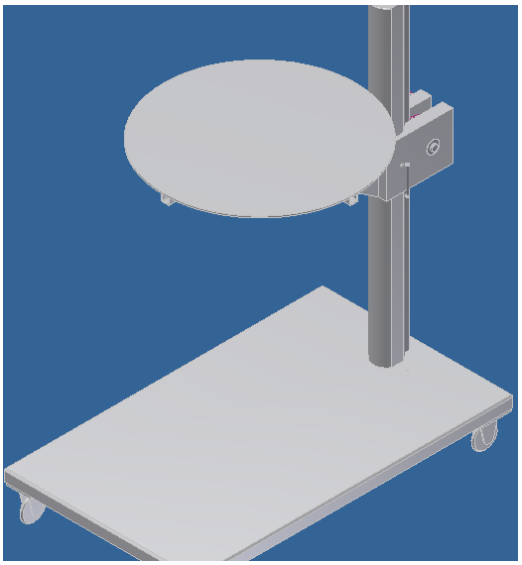


Fig. 2.3 Alternativa 3: Mecanismo hidráulico tipo columna
Fuente: Los Autores

2.4. ANALISIS

Parámetros de ponderación:

1-4 Caro, difícil, mucho esfuerzo.

5-7 Medianamente caro, relativamente fácil, poco esfuerzo.

8-10 Barato, fácil, poco esfuerzo

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
TOTAL	**99**	**96**	**94**

Tabla 2.1 Análisis de alternativas
Fuente: Los Autores

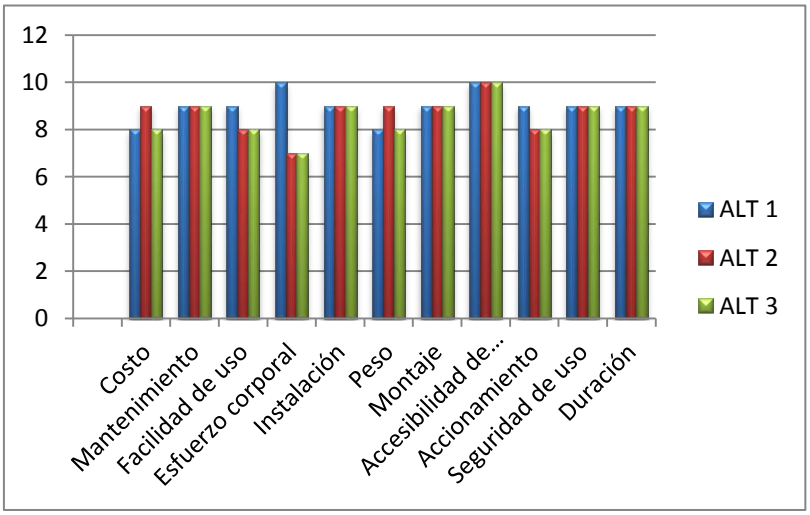


Tabla 2.2 Análisis por columnas
Fuente: Los Autores

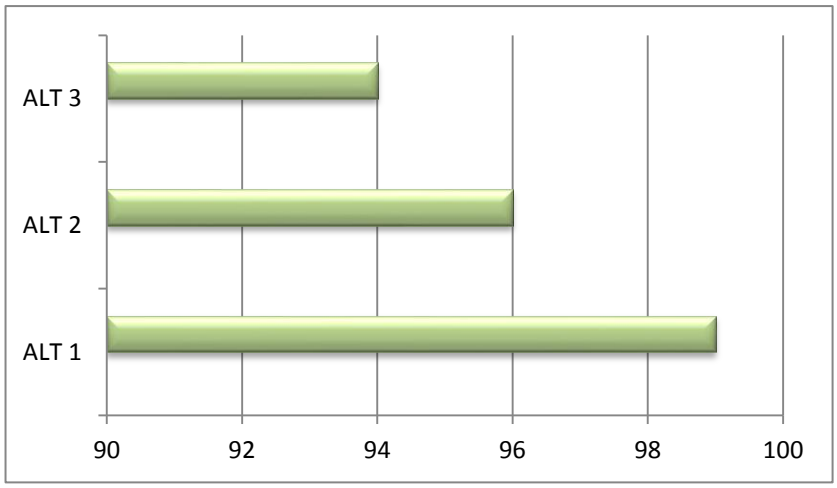


Tabla 2.3 Análisis por barras
Fuente: Los Autores

RESULTADO:

- Por tanto la alternativa seleccionada es la número 1.

CAPITULO 3.

DISEÑO DE LA PLATAFORMA

3.1 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.

Como las alturas de las mesas y las máquinas en general no son modificables verticalmente, sería necesario para ello adaptar la altura de trabajo a los hombres de elevada estatura, mientras que para las demás personas sería necesario utilizar tarimas o pedestales.[62]

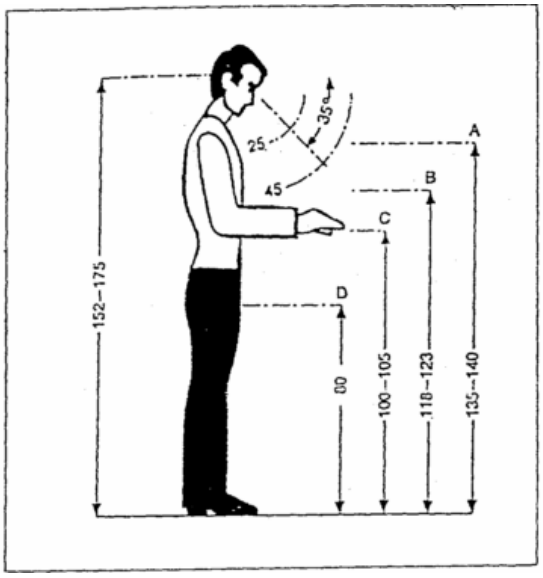


Fig. 3.1 Altura de trabajo en posición de pie (hombres) (Según Stier)
Fuente:http://eneg.ucasal.net/paginas/alumnos/material/conformacion-puestos-de-trabajo-Salta-1.pdf

[62]http://eneg.ucasal.net/paginas/alumnos/material/conformacion-puestos-de-trabajo-Salta-1.pdf

La zona de alcance de los brazos en el trabajo en posición de pie no es otra que la de trabajo en posición sentada, al estar la persona de pie puede ampliar estos alcances con desplazamientos con pasos 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.

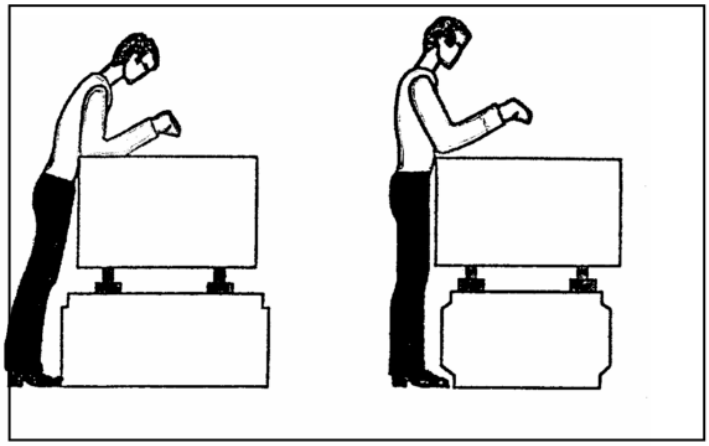


Fig. 3.2 Todo puesto de trabajo debe contemplar la libertad de acción de los pies (Según Schulte)
Fuente:http://eneg.ucasal.net/paginas/alumnos/material/conformacion-puestos-de-trabajo-Salta-1.pdf

3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTURA ÓPTIMA

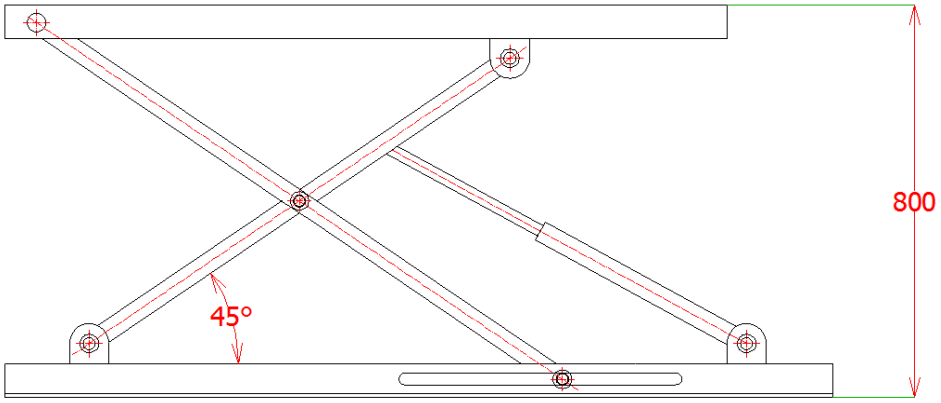
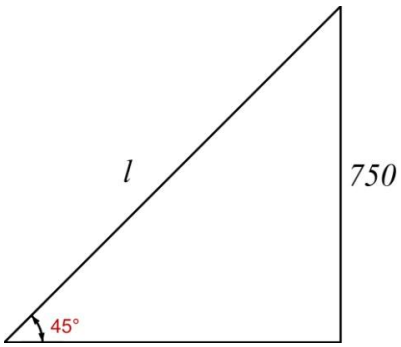


Fig.3.3 Prototipo de la plataforma
Fuente: Los Autores

Llamaremos l a la longitud de cada brazo de las tijeras (todos los brazos son de la misma dimensión),



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

$$l = 1060\ mm$$

Distribución de las cargas:

Peso del motor	500 Kg
Peso herramientas	20 Kg
Peso total	520 Kg

Por seguridad de adiciona un 10% del peso total.

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

$$P = 572\ Kg$$

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

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

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

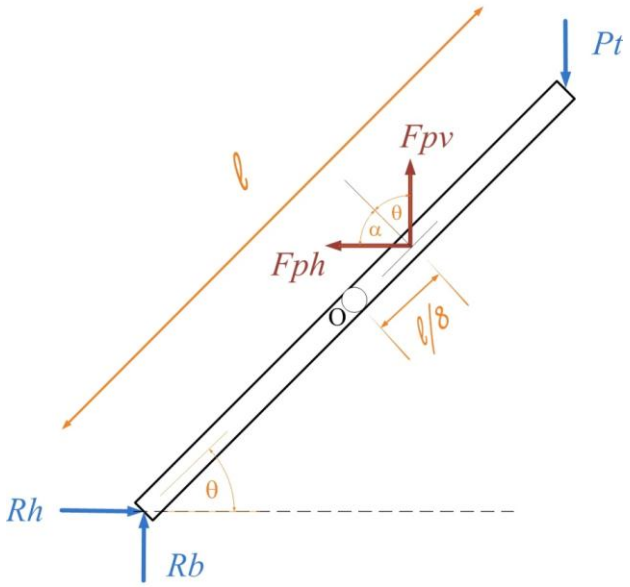


Fig.3.4 Diagrama de cuerpo libre de la barra de las tijeras
Fuente: Los Autores

Dónde:

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 horizontal de la fuerza del pistón

P_t: Fuerza de trabajo (1402,5 N)

$$\sum Fx = 0$$

$$R_h = Fp_h$$

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

$$\sum Fy = 0$$

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

$$\sum M_o = 0$$

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

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

Reemplazando:

Ec.14 ; Ec.15 en Ec.16

$$Fp_v = Fp \sin\alpha$$

$$Fp_h = Fp \cos\alpha$$

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

Quitando paréntesis y reduciendo términos semejantes se tiene:

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

Reemplazando: $P_t = 2805\ N$

Resulta: $Fp = 4488\cos\theta$

Reemplazando en Ecuación 15:

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

Analizando para diferentes ángulos:

$Fp = 4488\cos\theta$

θ (°)	θ (rad)	Cos θ	F_p (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

Tabla 3.1 Analizando a diferentes ángulos Fp
Fuente: Los autores

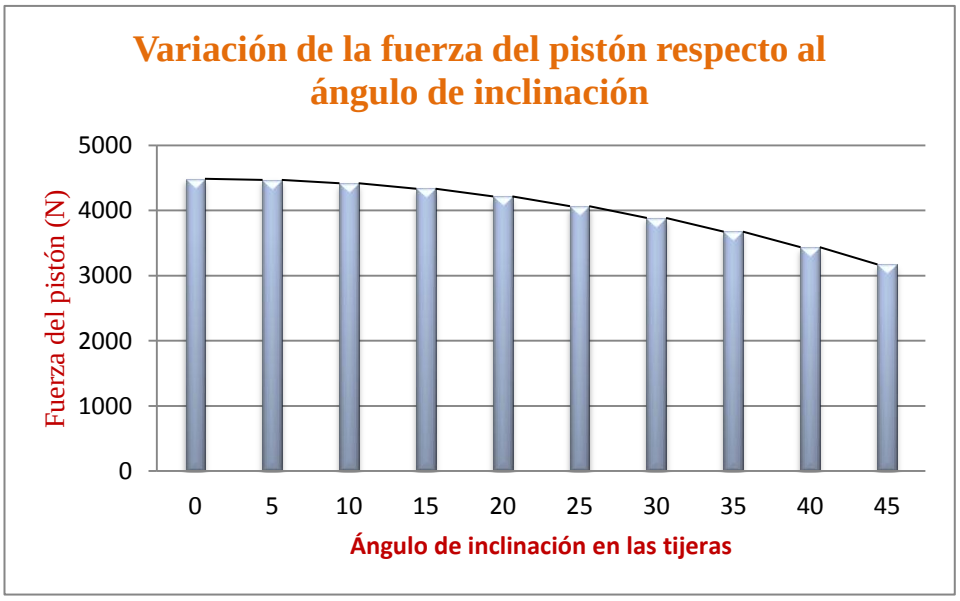


Fig.3.5 Variación de la fuerza del pistón
Fuente: Los Autores

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

θ (°)	θ (rad)	cosθ	$(\cos\theta)^2$	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

Tabla 3.2 Analizando a diferentes ángulos Fb
Fuente: Los autores

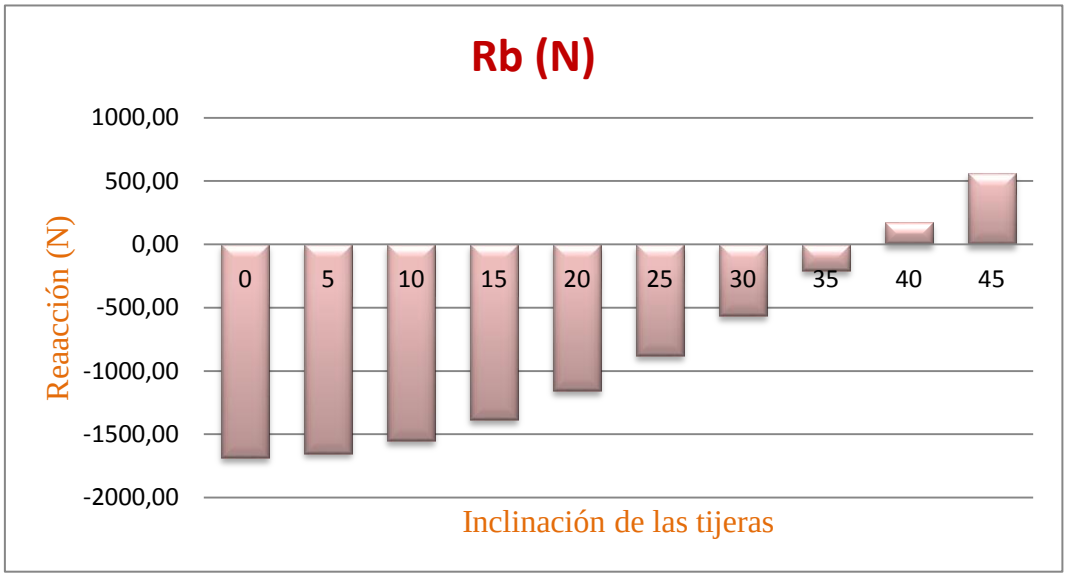


Fig.3.6 Variación de la reacción vertical
Fuente: Los Autores

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

F_p = 4488 N

Seleccionamos del catalogo

ROEMHELD
HILMA ▪ STARK

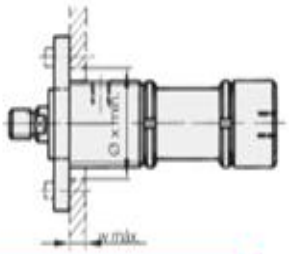
Cilindros hidráulicos
sin amortiguación final, ejecución corta, presión máx. de servicio 200 bar

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

Fig.3.7 Cilindro hidráulico seleccionado
Fuente: http://www.roemheld.de/ES/roemheld.aspx?cmd=home

2.2 Fijación por delante



Ejecuciones especiales se suministran sobre demanda.

Ø pistón D		[mm]	25	32	40	50	63	80
Ø vástago d		[mm]	16	20	25	32	40	50
Fuerza nominal	Compresión	[kN]	9,8	16	25	39,2	62,3	100,5
a 200 bar	Tracción	[kN]	5,7	9,8	15,3	23,1	37,2	61,2
Superficie pistón		[cm²]	4,9	8,04	12,56	19,63	31,17	50,26
Superficie anular		[cm²]	2,89	4,9	7,65	11,59	18,6	30,6
L = Carrera +		[mm]	88	100	119	130	150	180
Ø a f7		[mm]	32	40	50	60	70	85
Ø b		[mm]	48	55	65	80	95	115
Ø c		[mm]	35	42	50	60	75	95
e			G 1/4	G 1/4	G 1/4	G 1/2	G 1/2	G 1/2
f		[mm]	20	22	30	34	40	43
g		[mm]	M 12 x 1,25	M 14 x 1,5	M 16 x 1,5	M 20 x 1,5	M 27 x 2	M 33 x 2
h		[mm]	16	18	22	28	36	45
i		[mm]	15	20	20	24	29	37
k		[mm]	28	32	32	38	45	54
m		[mm]	48	55	65	80	95	115
Ø n		[mm]	45	58	68	82	95	115
Ø o		[mm]	61	73	86	104	119	144
p x profundidad rosca		[mm]	M 6 x 12	M 8 x 15	M 8 x 15	M 10 x 20	M 12 x 20	M 16 x 28
Ø r		[mm]	90	110	125	150	170	200
s		[mm]	12	16	16	20	25	32
Ø u		[mm]	75	92	106	126	145	165
Ø v		[mm]	7	9	9	11	14	18
w máx.		[mm]	9	11	15	18	21	24
Ø x mín.		[mm]	62	74	87	105	120	145
y		[mm]	55	61	75	81	93	103
z		[mm]	39	44	46	49	54	60
SW		[mm]	13	17	22	27	36	46
Referencia, cilindro			**1283-0X5**	**1284-0X5**	**1285-0X5**	**1286-0X5**	**1287-0X5**	**1288-0X5**

Fig.3.8 Catalogo del cilindro seleccionado
Fuente: http://www.roemheld.de/ES/roemheld.aspx?cmd=home

Con el cilindro seleccionado, dimensionamos la sección del brazo de la tijera:

F_p = 9800 N (catálogo)

Esta fuerza estará repartida en los dos brazos por acción del eje 1:

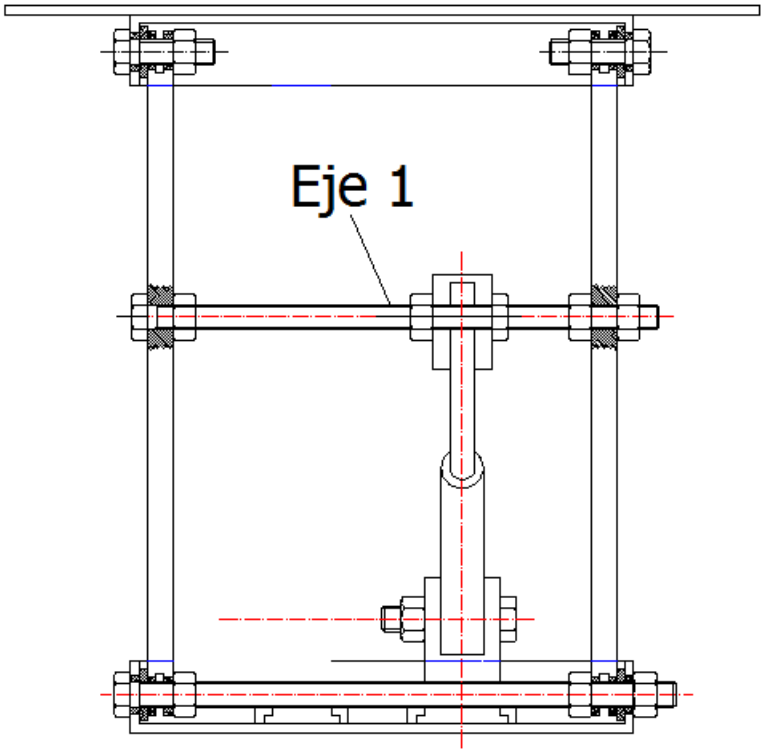


Fig.3.9 Fuerza repartida por el pistón
Fuente: Los Autores

Entonces la fuerza real del pistón se divide para dos:

F_{p1} = 4900 N y con esta fuerza dimensionamos es brazo:

3.3 DISEÑO DE LAS TIJERAS

Analizamos para la posición α = 0° y α = 45°:

3.3.1 Caso 1: Para α = 0°

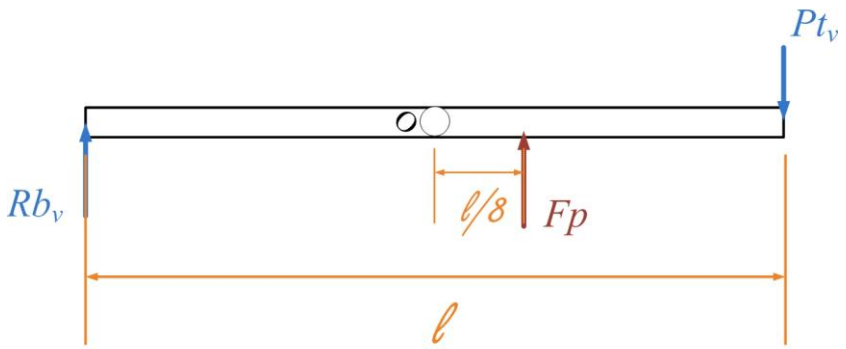


Fig.3.10 Diagrama de cuerpo libre tijera para α = 0°
Fuente: Los Autores

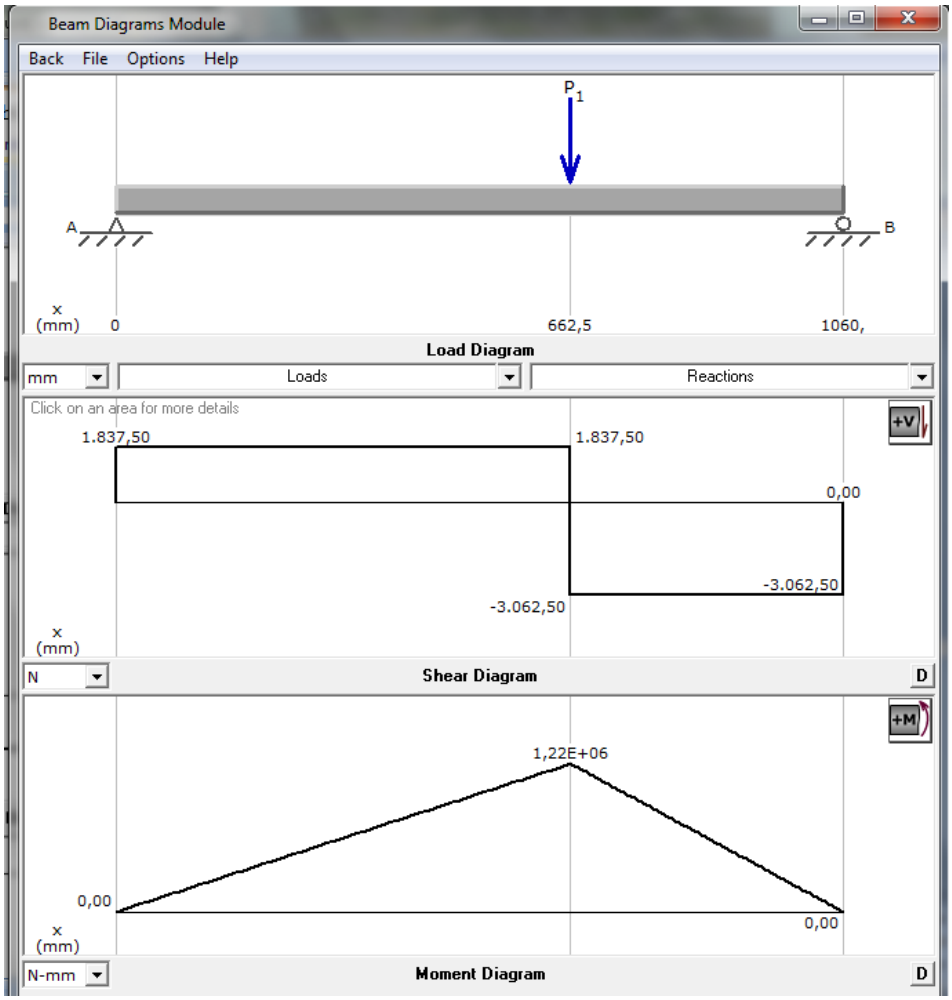


Fig.3.11 Diagrama de reacción y momento flector máximo para α = 0° (MDSolids 3.1)
Fuente: Los Autores

3.3.2 Caso 2: Para α = 45°

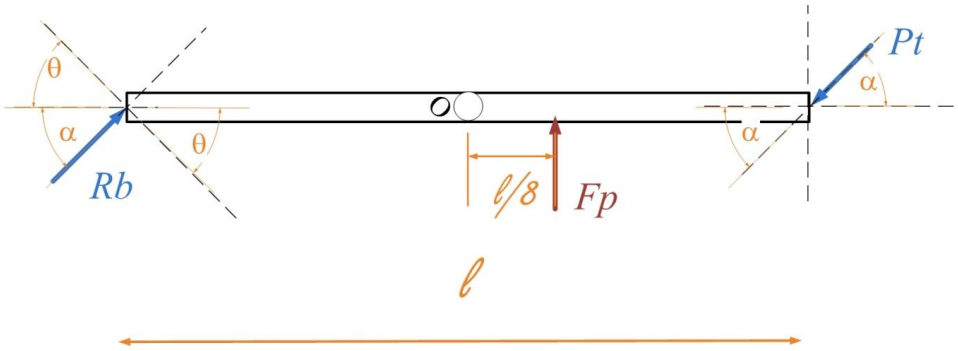


Fig.3.12 Diagrama de cuerpo libre tijera para α = 45°
Fuente: Los Autores

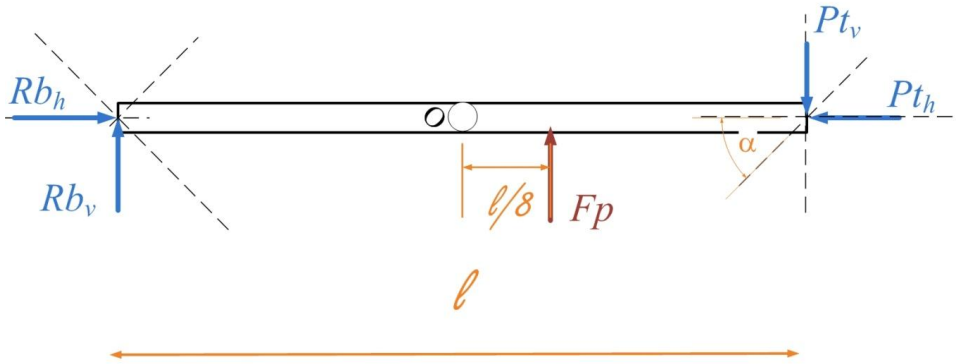


Fig.3.13 Diagrama de cuerpo libre descompuesto para α = 45°
Fuente: Los Autores

Dónde:

$$Fp_1 = 4900\ N$$

$$Pt_v = Pt_h = 0{,}7071\ Pt$$

$$Pt_v = Pt_h = 0{,}7071\ (2805)$$

$$Pt_v = Pt_h = 1983{,}43\ N$$

$$l = 1060\ mm$$

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.[63]

Compresión + Flexión, usamos la fórmula de esfuerzos combinados.

$$\sigma = -\frac{P}{A} \pm \frac{Mc}{I} \qquad \text{(Ecuación 17)}$$

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

[63] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.530

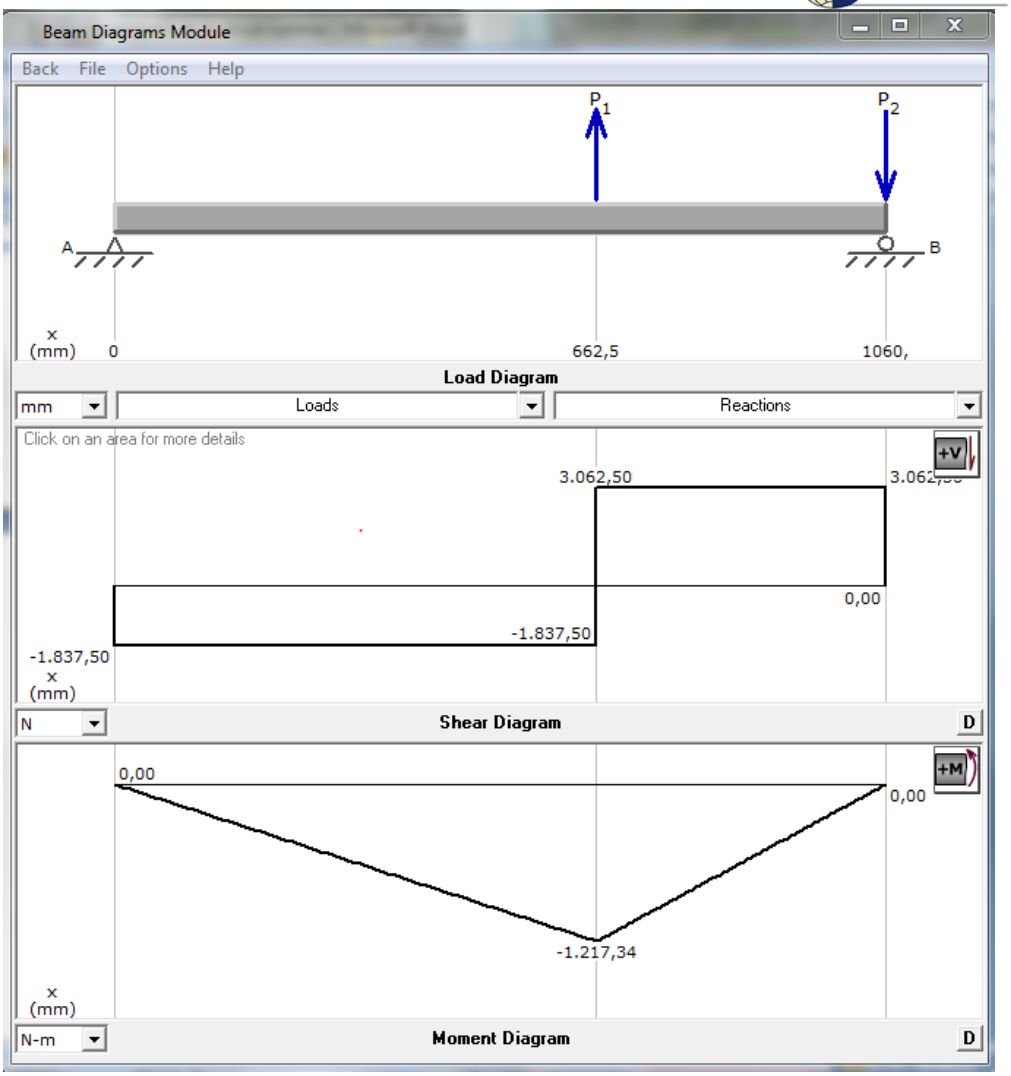


Fig.3.14 Diagrama de reacción y momento flector máximo para α = 45° (MDSolids 3.1)
Fuente: Los Autores

M_{max} = 1217 N-m

Se selecciona un acero estructural ASTM-A36 y se calcula un esfuerzo admisible[64]:

S_y = 36000 psi = 248 MPa

[64] SHIGLEY- MISCHKE; Diseño en ingeniería mecánica; Mc Graw-Hill;5ta edición; pág. 13

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

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

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

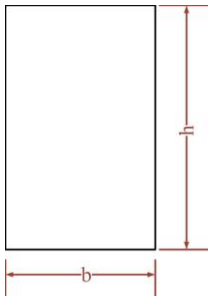
$$\sigma = \frac{M}{S}$$

Entonces:

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

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

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



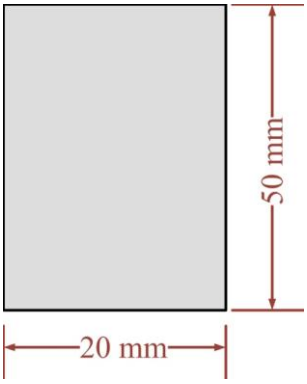
$$S = \frac{bh^2}{6}$$

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

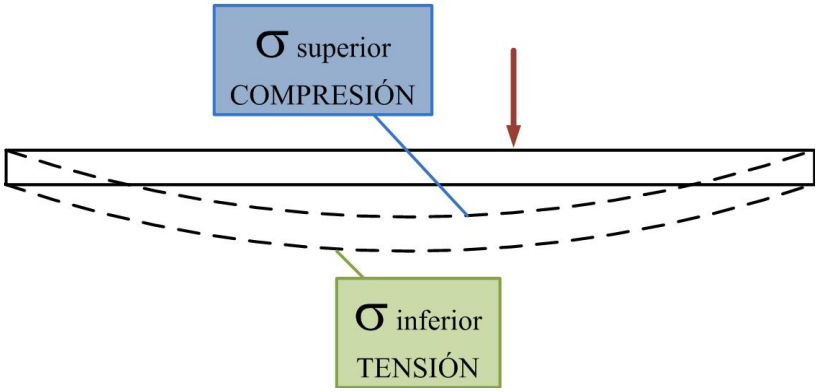
b (mm)	b (m)	h(mm)	h(m)	S (m^3)
10	0,01	100	0,1	1,67E-05
15	0,015	100	0,1	2,50E-05
20	0,02	100	0,1	3,33E-05
10	0,01	120	0,12	2,40E-05
15	0,015	120	0,12	3,60E-05
20	0,02	120	0,12	4,80E-05
10	0,01	140	0,14	3,27E-05
15	0,015	140	0,14	4,90E-05
20	0,02	140	0,14	6,53E-05
10	0,01	150	0,15	3,75E-05
15	0,015	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

Tabla 3.3 Módulo de sección seleccionado
Fuente: Los Autores

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)[65]

[65] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación Mexico,2009, p.530

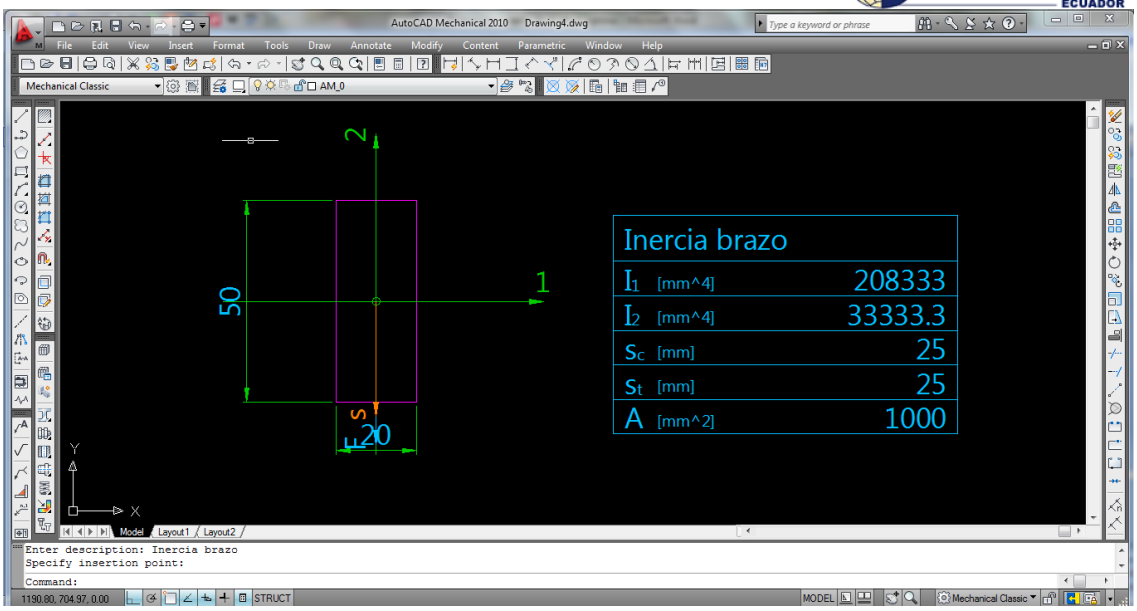


Fig.3.15 Calculo de inercia del brazo
Fuente: Los Autores

$I = 208333\ mm^4 = 2{,}08x10^{-7}\ m^4$

$A = 1000\ mm^2 = 1x10^{-3}\ m^2$

$$\sigma_{sup} = -\frac{P}{A} - \frac{Mc}{I}$$ (Ecuación 18)[66]

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

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

[66] MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.530

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

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

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

Simulación de cada brazo en Autodesk Inventor:

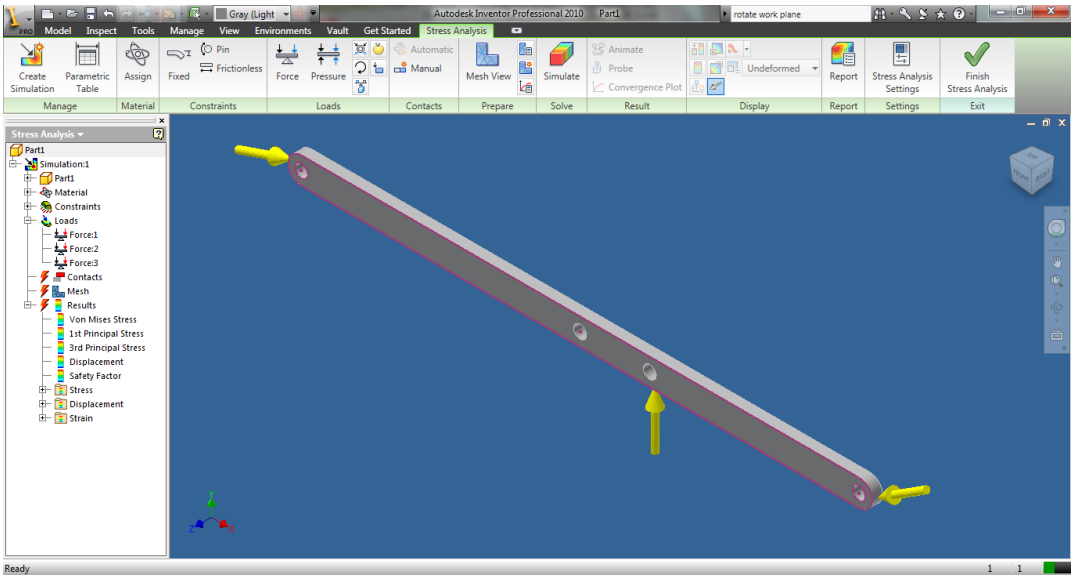


Fig.3.16 Calculo del brazo con cargas
Fuente: Los Autores

Resultados de la simulación:

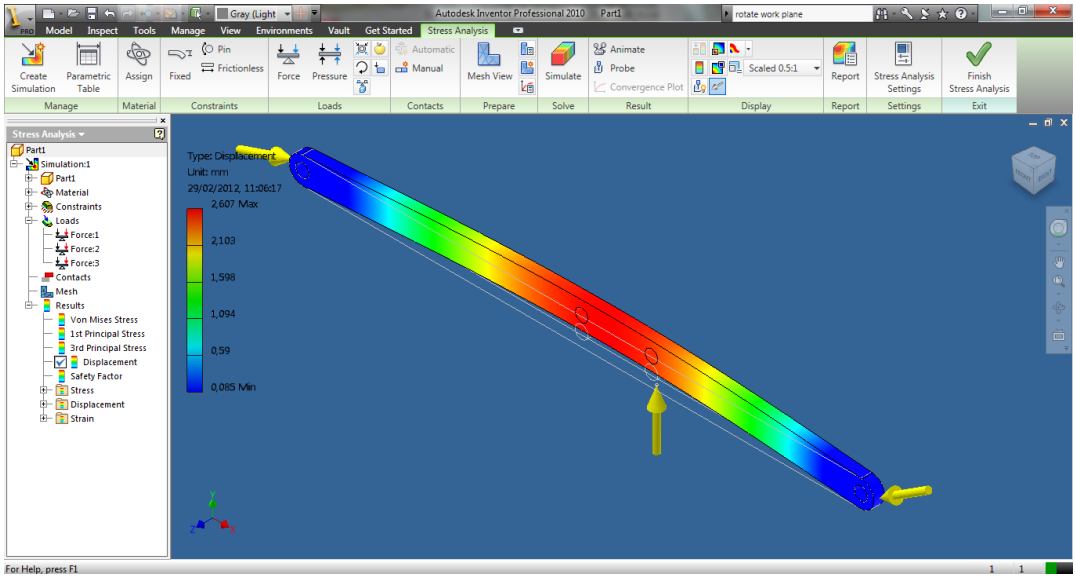


Fig.3.17 Deflexión del brazo
Fuente: Los Autores

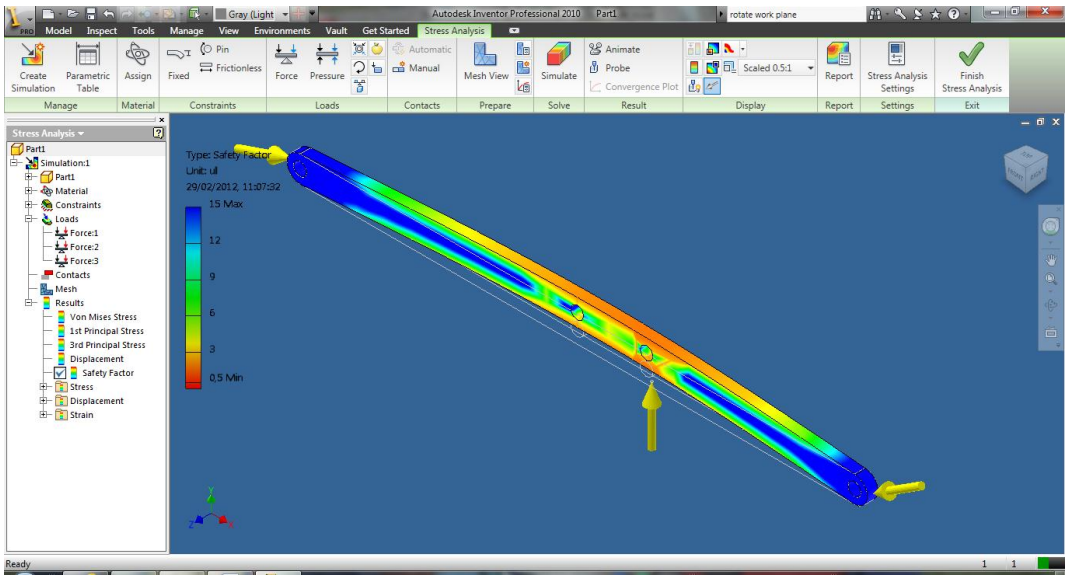


Fig.3.18 Factor de seguridad del brazo
Fuente: Los Autores

Compendio de resultados:

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	2826,49 N	-1480,25 N	0,671006 N m	-0,0587503 N m
		-2407,85 N		-0,659046 N m
		12,1392 N		-0,111606 N m
Pin Constraint:2	2719,13 N	2254 N	0,770355 N m	-0,0944742 N m
		-1520,89 N		-0,764529 N m
		-6,62544 N		-0,00409901 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	1059360 mm^3	
Mass	8,31596 kg	
Von Mises Stress	0,654389 MPa	411,608 MPa
1st Principal Stress	-210,185 MPa	151,464 MPa
3rd Principal Stress	-512,908 MPa	29,767 MPa
Displacement	0,085251 mm	2,60705 mm
Safety Factor	0,502906 ul	15 ul
Stress XX	-374,681 MPa	151,451 MPa
Stress XY	-129,197 MPa	190,837 MPa
Stress XZ	-22,4364 MPa	17,4667 MPa
Stress YY	-394,658 MPa	69,7076 MPa
Stress YZ	-142,677 MPa	123,124 MPa
Stress ZZ	-210,214 MPa	29,7894 MPa
X Displacement	-0,205506 mm	0,205051 mm
Y Displacement	-0,205795 mm	2,60704 mm
Z Displacement	-0,00205395 mm	0,00270504 mm
Equivalent Strain	0,00000299105 ul	0,00181439 ul
1st Principal Strain	0,00000117281 ul	0,000959674 ul
3rd Principal Strain	-0,00214305 ul	-0,000000622184 ul
Strain XX	-0,000957436 ul	0,00071029 ul
Strain XY	-0,000799793 ul	0,00118137 ul
Strain XZ	-0,000138892 ul	0,000108127 ul
Strain YY	-0,00140215 ul	0,000301616 ul
Strain YZ	-0,000883239 ul	0,000762196 ul
Strain ZZ	-0,000204838 ul	0,00065722 ul

Tabla 3.4 Resultados de los brazos - tijeras
Fuente: Los Autores

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.

3.4 DISEÑO DEL EJE SUPERIOR

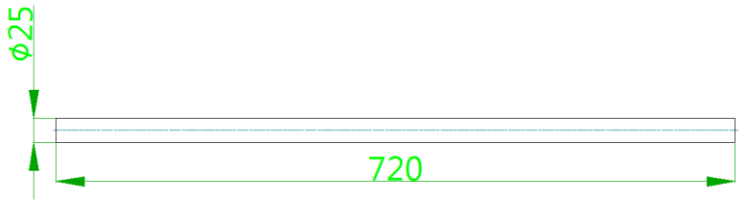


Fig.3.19 Diseño del eje superior
Fuente: Los Autores

Simulando en Autocad mechanical:

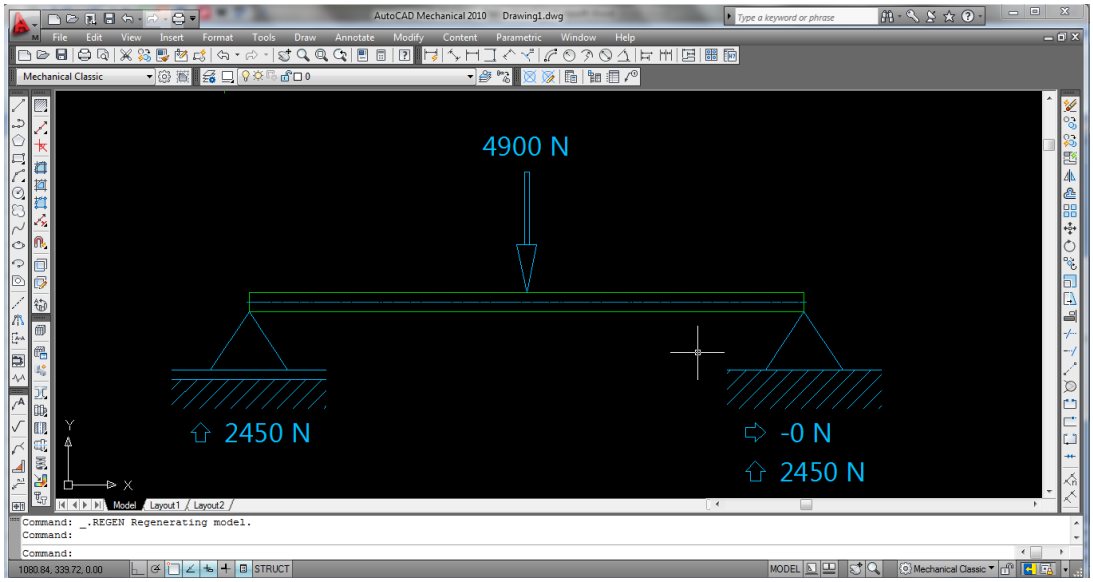


Fig.3.20 Diagrama de cuerpo libre del eje superior
Fuente: Los Autores

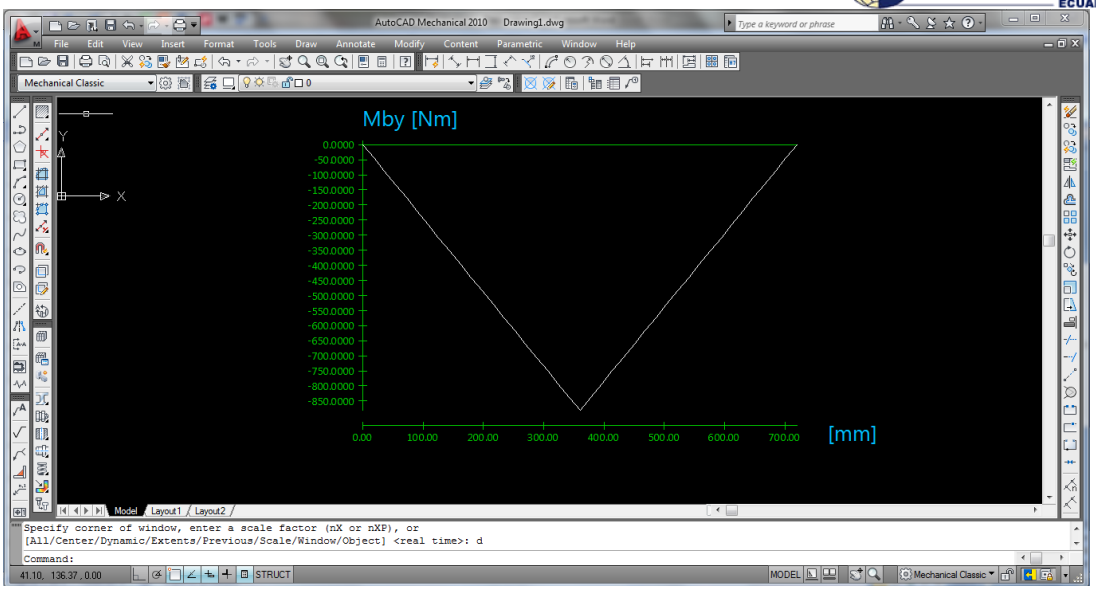


Fig.3.21 Momento flector del eje superior
Fuente: Los Autores

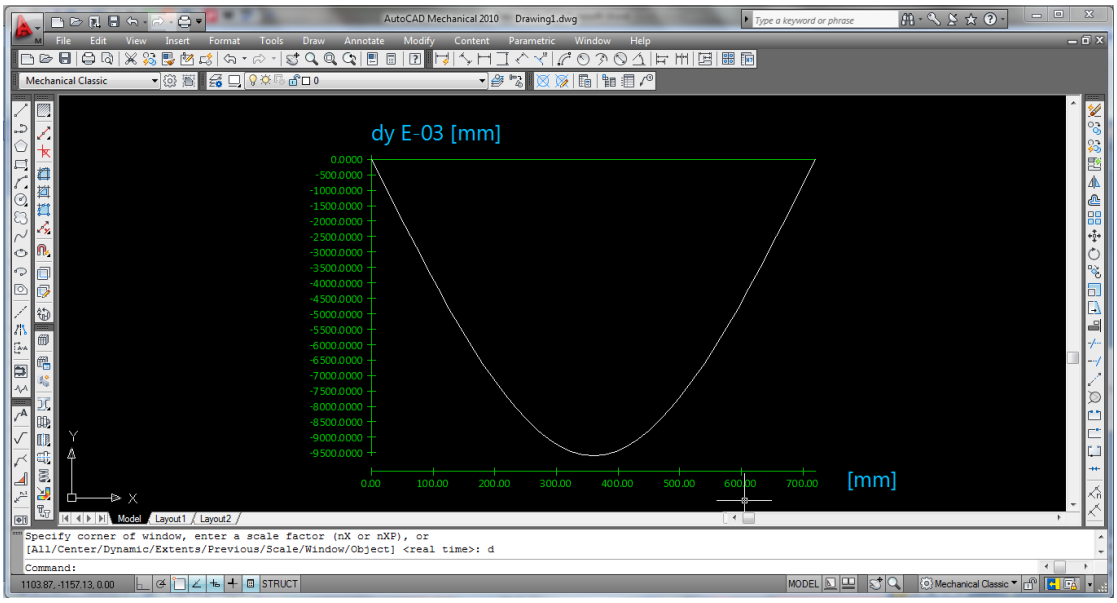


Fig.3.22 Deflexión del eje superior
Fuente: Los Autores

Compendio de resultados:

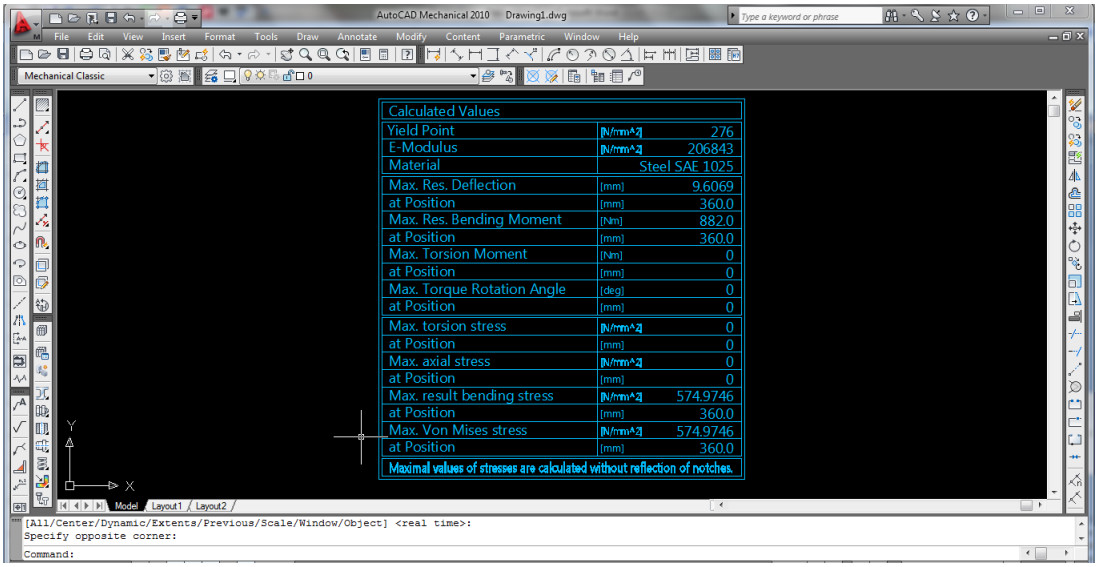


Fig.3.23 Resultados del eje superior
Fuente: Los Autores

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

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

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

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

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[67]

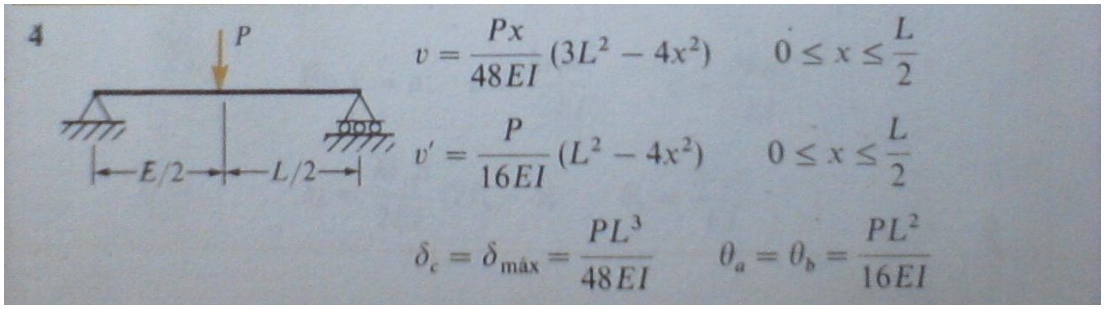


Tabla.3.5 Deflexión de la viga (apoyos simples: carga central)
Fuente: Los Autores

$$\delta_{max} = \frac{PL^3}{48EI}$$

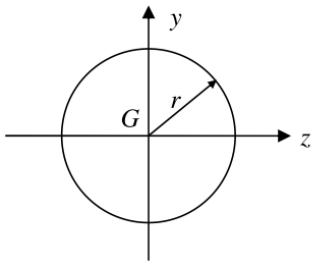
El momento de inercia:

$$I = \frac{PL^3}{48E\delta}$$

$$I = \frac{(4900N)(0{,}72\ m)^3}{48(200 \times 10^9\ N/m^2)(0{,}002\ m)}$$

$$I = 9{,}52 \times 10^{-8}\ m^4$$

[67] GERE – TIMOSHENKO; Mecánica de Materiales; Ed. Iberoamérica; 2da edición; apéndice A



$$I_z = I_y = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

Se analiza mediante una tabla de Excel:

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

Tabla.3.6 Modulo de sección del eje
Fuente: Los Autores

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:

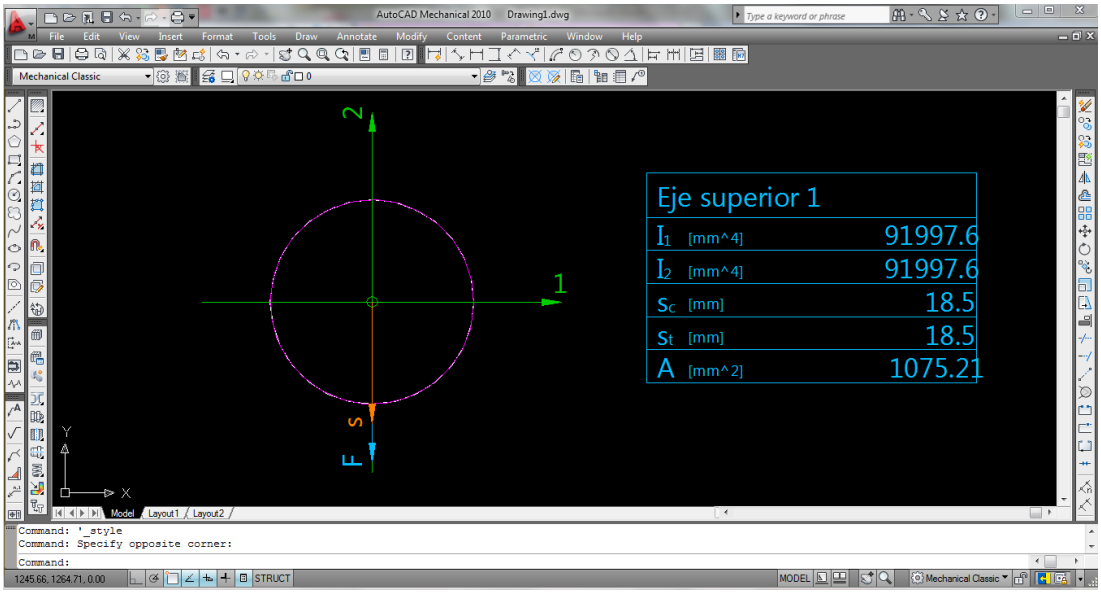


Fig.3.24 Inercia del Eje superior 1
Fuente: Los Autores

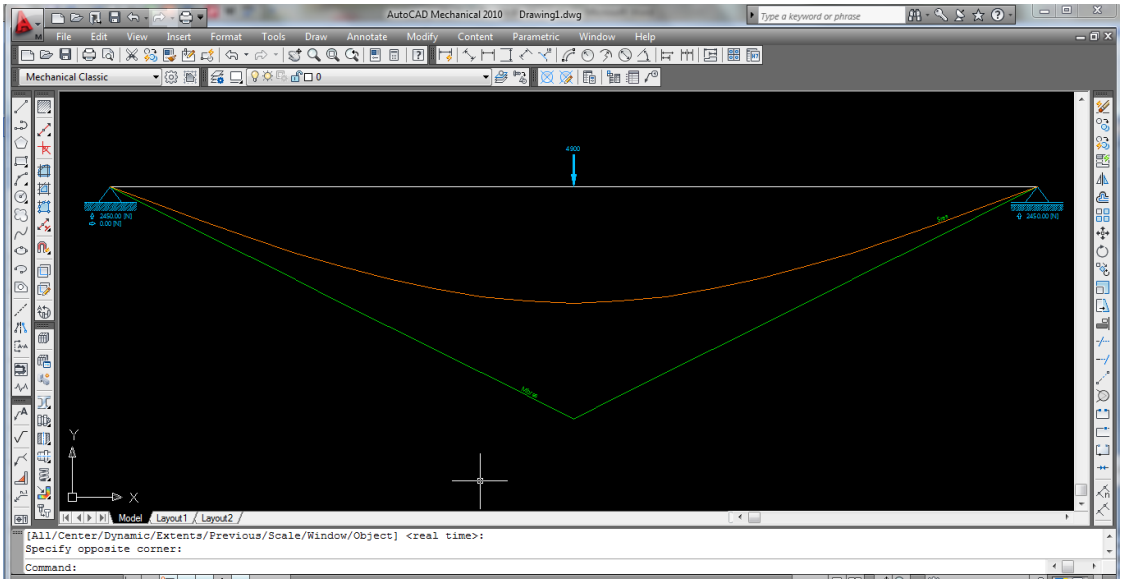


Fig.3.25 Momento flector y deflexiones del eje superior 1
Fuente: Los Autores

Compendio de resultados:

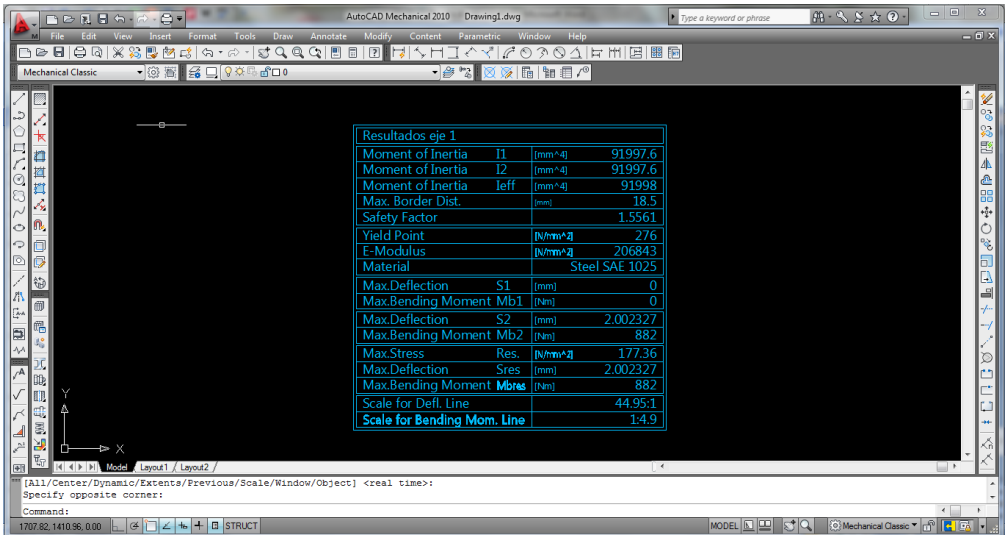


Fig.3.26 Resultados del eje superior 1
Fuente: Los Autores

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

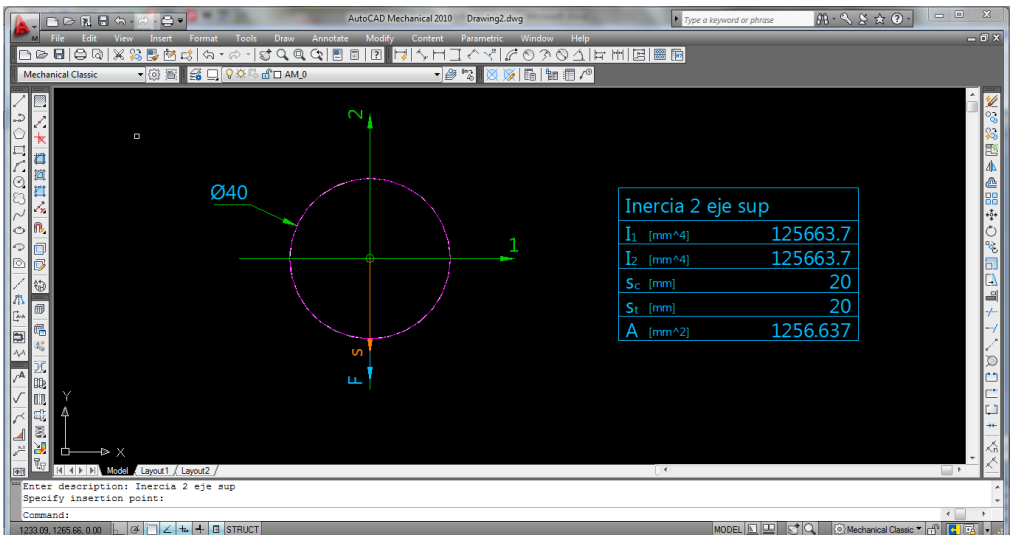


Fig.3.27 Inercia del eje superior 2
Fuente: Los Autores

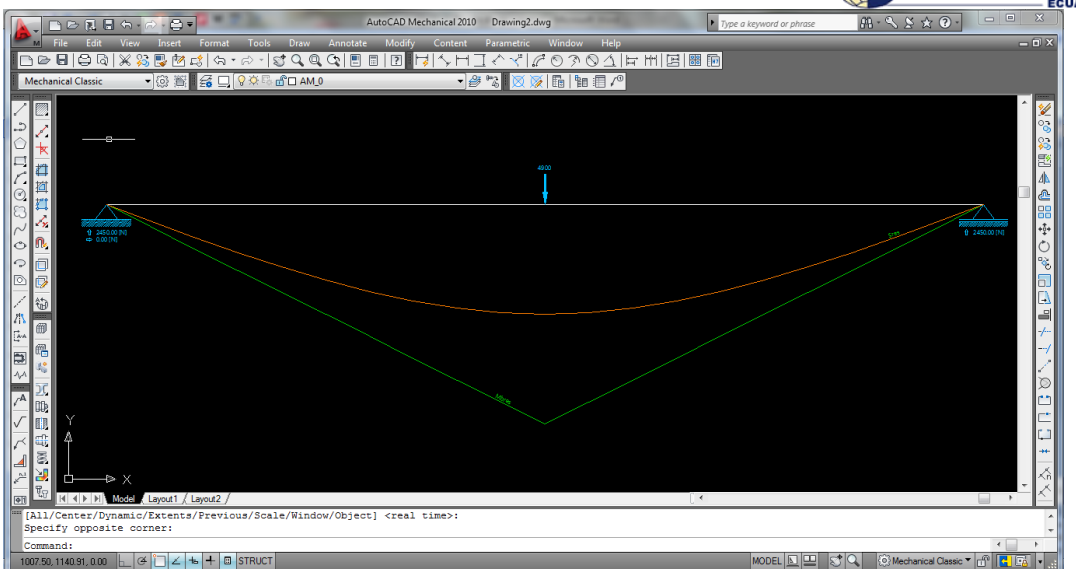


Fig.3.28 Momento flector y deflexiones del eje superior 2
Fuente: Los Autores

Compendio de resultados:

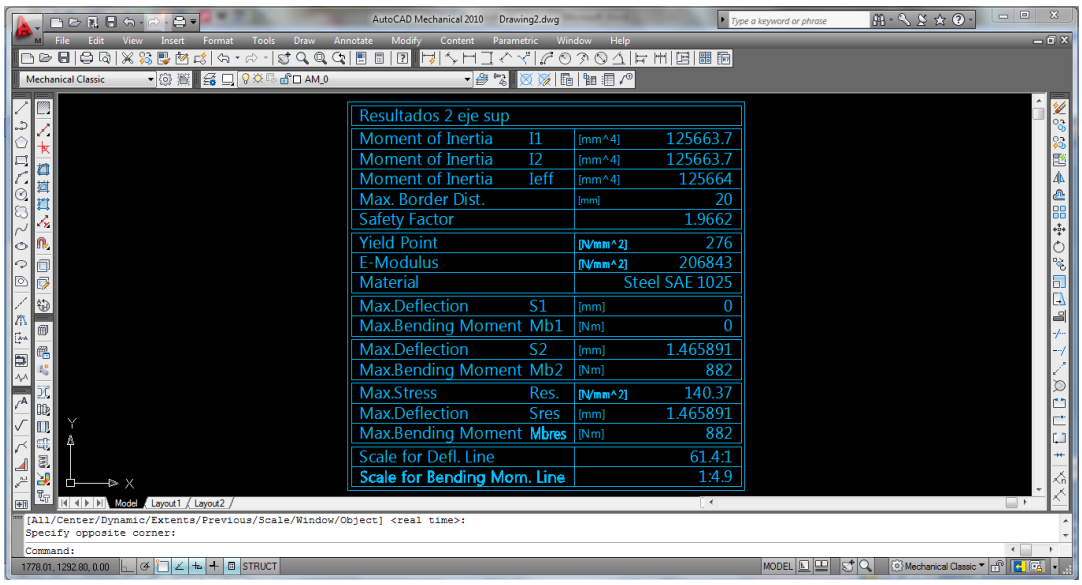


Fig.3.29 Resultados del eje superior 2
Fuente: Los Autores

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:

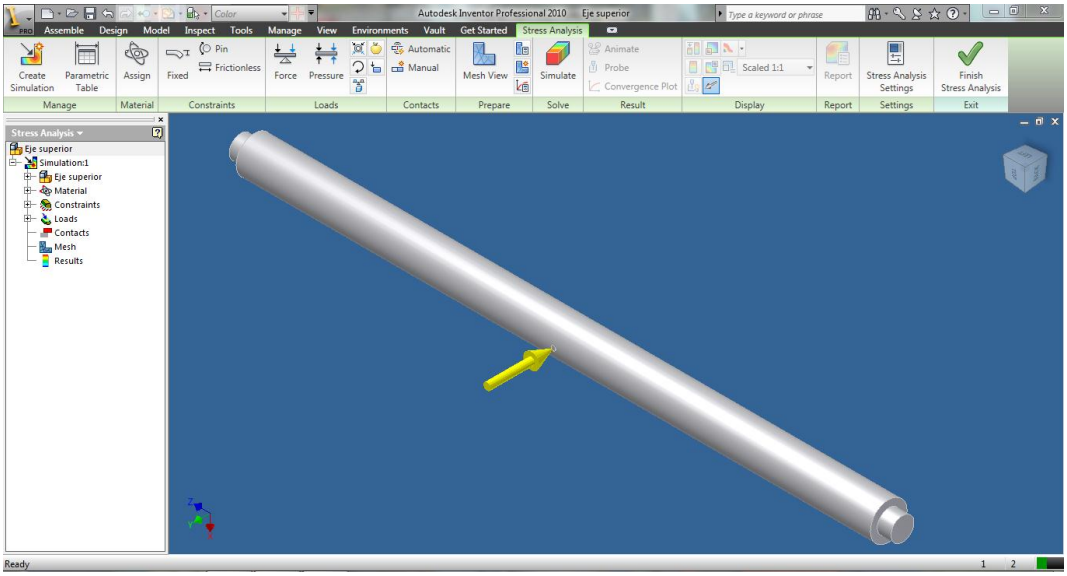


Fig.3.30 Eje superior con carga
Fuente: Los Autores

En Autodesk Inventor:

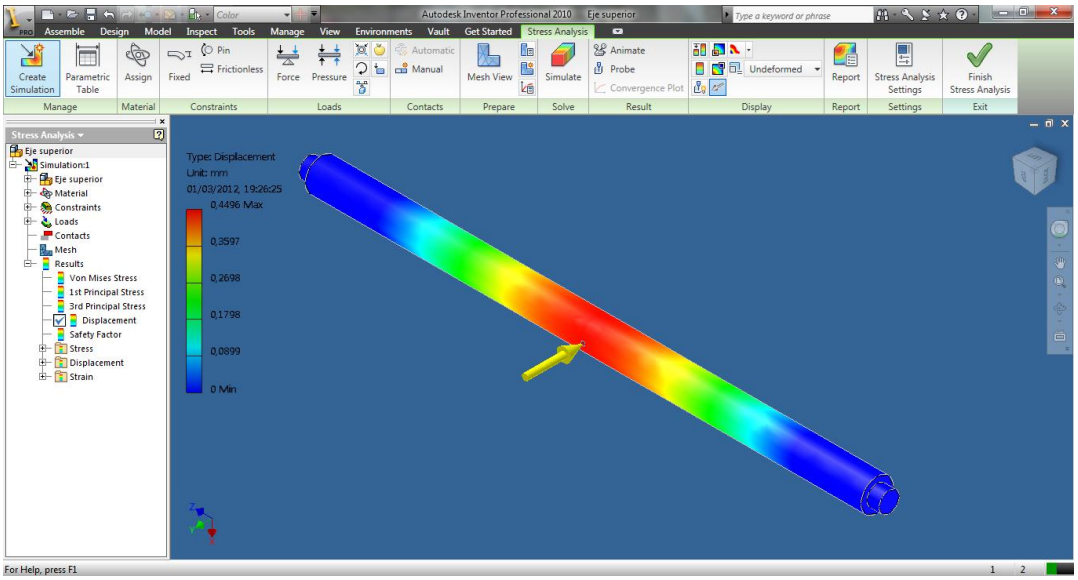


Fig.3.31 Desplazamiento del eje superior
Fuente: Los Autores

En Autodesk Inventor:

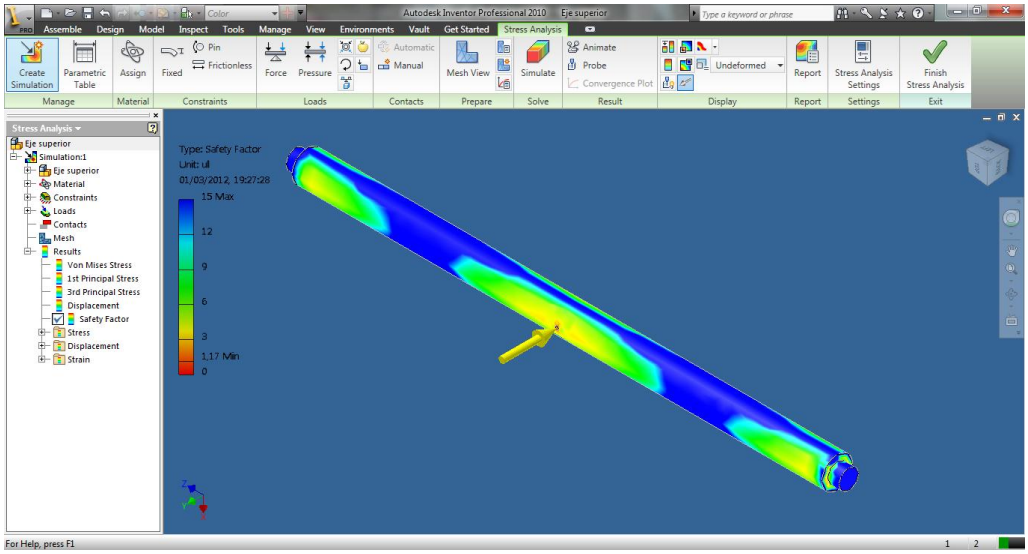


Fig.3.32 Factor de seguridad del eje superior
Fuente: Los Autores

Especificaciones Técnicas:

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm^3
	Yield Strength	207 MPa
Stress	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
	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	

Tabla 3.7 Especificaciones técnicas del eje superior
Fuente: Los Autores

Compendio de resultados:

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^3	
Mass	6,92103 kg	
Von Mises Stress	0,0538908 MPa	176,197 MPa
1st Principal Stress	-245,398 MPa	115,055 MPa
3rd Principal Stress	-448,594 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

Tabla 3.8 Resultados del eje superior
Fuente: Los Autores

Conclusión: De estos resultados que 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.

3.5 SIMULACION DE LA BASE INFERIOR

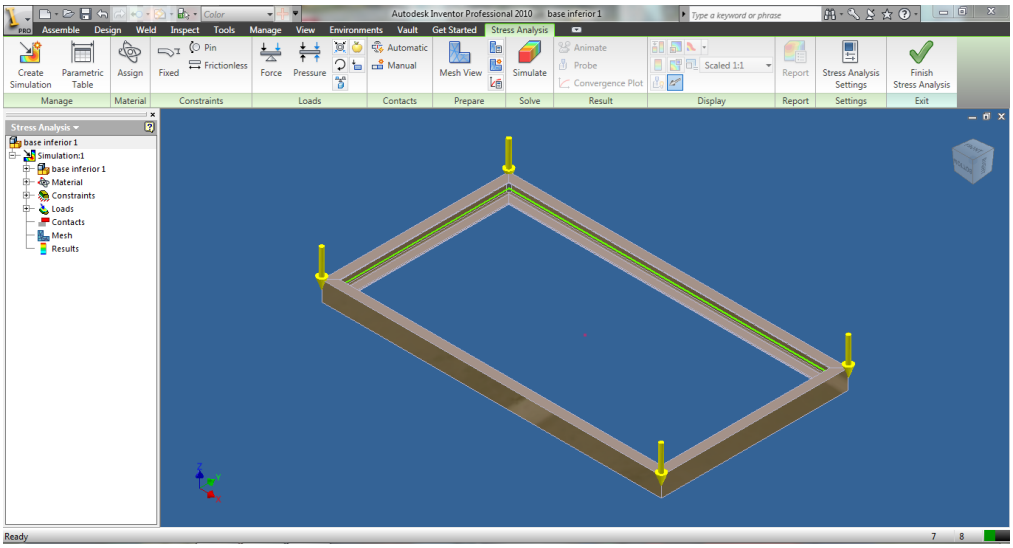


Fig.3.33 Base inferior con carga
Fuente: Los Autores

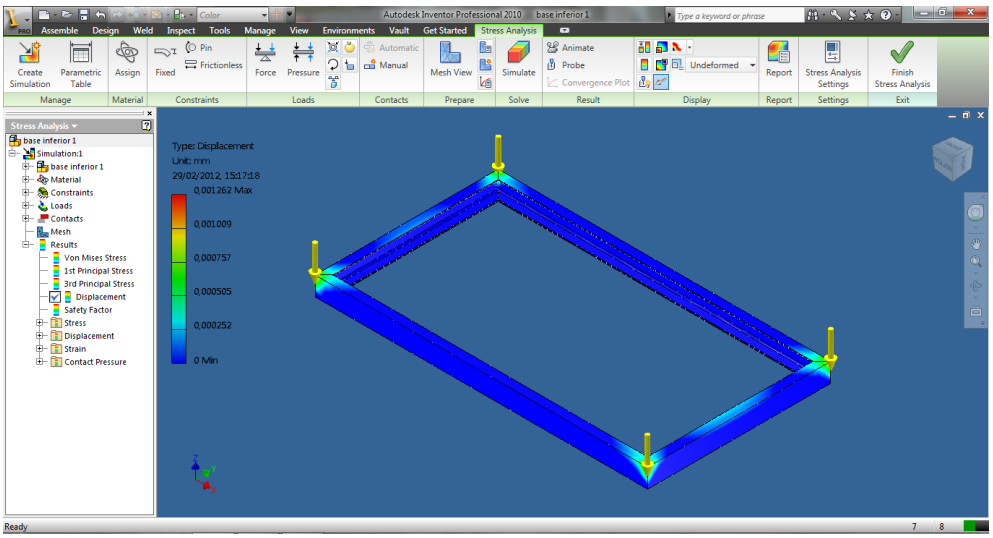


Fig.3.34 Desplazamiento de la base inferior
Fuente: Los Autores

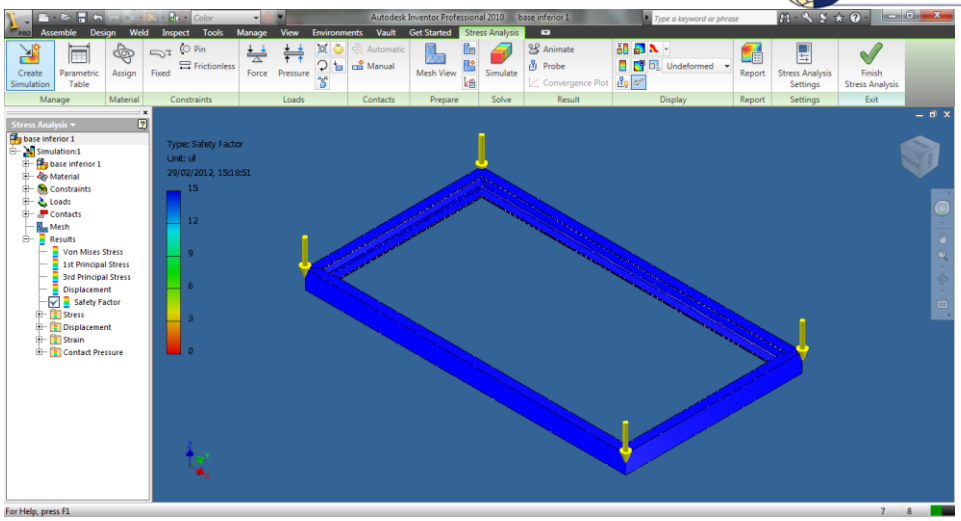


Fig.3.35 Factor de seguridad de la base inferior
Fuente: Los Autores

Especificaciones técnicas:

Material(s)

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7,86 g/cm^3
	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^3
	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	

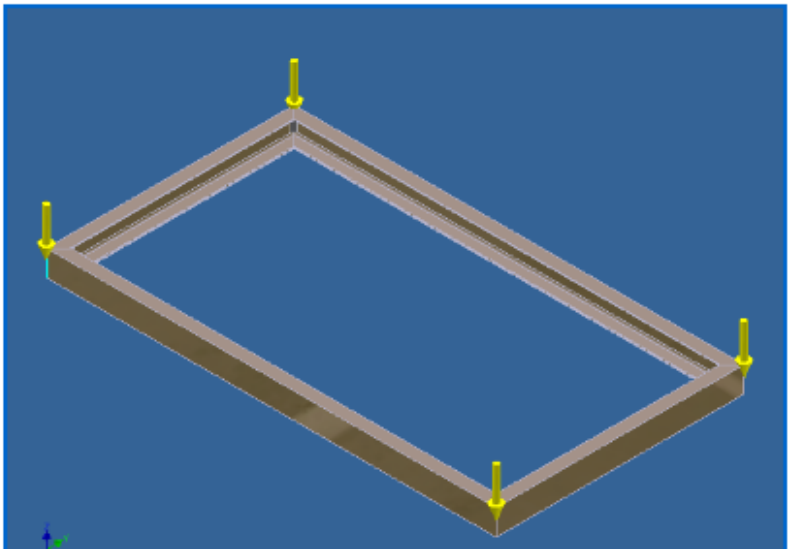
Tabla 3.9 Especificaciones técnicas de la base inferior
Fuente: Los Autores

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)



⊟ 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^3	
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

Tabla 3.10 Resultados de la base inferior
Fuente: Los Autores

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 puede concluir que el diseño es óptimo.

3.6 SIMULACION DE LA MESA SUPERIOR

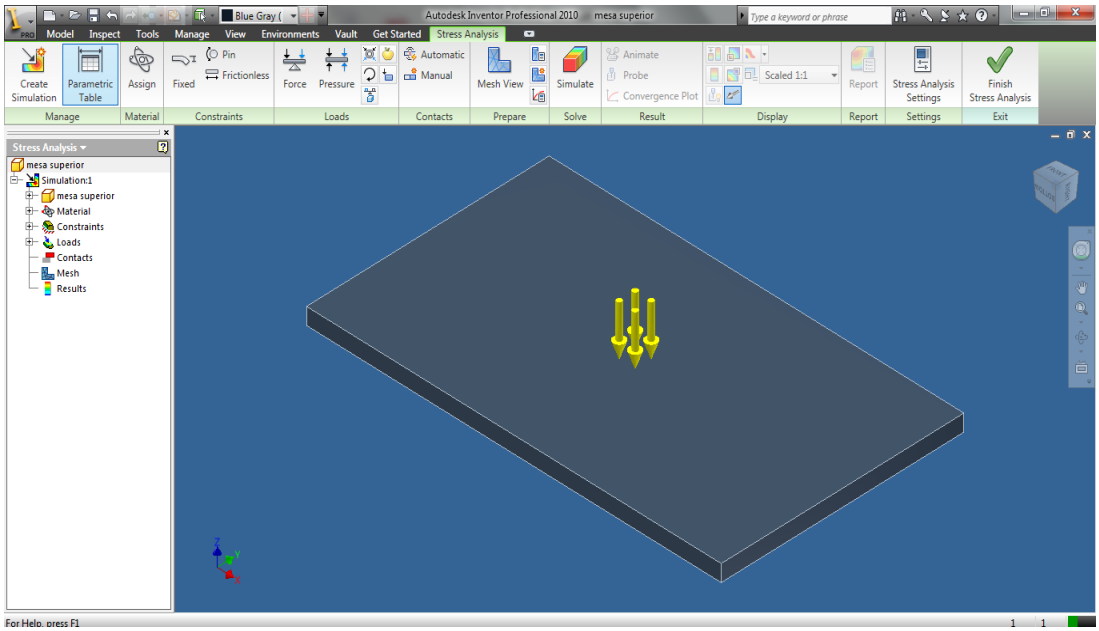


Fig.3.36 Mesa superior con carga
Fuente: Los Autores

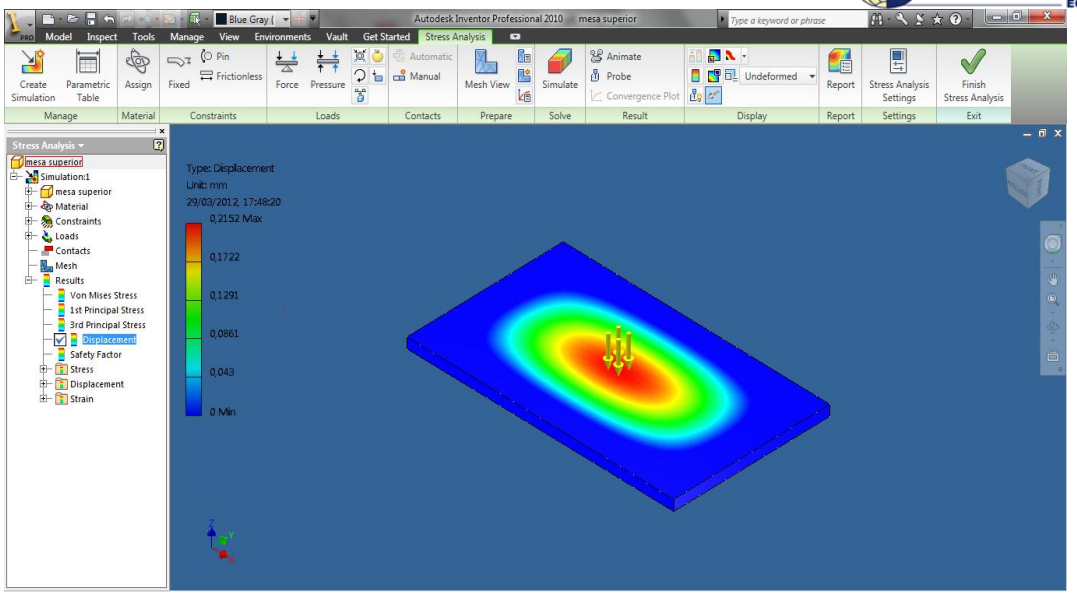


Fig.3.37 Desplazamiento de la mesa superior
Fuente: Los Autores

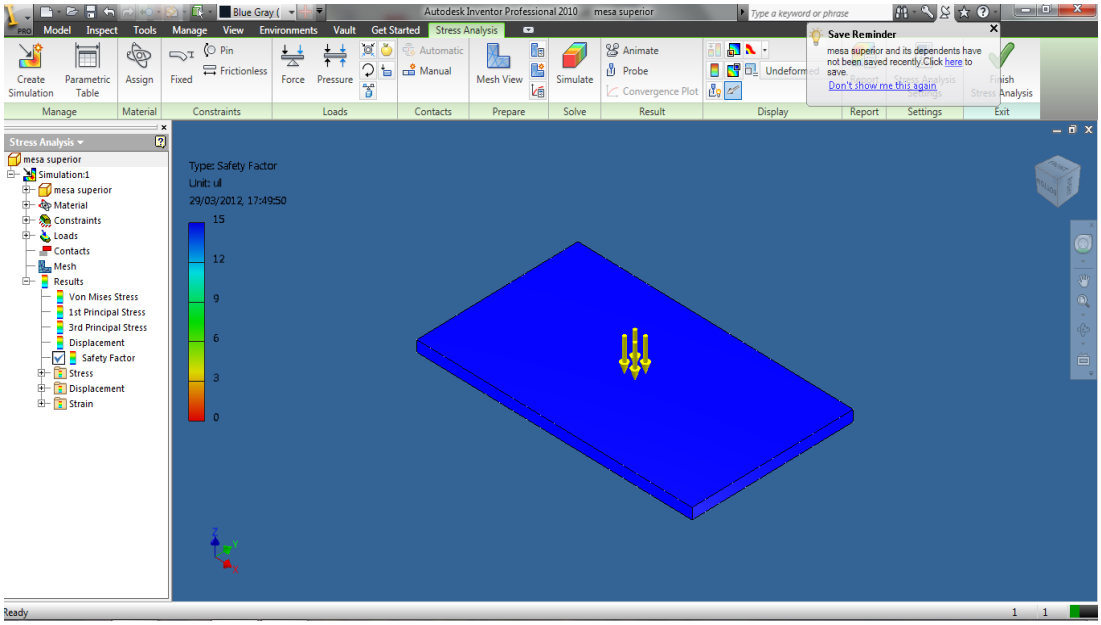


Fig.3.38 Factor de seguridad de la mesa superior
Fuente: Los Autores

Especificaciones técnicas:

Material(s)

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm^3
	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	

Tabla 3.11Especificaciones técnicas de la mesa superior
Fuente: Los Autores

Expendio de resultados:

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^3	
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

Tabla 3.12 Resultados de la mesa superior
Fuente: Los Autores

Conclusión:

Observar que el desplazamiento vertical o en el eje Z es de 0.00025 mm

El factor de seguridad es alto 15

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

Por lo que se puede concluir que el diseño es óptimo.

3.7 SIMULACION DE LA MESA REDONDA

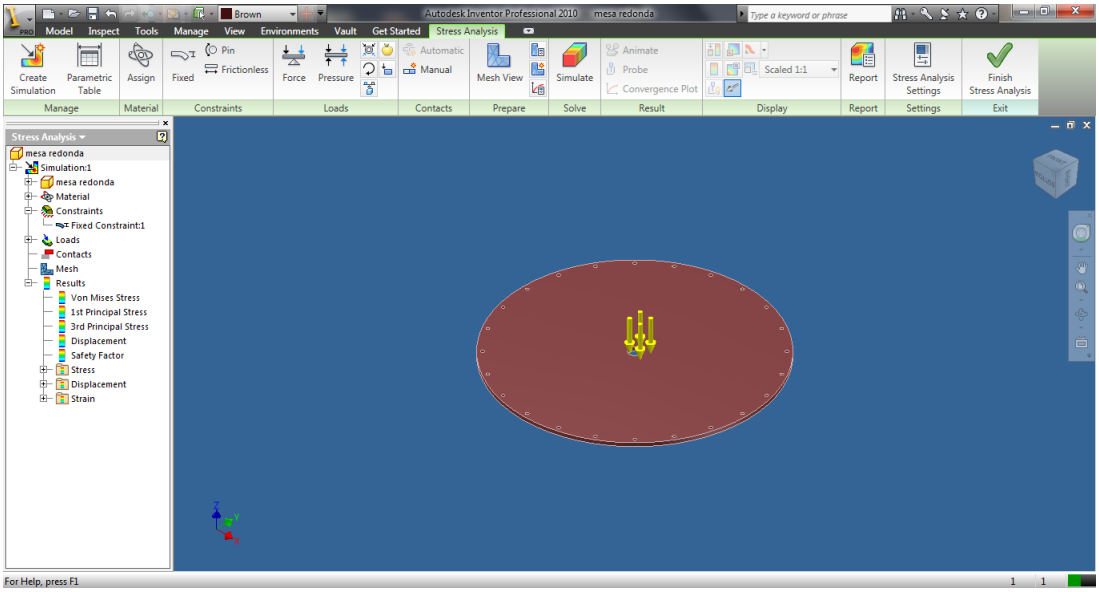


Fig.3.39 Mesa redonda con carga
Fuente: Los Autores

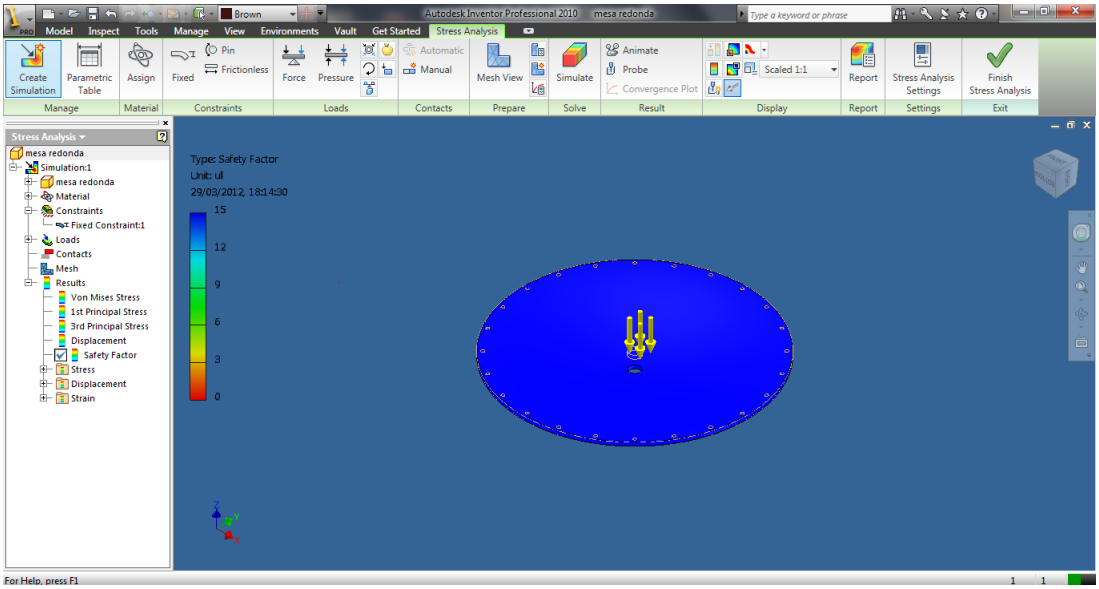


Fig.3.40 Desplazamiento de la mesa redonda
Fuente: Los Autores

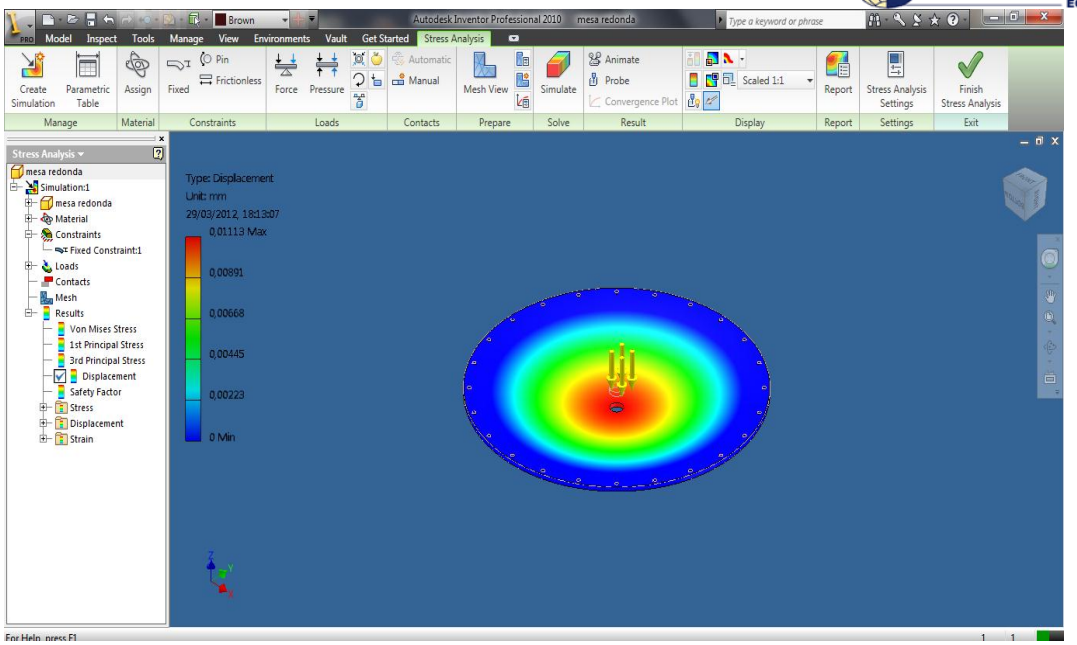


Fig.3.41 Factor de seguridad de la mesa redonda
Fuente: Los Autores

Especificaciones tecnicas:

Material(s)

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm^3
	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	

Tabla 3.13Especificaciones técnicas de la mesa redonda
Fuente: Los Autores

Expendio de resultados:

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^3	
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

Tabla 3.14 Resultados de la mesa redonda
Fuente: Los Autores

Conclusión:

Observar que el desplazamiento vertical o en el eje Z es de 0.000013 mm

El factor de seguridad es alto 15

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

El diseño es óptimo.

CAPITULO 4.

CALCULO DE COSTOS

4.1 SEGÚN LOS MATERIALES

A continuación se presenta una tabla en la cual se tiene un costo referencial de los materiales que se utilizarían para una futura construcción.

CALCULO DE COSTOS			
NOMBRE DE ELEMENTO	**MATERIAL**	**LONGITUD (m)**	**PRECIO ESTIMADO EN MERCADO LOCAL (USD)**
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

Tabla 4.1 Resultados según materiales
Fuente: Los Autores

COSTO TOTAL DEL MATERIAL = 736 USD

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

4.2 SEGÚN MAQUINAS HERRAMIENTAS

El costo de las distintas maquinas herramientas

COSTO DE HORA MAQUINA	USD
Hora maquina Torno	12
Hora maquina Fresadora	10
Suelda eléctrica por Hora	30
Oxicorte	8

Tabla 4.2 Resultados según maquinas herramientas
Fuente: Los Autores

4.3 SEGÚN EL DISEÑO

Para el costo del diseño: Varia entre el 15% al 20% del valor total

ANEXOS

ANEXO 1A

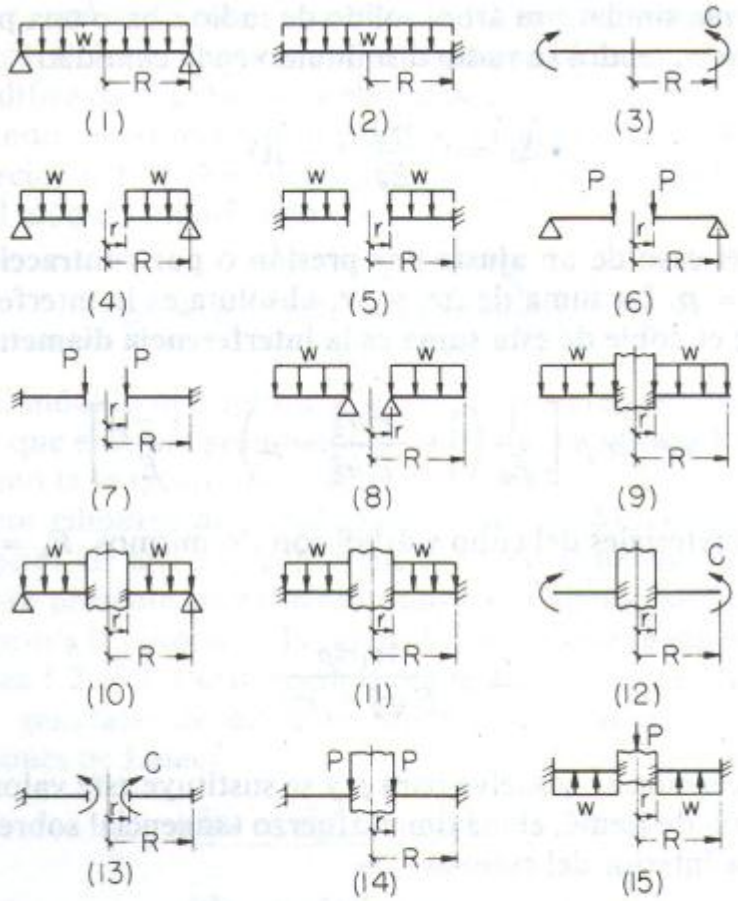


Fig. 5.2.69 Placas circulares. En los casos (4), (5), (6), (7), (8) y (13) se tiene un agujero central de radio *r*; en los casos (9), (10), (11), (12), (14) y (15) se tiene un émbolo central de radio *r* al cual está fija la placa.

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

ANEXO 1B

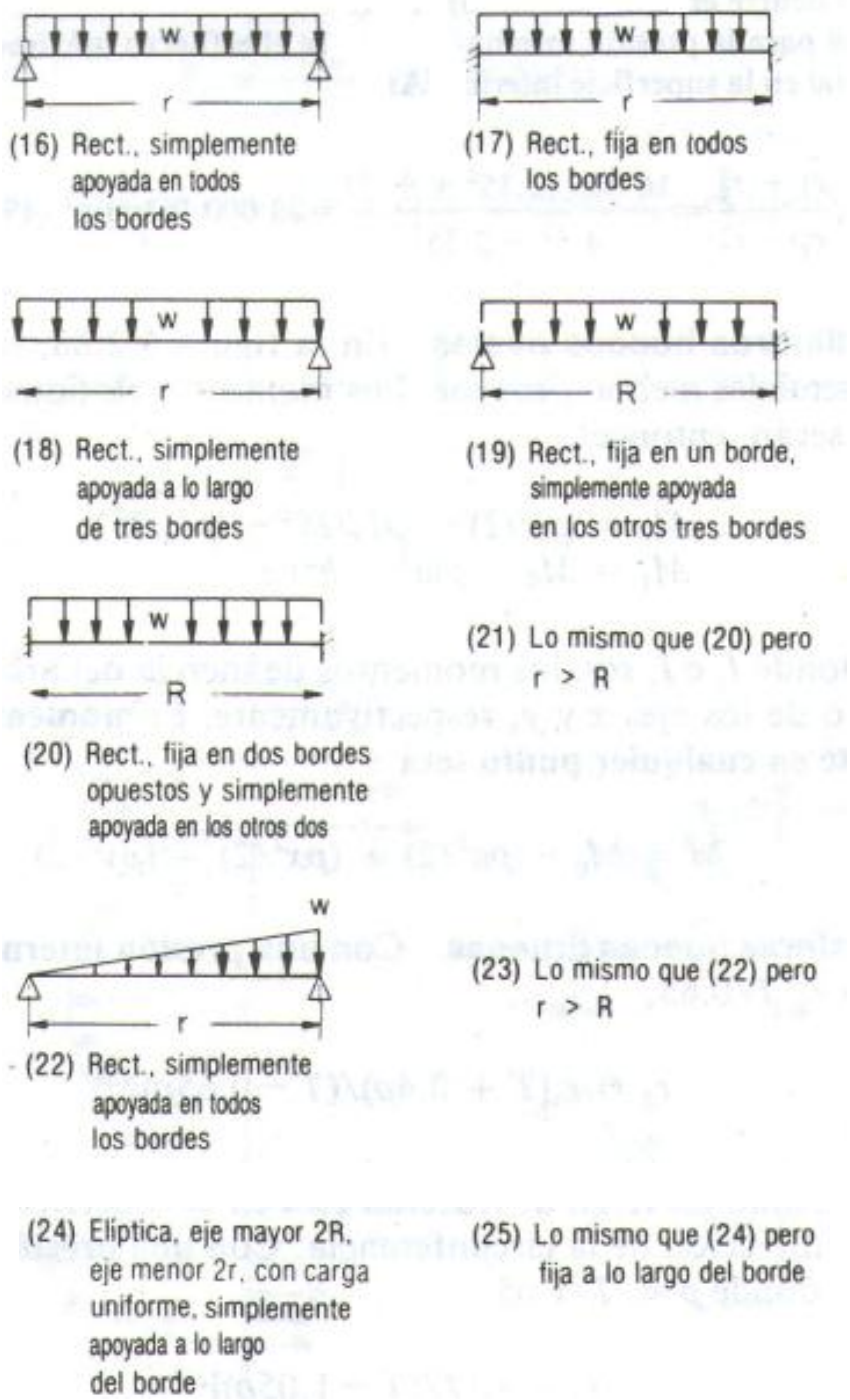


Fig. 5.2.70 Placas rectangulares y elípticas. [*R* es la dimensión más larga, excepto en los casos (21) y (23).]

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

ANEXO 1C

Tabla 5.2.19 Coeficientes k y k_1 para placas circulares
($\mu = 0.3$)

Caso	k	k_1
1	1.24	0.696
2	0.75	0.171
3	6.0	4.2

R/r	1.25		1.5		2		3		4		5	
Caso	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
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* 9na Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

ANEXO 1D

Tabla 5.2.20 Coeficientes k y k_1 para placas rectangulares y elípticas
($\mu = 0.3$)

R/r	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
Caso	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	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	
21*	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.500	0.0284	0.500	0.0284
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.

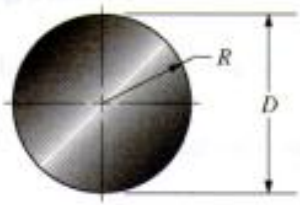
Fuente: AVALLONE A. Eugene. *Manual del Ingeniero Mecánico* 9na Edición, McGraw-Hill México 1995, p.5-56

ANEXO 1E

*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



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

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

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

Circunferencia = $\pi D = 2\pi R$

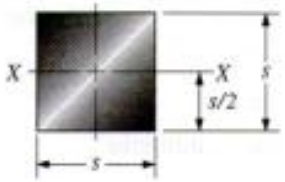
Círculo hueco (tubo)

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

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

$$S = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \qquad Z_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}$$

Cuadrado

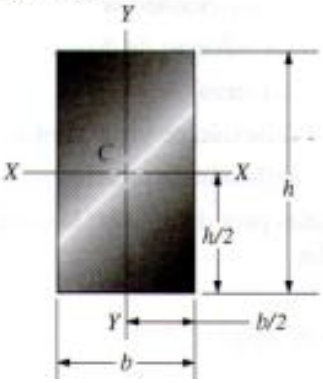


$$A = s^2$$

$$I_x = \frac{s^4}{12} \qquad r_x = \frac{s}{\sqrt{12}}$$

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

Rectángulo



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

$$I_x = \frac{bh^3}{36} \qquad r_x = \frac{h}{\sqrt{18}}$$

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

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

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

ANEXO 1F

A–16 Propiedades de aceros estructurales.

Material ASTM núm. y productos	Resistencia máxima, s_u* ksi	Resistencia máxima, s_u* MPa	Resistencia a la cadencia, s_y* ksi	Resistencia a la cadencia, s_y* MPa	Porcentaje de alargamiento, en 2 in
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

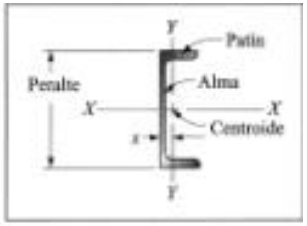
*Valores mínimos; pueden ser más elevados

HSLA-Baja aleación y alta resistencia

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

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

ANEXO 1G



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

Ref.	Perfil (mm)	Perfil (kg/m)	W (KN/m)	Área, A (mm^2)	Peralte, d (mm)	Espesor del alma, t_w (mm)	Patín: Ancho, b_f (mm)	Patín: Espesor, t_f (mm)	Propiedades de sección, Eje X-X: I_x (mm^4)	Eje X-X: S_x (mm^3)	Eje Y-Y: I_y (mm^4)	Eje Y-Y: S_y (mm^3)	x (mm)
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	5690	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	1.05E+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	3.70E+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	3.75E+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	2.26E+04	1.25E+05	4.31E+03	11.6
t	C 80 × 6.1		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

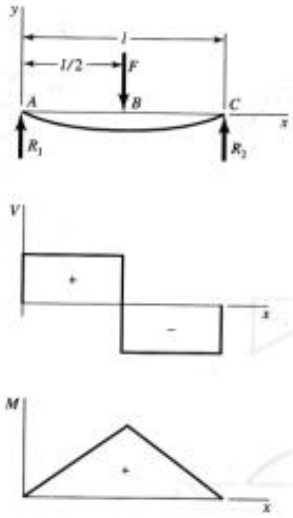
Fuente: MOTT Robert L. *Resistencia de Materiales* 5ta Edición, Person Educación México, 2009, p.699

ANEXO 1H

Tabla E-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (*continuación*)

5 Apoyos simples: carga central



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

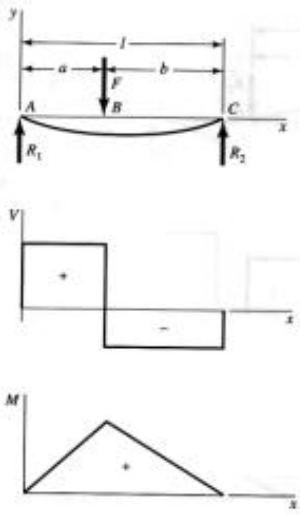
$$V_{AB} = R_1 \qquad V_{BC} = -R_2$$

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

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

$$y_{máx} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

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



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

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

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

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

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

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

CONCLUSIONES:

- 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 los motores.

- 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.

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

- El diseño es óptimo de acuerdo al factor de seguridad calculado.

- 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:

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

- De ninguna manera se deberá forzar el trabajo del diseño.

- 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.

- La seguridad y calidad que nos brinda tener un elevador giratorio para la optimización de los tiempos para desarrollar un eficiente mantenimiento de un motor de automóvil.

BIBLIOGRAFÍA:

TIMOSHENKO, Stephen, “Mecánica de Materiales”, Segunda edición, Grupo Editorial Iberoamérica, México D.F Año 1986.

SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta Edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Año 2002.

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, “Elementos de Máquinas”, Primera edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Año 2000

EUGENE A. AVALLONE; Marks manual del ingeniero mecánico; Tomo 1; Mc. Graw Hill; Novena Edición; México; 1995.

PYTEL-SINGER, Resistencia de los materiales, Cuarta edición.

JOSÉ ROLDAN; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo.

CALERO ROQUE; Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros; Primera edición; España; 1999.

BLUME H. *Motores Diesel*, Segunda Edición. Editorial Blume. Madrid España 1993

MOTT Robert L. *Mecánica de Fluidos Aplicada* Cuarta Edición, Prentice Hall México 1996

http://es.wikipedia.org/wiki/Elevador

http://www.metalsystem.es/es/plataforma_.htm

http://espana.cat.com/cda/layout?m=99233&x=534

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

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

http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/bombashidraulicas/

http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf

http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm

PLANO

DE

CONJUNTO

PLANOS

DE

DESPIECE