

DISEÑO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN PARA MATERIALES POLÍMEROS

EDUARD FABIAN LEON AVILA
ELIZABETH VELANDIA DIAZ
JUAN CARLOS GACHA VALLEJO

ESCUELA TECNOLÓGICA INSTITUTO TÉCNICO CENTRAL
ELECTROMECAÁNICA
INGENIERIA ELECTROMECAÁNICA
BOGOTÁ
2016

DISEÑO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN PARA MATERIALES
POLÍMEROS

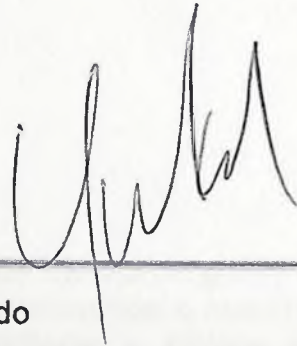
EDUARD FABIAN LEON AVILA
ELIZABETH VELANDIA DIAZ
JUAN CARLOS GACHA VALLEJO

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO EN
ELECTROMECAÁNICA

CARLOS HECTOR GONZALEZ VILLARAGA
INGENIERO MECANICO

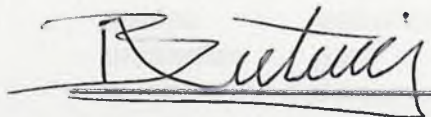
ESCUELA TECNOLÓGICA INSTITUTO TÉCNICO CENTRAL
ELECTROMECAÁNICA
INGENIERIA ELECTROMECHANICA
BOGOTÁ
2016

Nota de Aceptación



A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a long vertical stroke at the end, positioned above a horizontal line.

Jurado



A handwritten signature in black ink, appearing to start with a large 'R' and ending with a long horizontal stroke, positioned above a horizontal line.

Jurado

BOGOTA (08, 03, 2016)

Este trabajo de grado se lo dedicamos a nuestros familiares y amigos los cuales estuvieron presentes para la culminación del mismo.

AGRADECIMIENTOS

Los autores presentan sus agradecimientos a:

Los familiares y amigos quienes estuvieron cerca de nosotros apoyándonos y dándonos ánimo para la culminación de este trabajo de grado.

A la universidad por brindarnos el conocimiento y los medios para poder tener herramientas y así realizar este trabajo.

CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCION.....	17
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	18
1.1 DESCRIPCIÓN.....	18
1.2 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
1.3 FORMULACIÓN DE EL PROBLEMA.....	19
2. JUSTIFICACION.....	20
2.1 ALCANCES.....	20
2.2 LIMITACIONES.....	20
3. OBJETIVOS.....	22
3.1 OBJETIVO GENERAL.....	22
3.2 OBJETIVO ESPECIFICO.....	22
4. MARCO TEORICO.....	23
4.1 ESTADO DEL ARTE.....	23
4.1.1 Estudio de los polímeros en universidades colombianas.....	24
4.1.2 Empresas dedicadas a los ensayos de polímeros. En Colombia hay empresas que se dedican a las pruebas y ensayos de polímeros, entre ellas “SGS Colombia”, que con sus pruebas mecánicas asegura el uso eficaz y seguro de materiales polímeros, así como el cumplimiento con todas las normas nacionales e internacionales pertinentes.....	25
4.2 MAQUINA DE ENSAYOS UNIVERSAL.....	26
4.2.1 Según su estructura.....	27
4.2.2 Según su tipo de accionamiento.....	28
4.3 METODOS UTILIZADOS PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO.....	31

5. MARCO METODOLOGICO.....	53
5.1 TIPO DE ESTUDIO.....	53
5.2 UNIDAD DE ANÁLISIS.....	53
5.3 UNIDAD DE ESTUDIO.....	53
5.4 UNIDAD DE TIEMPO	53
5.5 UNIDAD GEOGRÁFICA.....	54
5.6 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	54
5.7 POBLACIÓN.....	54
5.8 INSTRUMENTOS Y EQUIPOS.....	54
5.8.1 Instrumentos.....	54
5.9.2 Equipos.....	55
6.1 DISEÑO	56
6.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE ESTRUCTURA.....	57
6.3 SELECCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS Y SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	59
6.3.1 Selección del sistema de fuerza.....	60
6.3.2 Selección del sistema de adquisición y visualización de datos.....	64
6.4 REQUERIMIENTOS DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCION PARA POLIMEROS.....	65
6.5 DISEÑO DETALLADO DEL BANCO DE ENSAYOS DE TRACCIÓN PARA MATERIALES POLÍMEROS.....	65
6.5.1 Diseño del sistema mecánico.....	66
6.5.2 Memorias de cálculo sistema mecánico.....	66
6.5.3 Especificaciones del sistema de control.....	130
7 COSTOS.....	139
7.1 RECURSOS.....	139
8 PLANOS.....	140

9 CONCLUSIONES	141
BIBLIOGRAFIA.....	142
ANEXOS.....	144

LISTADO DE TABLAS

Pág.

Tabla 1. Características principales para polímeros de ingeniería.....	56
Tabla 2 . Selección de alternativa de estructura.	59
Tabla 3. Selección sistema de fuerza	63
Tabla 4. Selección del sistema de adquisición de datos.....	65
Tabla 5. Dimensiones del espécimen para el espesor T, mm (pulgadas).....	68
Tabla 6. Primeros momentos de área y localización del centroide.	75
Tabla 7. Primeros momentos de área y localización del centroide alojamiento mordaza.....	95
Tabla 8. Características Arduino	135
Tabla 9 . Recursos proyecto	139

LISTADO DE FIGURAS

Pág.

Figura 1. Equipo de ensayos para aceros.	19
Figura 2. Universidad Nacional de Colombia laboratorio de polímeros.	25
Figura 3. Máquina de ensayos mono espacio.	27
Figura 4: Maquina de ensayos de doble espacio.....	28
Figura 5. Máquina de ensayos de tracción con elementos mecánicos.	29
Figura 6. Máquina de ensayos de accionamiento manual.	30
Figura 7. Máquina de ensayos de accionamiento hidráulico.	31
Figura 8. Fuerzas en un plano inclinado.	33
Figura 9. Caso general de carga excéntrica.	35
Figura 10. Selección A maquina mono espacio.	58
Figura 11. Selección B maquina doble espacio.	58
Figura 12. Moto-reductor eléctrico.	61
Figura 13. Tornillo de potencia.....	61
Figura 14 . Acople moto bomba.....	62
Figura 15. Almacenamiento de aceite.....	63
Figura 16. Modelo probeta.....	68
Figura 17. Conjunto sistema de agarre.....	70
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre del sistema de agarre.	71
Figura 19. Diagrama de cuerpo libre soporte de la mordaza.	72
Figura 20. Diagrama de cuerpo libre de las mordazas.	73
Figura 21. Corte de simetría de la mordaza.....	75
Figura 22. Ubicación del centroide plano Z.....	76
Figura 23. Localización esfuerzo.	77
Figura 24. Ubicación de la fuerza y el centroide de mordaza plano x,z.....	80
Figura 25. Diagrama de fuerza para subir o bajar la carga.....	83

Figura 26. Diagrama de cuerpo libre alojamiento de las mordazas.	88
Figura 27. Diagrama de fuerzas para el alojamiento de la mordaza.	93
Figura 28. Descomposición de piezas para hallar los momentos de área.	94
Figura 29. Localización centroide alojamiento mordaza.	95
Figura 30. Área superior alojamiento de la mordaza.	98
Figura 31. Análisis de fuerzas tapa alojamiento de la mordaza.	100
Figura 32. Conjunto de fuerza.....	103
Figura 33. Diagrama de fuerza para subir o bajar la carga.....	105
Figura 34. Puente superior e inferior.....	113
Figura 35. conjunto de estructura.	118
Figura 36. Tapa superior estructura.....	119
Figura 37. Ubicación de fuerzas tornillo de potencia.	125
Figura 38. Introducción general a una placa Arduino.....	136
Figura 39. Código de programa en Lab View®.....	137
Figura 40. Interfaz gráfica Lab View®.....	138

LISTA DE ANEXOS.

	Pág.
Anexo A. Especificaciones moto- reductor.....	143
Anexo B. Especificaciones sensor de fuerza.....	144
Anexo C. Especificaciones sensor de distancia.....	145

RESUMEN

El documento que se presenta a continuación muestra el diseño de una máquina de ensayos de tracción para materiales polímeros. Para lograr el desarrollo del proyecto se realizó un estudio previo de la tecnología utilizada en la fabricación de los equipos de ensayos de tracción analizando parámetros de diseño que posteriormente fueron aplicados; se investigó sobre los polímeros de ingeniería para determinar cuáles son sus características y poder abordarlas durante el diseño. El desarrollo de la ingeniería de detalle y el cálculo de las partes mecánicas al igual que las de control se evidencian paso a paso a lo largo del proyecto, se realizó una documentación de sus piezas y componentes para la realización de los planos mecánicos y de control.

En el desarrollo del proyecto se describe el uso de tecnologías como la utilización de micro-controladores Arduinos que simplifican la forma de trabajo de un micro-controlador estándar y hace más fácil las tareas interdisciplinarias en el ámbito de la electrónica, diseñando un equipo que ofrece una alta precisión y esperando una buena confiabilidad. El desarrollo del equipo se basa en cálculos matemáticos que permiten valorar y utilizar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

Palabras claves: "máquina universal de ensayos", "ensayos de tracción en polímeros", "micro-controladores Arduinos".

ABSTRACT

This document presents the design of a tensile testing machine for polymer materials. To achieve the development of the project, it was done a preliminary study of the technology used in the manufacture of tensile testing equipment; it included an analysis of design parameters that were subsequently applied, research on engineering polymers to determine their characteristics in order to address them during design. Along the project, there is evidence of the development of detailed engineering and calculation of mechanical parts as well as the control ones. Also, a documentation of parts and components was done for the construction of mechanical and control drawings.

The project also describes the usage of technologies as the implementation of micro-controllers Arduinos that simplify the work of a standard microcontroller and make easier interdisciplinary tasks in the field of Electronics. These elements guided to the design of a machine that provides high accuracy and good reliability. This implementation is based on mathematical calculations that allow to evaluate and use the knowledge acquired throughout the career of Electromechanical Engineering.

keywords: "Universal Testing Machine", "tensile polymer", "micro-controllers Arduinos".

INTRODUCCION.

Es interesante conocer los distintos ensayos para la caracterización de un material y por consiguiente definir el uso al que se pueda destinar; el listado de materiales que se ofrecen a un ingeniero crecen constantemente siendo cada vez más específicos en su utilización, los ensayos de tracción se utilizan para seleccionar un material según su naturaleza y sus características tensiles.

Los polímeros resultan difíciles de clasificar desde el punto de vista de su comportamiento mecánico. Sus propiedades mecánicas difieren mucho de unas familias a otras y además están enormemente influenciadas por las condiciones de ejecución de los ensayos tales como: velocidad de aplicación de la carga (velocidad de deformación), temperatura, magnitud de la deformación impuesta, naturaleza química del medio (presencia de agua, oxígeno, disolventes orgánicos, etc.). Con el fin de tener a disposición un banco de ensayos mecánicos en donde se puedan evaluar estas características tensiles se realiza el diseño de una máquina de ensayos de tracción para polímeros que mediante la aplicación de la norma NTC 595 permita la clasificación y determinación de las propiedades tensiles de los polímeros que se desean estudiar.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

1.1 DESCRIPCIÓN

Con el avance de la industria se evidencia la recepción de nuevos materiales en el área de la mecánica. Un claro ejemplo de estos materiales son los polímeros que en su presentación de resinas o plásticos están desplazando a los materiales convencionales como el acero, el aluminio y la madera. Muchos de los polímeros cumplen y superan las cualidades de los materiales utilizados en el campo industrial pero con el valor agregado que pueden variar algunas de sus características como el peso y el costo de adquisición.

El no verificar las características mecánicas de los polímeros hace que sea difícil incluirlos en los diseños mecánicos que se realizan a diario en la industria, la carencia de visualización de las características mecánicas de los polímeros hace insuficiente la correcta elección para ser utilizado en un producto, como maquinaria o en producción masiva. El costo elevado para la realización de ensayos de tracción junto con la dificultad de obtener un equipo de ensayos de tracción para polímeros entorpece aún más su introducción en el área de la mecánica.

Los tipos de polímeros se caracterizan por tener propiedades mecánicas muy diversas por lo cual se hace difícil reconocer sus cualidades, las máquinas convencionales para materiales metálicos no poseen la sensibilidad necesaria para realizar los ensayos de tensión adecuados para esta clase de materiales. Diferenciar que tipo de polímero es el más apropiado para determinado trabajo a realizar puede reducir los costos, tiempo y simplificar diseños mecánicos, por consiguiente surge la necesidad de diseñar una máquina que refleje las características de tensión de polímeros para hacer más fácil su aplicación.

1.2 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El no reconocer las características principales de los polímeros hace limitada la utilización de los mismos en el área de la mecánica. La falta de datos de las propiedades mecánicas de los polímeros dificulta comparar su comportamiento frente a otros materiales de uso común en la industria. Obtener sus características

mecánicas facilita el uso de los mismos y la aplicación en diseños mecánicos será más notoria.

Figura 1. Equipo de ensayos para aceros.



Fuente:www.directindustry.es/prod/shimpo/bancos-prueba-verticales-motorizados-traccion-compresion.

1.3 FORMULACIÓN DE EL PROBLEMA

¿Cómo verificar las características tensiles de los polímeros mediante el estudio de sus características físicas y mecánicas?

2. JUSTIFICACION

Los polímeros son una gran fuente de materiales de ingeniería. Actualmente satisfacen determinados requerimientos para algunos tipos de trabajos mecánicos reduciendo el peso y el costo de maquinado. Sin embargo, es difícil realizar una prueba de ensayos de tracción que permita la determinación de las propiedades tensiles de los polímeros para clasificarlos ya que los ensayos de estos materiales y las máquinas que los realizan son de un costo muy elevado.

Con el fin de facilitar el conocimiento de las características mecánicas de los polímeros se realiza el diseño de una máquina de ensayos de tracción que de realizarse su posterior construcción se espera que proporcione mayor confiabilidad en los diseños detallados de piezas de ingeniería y reducirá el costo de adquisición de equipos.

De construirse la máquina de ensayos de tracción para polímeros y después de comprobarse su funcionamiento servirá como banco de prueba para reforzar los conceptos teóricos de los ingenieros y suministrar la información de polímeros anteriormente mencionada.

2.1 ALCANCES

Los alcances del proyecto se ven evidenciados por los siguientes ítems:

- Entrega de planos de fabricación mecánicos y eléctricos.
- Diseño mecánico y eléctrico de una máquina para ensayos de tracción para materiales polímeros.

2.2 LIMITACIONES

Las limitaciones del proyecto se ven evidenciadas en los siguientes ítems:

- La poca información que ofrecen las industrias y las universidades frente al tema de ensayos en materiales polímeros.
- la utilización de placas Arduino en Colombia está en pleno crecimiento por estudiantes, profesores e investigadores haciendo el acceso a la información para aplicar este elemento a diseño electrónico de difícil consecución.
- La falta de inversión para la fabricación del banco de tracción para materiales polímeros.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina de ensayos mecánicos para realizar pruebas de tracción en materiales polímeros.

3.2 OBJETIVO ESPECIFICO

- Diseñar las piezas mecánicas de la máquina de ensayos de tracción para materiales polímeros.
- Elaborar planos mecánicos para la construcción de la máquina de ensayos.
- Diseñar la parte electrónica y la programación de los instrumentos que serán utilizados para la demostración gráfica de los ensayos.
- Diseñar una animación mecánica de la máquina de ensayos a tracción.

4. MARCO TEORICO

4.1 ESTADO DEL ARTE

Los ensayos mecánicos de materiales permiten conocer sus propiedades mecánicas y por tanto clasificarlos atendiendo las especificaciones normativas de cada uno de ellos, comprobando a qué material corresponde y asegurando su calidad. Los ensayos van de la mano desde la introducción de las ciencias aplicadas al estudio y desarrollo de materiales para la ingeniería e industria; la mecánica de materiales, así como la resistencia de materiales son algunas de las áreas de ingeniería que permiten conocer las propiedades intrínsecas de los materiales.

El ensayo de tracción de materiales es una de las técnicas utilizadas por la ingeniería mecánica que permite conocer la resistencia elástica, esfuerzo de ruptura y plasticidad cuando un material se somete a fuerzas uniaxiales. Para la realización del ensayo a un acero se debe contar con un equipo que ejerza la fuerza suficiente para deformar y romper el acero. Otra característica con la que debe contar es permitir mediante la proporción fuerza deformación que cualidades tiene el material.

La realización de pruebas de tracción a los polímeros requiere la implementación de las siguientes normas:

Normas UNE-EN ISO 527: 1996-1997. Plásticos. Determinación de las propiedades en tracción¹.

- Parte I. Principios generales
- Parte II. Condiciones de ensayo de plásticos para moldeo y extrusión
- Parte III. Condiciones de ensayo de plásticos para películas y hojas

¹Benavente, Ensayos de tracción, Normas UNE-EN ISO 527, 2011, [consultado el 20 de agosto 2014], Disponible en internet: <http://www2.ictp.csic.es/qf/ppcontrol/bibliografia/D21-Propiedadesmecanicas-RBenavente.pdf>.

- Parte IV. Condiciones de ensayo para plásticos compuestos isotrópicos y ortotrópicos reforzados con fibras.

▪

Norma UNE 53190: 2001.²

- Plásticos. Plásticos celulares. Determinación de las propiedades en tracción de los materiales rígidos.

Norma UNE 53417: 2001.

- Maquinaria para plásticos y caucho. Descripción de las máquinas para ensayos de tracción, flexión y compresión de plásticos y caucho con velocidad de desplazamiento constante.

4.1.1 Estudio de los polímeros en universidades colombianas. En Colombia, las universidades han prestado atención especial al estudio de las características de los polímeros. A continuación se hace referencia de ellas.

4.1.1.1 La Escuela de ingeniería Julio Garavito. Propuso una de las iniciativas más importantes para el fortalecimiento de la Facultad de Ingeniería Industrial, formuló el plan de desarrollo de los Laboratorios de Producción 2007 – 2009, el cual contemplo la ampliación de la infraestructura física (aproximadamente 280 m²), la modernización de los laboratorios existentes, la implementación del laboratorio de fundición y las aulas de prácticas, con lo cual buscan promover el estudio de los diferentes materiales poliméricos permitiendo a la comunidad universitaria ampliar sus conocimientos en cuanto a la manipulación y transformación de los polímeros. Del mismo modo, la investigación, la comprobación de procesos industriales, la búsqueda de mejoras en tecnología y producción de los polímeros son algunos de los objetivos planteados por la universidad.

4.1.1.2 La Universidad central de Colombia. Aunque no tiene un laboratorio en donde se encuentre toda la maquinaria para realizar todo tipo de ensayos para polímeros, cuenta con un aula en donde los alumnos de la universidad fomentan el

² Benavente, Ensayos de tracción, Normas UNE 539190: 2001, [consultado el 20 de agosto 2014], Disponible en internet: <http://www2.ictp.csic.es/qf/ppcontrol/bibliografia/D21-Propiedadesmecanicas-RBenavente.pdf>.

estudio de los polímeros el cual tiene por nombre "Manufactura de Plásticos" que está destinado al estudio de los procesos de transformación de este material como inyección, compresión y procesamiento de materiales reforzados.

4.1.1.3 La Universidad Jorge Tadeo lozano. En el área de diseño industrial cuenta con talleres de plásticos para diseño, modelado y desarrollo de prototipos que suministra herramientas para el estudio del comportamiento mecánico del material (resistencia de materiales), llevando a la producción a gran escala.

4.1.1.2 La Universidad Nacional de Colombia. Tiene como objetivo ofrecer y prestar servicios en el ámbito de la investigación de materiales polímeros y compuestos. La universidad cuenta con un laboratorio dotado de equipos necesarios para interpretar los procesos de reacción, procesamiento y caracterización de polímeros de interés académico e industrial. (Ver figura 2).

Figura 2. Universidad Nacional de Colombia laboratorio de polímeros.



Fuente: Universidad Nacional de Colombia.

4.1.2 Empresas dedicadas a los ensayos de polímeros. En Colombia hay empresas que se dedican a las pruebas y ensayos de polímeros, entre ellas "SGS Colombia", que con sus pruebas mecánicas asegura el uso eficaz y seguro de

materiales polímeros, así como el cumplimiento con todas las normas nacionales e internacionales pertinentes.

Como empresa líder a nivel mundial en pruebas y ensayos mecánicos de polímeros verifica:

- Las características, propiedades y defectos de los materiales.
- El Cumplimiento con las normas pertinentes nacionales e internacionales.
- Los requisitos de envejecimiento de polímeros, medio ambiente y seguridad de los clientes.

Los laboratorios de "SGS Colombia" llevan a cabo pruebas de las propiedades ópticas, de inflamabilidad, eléctricas, térmicas y mecánicas de una amplia gama de materiales de polímeros.

Las pruebas a productos y materiales plásticos incluyen:

- Materiales plásticos como: Paneles solares PC, laminas y películas de plásticos utilizadas en embalajes, suelos plásticos, Estructuras de plástico utilizadas en productos eléctricos y electrónicos, materiales de reflexión y bosas de tejido.
- Productos y materiales de caucho como: Caucho de grado alimenticio, Productos de látex, material de sellado, caucho vulcanizado y Materiales impermeables.
- Pruebas para revestimientos tales como: aditivos, resinas adhesivas, revestimiento para automóviles, pinturas de caucho, revestimientos en polvo, revestimiento de juguetes revestimiento de bobinas y revestimientos de construcción.
- Pruebas para materiales compuestos: Cojinetes de caucho con núcleo de plomo, plásticos de refuerzo de fibra (FRP), fibra de carbono(FC) y plásticos de fibra de carbono.

4.2 MAQUINA DE ENSAYOS UNIVERSAL

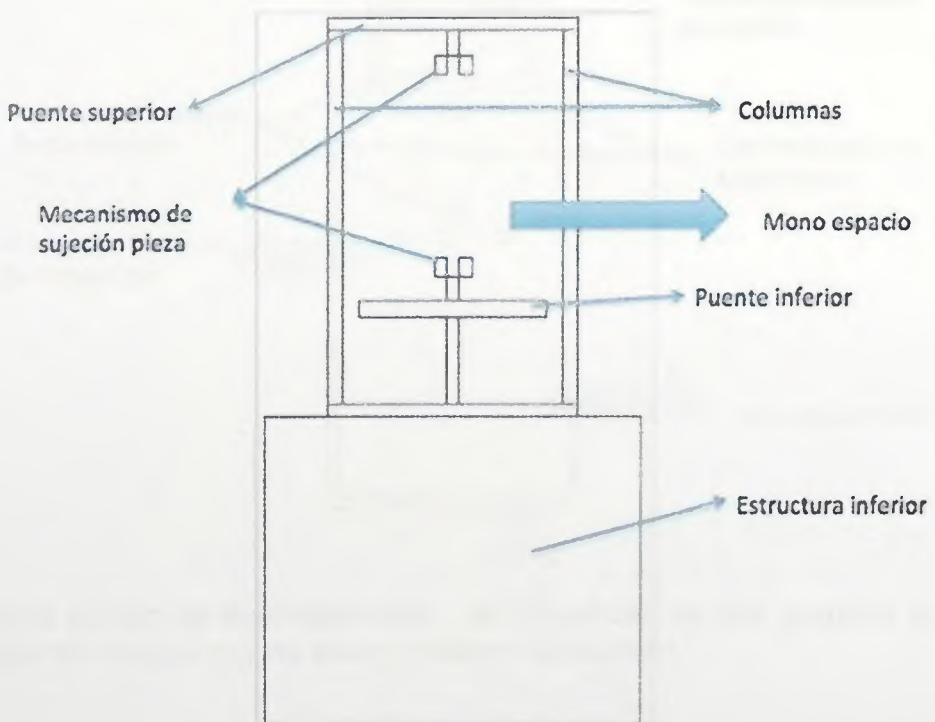
Se denomina máquina de ensayos universal a una máquina semejante a una prensa con la que es posible someter materiales a ensayos de tracción y compresión para medir sus propiedades. La presión se logra mediante placas o

mandíbulas accionadas por tornillos o un sistema hidráulico. Las máquinas de ensayos se clasifican según su estructura y tipo de accionamiento.

4.2.1 Según su estructura

4.2.1.1 Máquinas de ensayos mono espacio. Son máquinas universales que cuentan con un solo espacio para realizar los ensayos de tracción y compresión (ver figura 3). Cuentan con dos columnas y dos puentes, las columnas se encargan de mantener el espacio entre los dos puentes, uno de los puentes es fijo en la parte superior de la máquina y el otro es móvil el cual se encarga de hacer el movimiento para realizar el ensayo, los puentes se utilizan para fijar las mordazas y a su vez sujetan las probetas que son el objeto del ensayo.

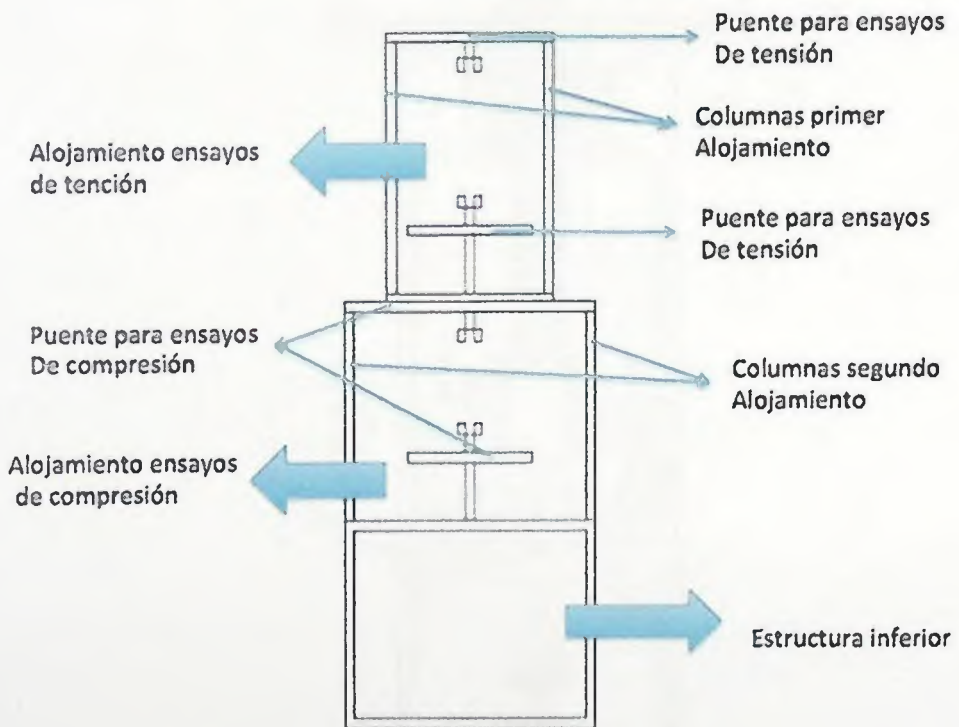
Figura 3. Máquina de ensayos mono espacio.



4.2.1.2 Máquinas de ensayos doble espacio. A diferencia de las maquinas mono espacio las maquinas doble espacio cuentan con dos alojamientos independientes

para realizar los dos tipos de ensayos antes mencionados, ésta máquina cuenta con la facilidad de tener un sistema inverso al otro. Mientras en un espacio se realiza el ensayo de tensión en el otro alojamiento se realiza el ensayo de compresión, la estructura superior es independiente a la estructura intermedia lo cual hace que sus estructuras sean independientes entre sí pero dependientes de la estructura inferior. Las partes de la maquina doble espacio en teoría son iguales a las maquinas mono espacio con la única diferencia que las columnas entre los espacios son independientes.

Figura 4: Maquina de ensayos de doble espacio.

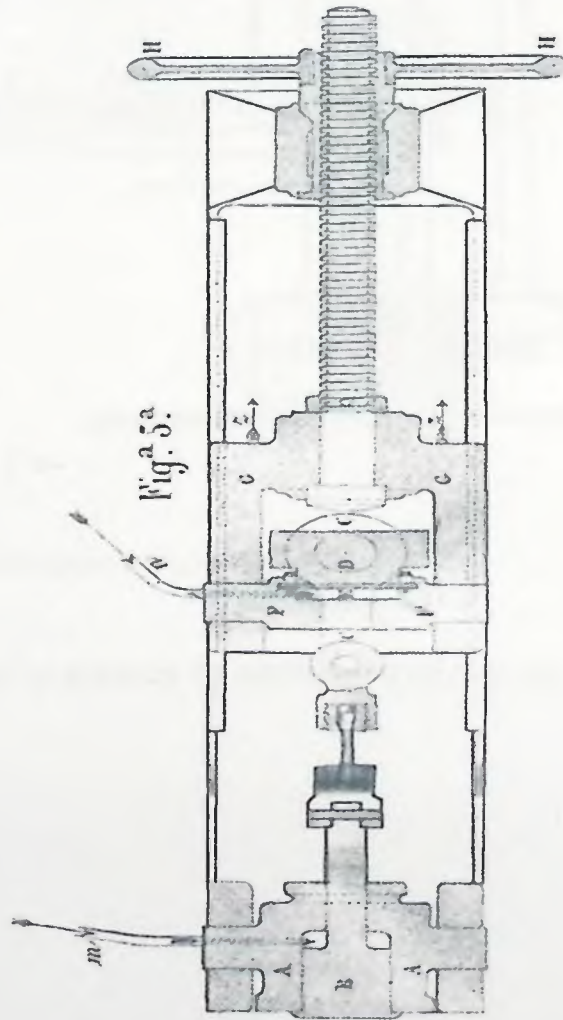


4.2.2 Según su tipo de accionamiento. Se clasifican en dos grandes grupos (de accionamiento mecánico y de accionamiento hidráulico).

4.2.2.1 Máquinas de accionamiento mecánico. Las maquinas universales de ensayos de accionamiento mecánico se dividen en dos tipos: manuales y electro-mecánicas. Las maquinas universales de accionamiento mecánico manual son

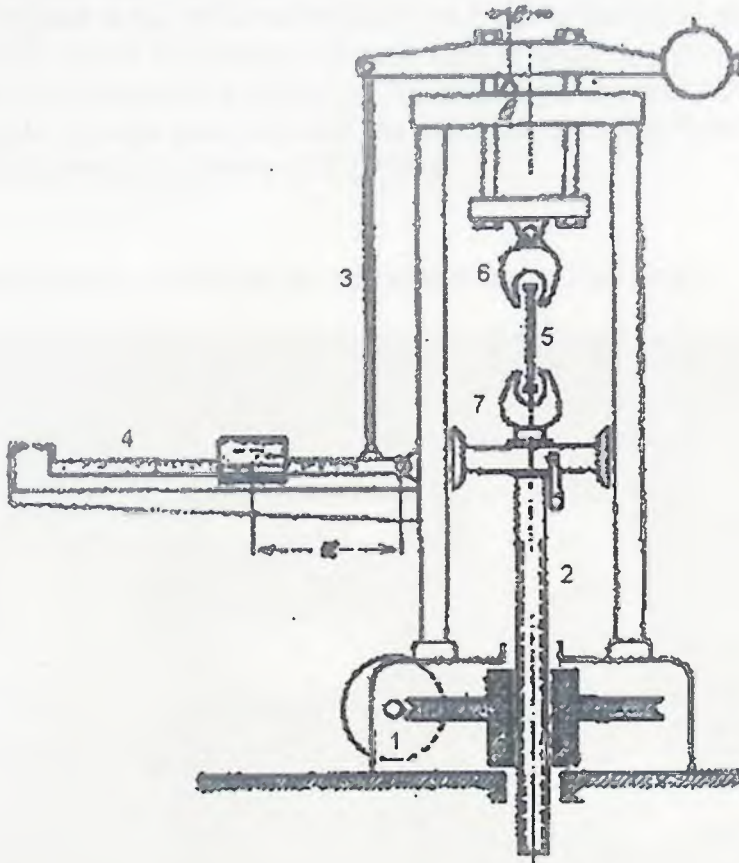
aquellas que pueden ser accionadas mediante mecanismos simples como tornillos y palancas. Son utilizadas cuando la fuerza necesaria para realizar los ensayos no es alta y no se necesita una fuerza constante a la hora de efectuar el ensayo. Las del tipo electro-mecánicas son aquellas que utilizan un motor eléctrico como fuente de accionamiento y son complementadas con otros elementos como cadenas, correas, piñones y tornillos sin fin corona. Este tipo de máquinas son ampliamente utilizadas ya que proporcionan un poco más de fuerza que las manuales y su fuerza de empuje o tensión es uniforme durante todo el ensayo.

Figura 5. Máquina de ensayos de tracción con elementos mecánicos.



Fuente: <http://almadeherrero.blogspot.com>

Figura 6. Máquina de ensayos de accionamiento manual.



Fuente: <http://almadeherrero.blogspot.com>.

Partes de la máquina de ensayos de accionamiento manual.
Los dispositivos son:

- 1- Tornillo
- 2- Cadena
- 3- Palanca
- 4- Probeta
- 5- Mordaza superior
- 6- Mordaza inferior

4.2.2.2 Máquinas de accionamiento hidráulico. Las máquinas de accionamiento hidráulico son aquellas que hacen su funcionamiento a través de una bomba hidráulica asociada a un motor eléctrico que es el encargado de impulsar el fluido desde la bomba hasta el vástago, el cual sale o entra según sea la configuración del mismo. La característica principal de este tipo de máquinas universales es ofrecer una gran fuerza para realizar las pruebas en materiales como los aceros, hierro y hormigones de concreto entre otros.

Figura 7. Máquina de ensayos de accionamiento hidráulico.



Fuente: <http://www.udistrital.edu.co:8080/en/web/laboratorio-mecanica/maquina-universal-de-ensayos>

4.3 METODOS UTILIZADOS PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

Para la realización del diseño de la máquina de ensayos de tensión para materiales polímeros se deben contar con el conocimiento previo de las ecuaciones y métodos que muestran a continuación seguida de una breve explicación para su manejo en el desarrollo de la ingeniería del proyecto.

- o Área de un rectángulo.

$$W \times T = A \quad (1)$$

Dónde:

W = Ancho de la probeta más ancha en la sección estrecha.

T = Espesor de la probeta.

A = Área en metros cuadrados

El área de un rectángulo es la resultante de multiplicar la base por la altura del mismo y se realiza para determinar cuál es el área de la probeta.

- o Formula carga axial

$$A \times \sigma = F \quad (2)$$

Dónde:

A = Área de la pieza (metros cuadrados).

F = Fuerza (Newton).

σ = Esfuerzo normal de ruptura en MPa

Esta fórmula se utiliza para determinar qué esfuerzo soporta una pieza al aplicarle una fuerza, o que esfuerzo resiste un material por unidad da área de esta manera se puede saber qué fuerza se necesita para romper o deformar un material.

- o Factor de seguridad³

$$n = n1 \times n2 \times n3 \quad (3)$$

Dónde:

$n1$ = Es el coeficiente que considera la exactitud del cálculo.

$n2$ = Es un coeficiente que tiene en cuenta la homogeneidad de las propiedades del material.

$n3$ = Tiene en cuenta el grado de responsabilidad de la pieza

³ NORTON, Robert L, Diseño de Maquinas, Factor de seguridad, Prentice Hall ,1999, quinta edición,

El factor de seguridad de emplea para garantizar que bajo desviaciones aleatorias de los requerimientos previstos, exista un margen extra de prestación por encima de las mínimas estrictamente necesarias.

- o Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4)$$

- o Sumatoria de fuerzas en el eje X

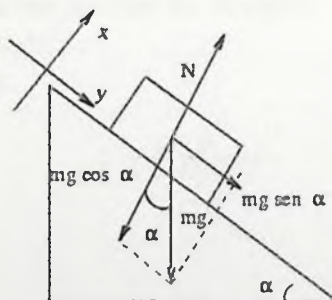
$$\Sigma F_x = 0 \quad (5)$$

Condición de equilibrio, después de realizar el diagrama de cuerpo libre un cuerpo se dice que este se encuentra en equilibrio cuando la sumatoria de todas las fuerzas en cualquiera de sus componentes es igual a cero, por ende se utiliza este método para determinar la fuerzas que actúan sobre un cuerpo conociendo previamente que fuerzas actúan sobre él.

- o Fuerzas en un plano inclinado

$$mgx = mg(\text{sen } \alpha) \quad (6)$$

Figura 8. Fuerzas en un plano inclinado.



Fuente: ww.gobiernodecanarias.org/educación/3/Usrn/lentiscal/2-CD-Fiisca

Dónde:

m = masa del elemento (Kilogramos).

g = Fuerza de gravedad. (m/s^2).

N = Fuerza normal producida en la superficie del material. (Newton).

α = Angulo de inclinación de la superficie.

La descomposición de fuerzas en un plano inclinado se utiliza para descomponer una fuerza en sus dos componentes tanto en X como en Y.

- o Caso general de carga axial excéntrica⁴.

Esfuerzo debido a la carga axial excéntrica.

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Dónde:

A = Área de la pieza (metros cuadrados).

F = Fuerza (Newton).

σ_1 = Esfuerzo debido a la carga axial excéntrica

Los esfuerzos debido a los pares de flexión M_x y M_y que se distribuyen linealmente en la sección del material.

$$\sigma_2 = \frac{M_x Y_{max}}{I_{x'}} \quad (8)$$

Dónde:

σ_2 = El esfuerzo debido al par de flexión en el eje x.

M_x = Momento del par de torsión.

$I_{x'}$ = Inercia total en el plano x.

$$\sigma_3 = \frac{M_y X_{max}}{I_{y'}} \quad (9)$$

Dónde:

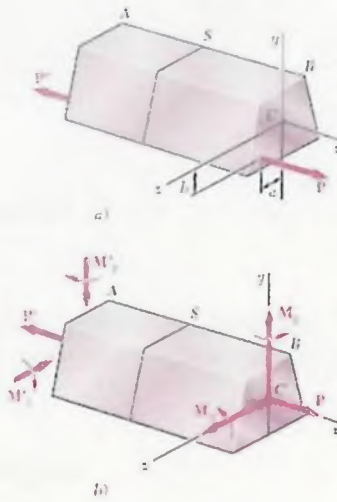
σ_3 = El esfuerzo debido al par de flexión en el eje y.

M_y = Momento del par de torsión.

$I_{y'}$ = Inercia total en el plano y.

⁴ Beer, Ferdinand, Mecánica de materiales, Caso general de carga excéntrica, Mac Graw Hill, Quinta edición

Figura 9. Caso general de carga excéntrica.



Fuente: Mecánica de materiales de Beer and Johnston.

Por el método de carga excéntricas se puede reemplazar la carga original de la figura 9a por una estáticamente equivalente de la figura 9b para determinar la distribución de esfuerzos en una sección S del elemento, además, los esfuerzos debidos a la carga de la figura 9b se obtiene superponiendo los esfuerzos correspondientes a la carga excéntrica axial P.

- Teorema de ejes paralelos para la inercia utilizada en las ecuaciones de carga excéntrica.

$$I_{d'} = \Sigma(\bar{I} + Ad^2) \quad (10)$$

Dónde:

$I_{d'}$ = Es el momento de área con respecto a un eje arbitrario.

\bar{I} = Es la inercia del área con respecto a un eje centroidal.

Ad^2 = Es el producto del área de la pieza por la distancia al cuadrado del centroide.

Esta ecuación expresa que el momento de inercia $I_{d'}$ de un área con respecto a un eje arbitrario d es igual al momento de inercia \bar{I} del área con respecto al eje centroidal d' paralelo al eje d mas el producto de Ad^2 del área A y el cuadrado de la distancia d entre los dos ejes.

- o Esfuerzo permisible.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (11)$$

Dónde:

σ = El esfuerzo permisible.

S_y = Límite de fluencia del material.

n = Factor de seguridad.

Para conocer la carga máxima adicional que se debe aplicar a un elemento estructural teniendo en cuenta el factor de seguridad calculado para el equipo.

- o Inercia total sobre un rectángulo.

$$I_x = \frac{1}{12} (a)(b)^3 \quad (12)$$

Dónde:

I_x = Momento de inercia de una pieza rectangular.

a = Base de la pieza.

b = Altura de la pieza.

La inercia es la resistencia que ofrece una sección de materia a ser deformada por una flexión. La fórmula de rectángulo se utiliza cuando se tiene claro sobre que eje coordinado se quiere calcular el momento de inercia y sobre el eje perpendicular se aplicaran las cargas. Para sección cuadrada se utiliza la formula antes mencionada.

- o Par de torsión para hacer girar un tornillo de potencia

$$TR = \left(\frac{F d_m l + \pi f d_m}{2 \pi d_m - f l} \right) + \frac{F f_c d_c}{2} \quad (13)$$

Dónde:

TR : Par torcion necesario para elevar la carga

F : La suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área de la rosca.

l : Paso del tornillo

f : Coeficientes de fricción de pares roscados

dm : Diámetro medio del tornillo

f_c : Coeficientes de fricción de collarín de empuje

dc : Diámetro medio collarín

TR representa el par torsión que se requiere para dos propósitos superar la fricción de la rosca y elevar la carga, en esta ecuación se representa la suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre la rosca contando los coeficientes de fricción.

- Eficiencia global

$$e = \frac{Fl}{2\pi TR} \quad (14)$$

Dónde:

e = Eficiencia global porcentual.

F = La suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área de la rosca.

l : Paso del tornillo

TR : Par torsion necesario para elevar la carga.

Es una razón porcentual que indica la eficiencia productiva del diseño de la rosca Acme el cual relaciona la fuerza ejercida contra el par torsión necesario para elevar la carga.

- El esfuerzo cortante en el cuerpo de un tornillo.

$$\tau = \frac{16TR}{\pi d^3} \quad (15)$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo.

d = Diámetro del tornillo.

TR : Par torsion necesario para elevar la carga.

Es el esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo debido al momento de torsión TR en el exterior del cuerpo del tornillo.

- o Esfuerzo permisible en función del área de corte

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (16)$$

Dónde:

σ = Esfuerzo permisible.

d = Diámetro del tornillo.

F = La suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área de la rosca.

Para hallar el esfuerzo permitido en función el área de corte de un eje en la cual se ejerce un esfuerzo de flexión y el esfuerzo de flexión.

- o El esfuerzo de apoyo con una rosca que soporta 0,38F

$$\sigma_B = \frac{2(0,38F)}{\pi d_m (1)p} \quad (17)$$

Dónde:

σ_B = Esfuerzo de apoyo de una rosca.

d_m = Diámetro medio del tornillo.

p = Paso del tornillo.

F = La suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área de la rosca.

La carga en algunos experimentos muestra que la primera rosca en contacto soporta el 0.38 de la carga.

- o El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca, con una rosca que soporta 0,38F

$$\sigma_b = \frac{6(0,38F)}{\pi d_r (1)p} \quad (18)$$

Dónde:

σ_b = Esfuerzo de flexionate en la raíz de una rosca.

d_r = Diámetro de raíz del tornillo.

p = Paso del tornillo.

F = La suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área de la rosca.

- o Teorema de Von Mises.

$$n = \frac{0,5 S_y}{\tau} \quad (19)$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo.

S_y = Límite de fluencia del material.

n = Factor de seguridad.

El teorema de Von Mises comprueba la resistencia de un elemento rígido antes de fatigarse y romperse dando como resultado un factor de seguridad.

- o Área de corte de un eje circular.

$$A = \pi \frac{D^2}{4} \quad (20)$$

Dónde:

A = Área circular.

D = diámetro.

Se halla el área de corte que es perpendicular al eje de simetría del objeto a analizar.

- o Empuje generado por una tuerca

$$F_{a^5} = \frac{(2)(\pi)(\eta)(T)}{P} \quad (21)$$

Dónde:

F_a = Fuerza de empuje de la tuerca.

⁵ THK. Tuercas intercambiables. Eficiencia, empuje y par torsión, [consultado el 12 de diciembre 2015] Disponible en internet: [http:// tech.thk.com/es/products/pdf/es_b17_009.pdf](http://tech.thk.com/es/products/pdf/es_b17_009.pdf).

P = Paso del tornillo.

η = Eficiencia.

T = 386,4N.m

P = $4,23 \times 10^{-3}$ m

η = 0,67.

Fuerza necesaria para que una tuerca ajuste un elemento según una carga determinada perpendicular al eje de simetría de esta.

- o Longitud de la rosca para tornillos métricos.

$$L_T = 2d + 6 \quad L \leq 125 \quad d \leq 48 \quad (22)$$

Dónde:

L_T = longitud de la parte roscada del tornillo.

d = diámetro del tornillo.

- o Longitud del agarre del tornillo.

$$l = h + \frac{d}{2} \quad t_2 \geq d \quad (23)$$

Dónde:

l = Longitud de agarre

h = La suma de t_1 + el espesor de la arandela.

t_1 = Espesor del material a sujetar

h = 17,75mm

- o Longitud del sujetador.

$$L = h + 1,5d \quad (24)$$

Dónde:

L = Longitud del sujetador

h = La suma de t_1 + el espesor de la arandela.

t_1 = Espesor del material a sujetar.

- o Longitud de la parte sin roscar.

$$l_d = L - L_T \quad (25)$$

Dónde:

L = Longitud del sujetador.

L_T = longitud de la parte roscada del tornillo

l_d = Longitud de la parte sin roscar.

Esta parte del tornillo que no debe llevar rosca

- o Longitud de la parte roscada en el agarre.

$$l_t = l - l_d \quad (26)$$

Dónde:

l_t = Longitud de la parte roscada.

l = Longitud de agarre.

l_d = Longitud de la parte sin roscar.

La longitud de la parte roscada del tornillo en la zona de agarra que tiene la unión.

- o Área de la parte sin roscar.

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} \quad (27)$$

Dónde:

A_d = Área de la parte sin roscar

d = diámetro del tornillo.

- o Rigidez de un sujetador

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (28)$$

Dónde:

k_b = La rigidez del sujetador

A_d = Área de la parte sin roscar

A_t = Área de la parte roscada.

l_d = Longitud de la parte sin roscar.

E = Módulo de elasticidad el material.

l_t = Longitud de la parte roscada.

k_b Representa la rigidez efectiva estimada de un perno o tornillo de cabeza en su zona de sujeción.

o Razón de resorte.

$$k_m = \frac{(0,5774)(\pi)(E)d}{2 \ln\left(5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d}\right)} \quad (29)$$

Dónde:

k_m = Razón de resorte

E = Módulo de elasticidad el material.

d = Diámetro del tornillo.

l = Longitud de agarre.

Se utiliza para hallar la relación de resorte de dos o más elementos incluidos en el agarre de un sujetador que actúan como resortes de compresión en serie.

o Carga de prueba.

$$F_p = A_t S_p \quad (30)$$

Dónde:

F_p = Carga de prueba.

A_t = Área de la parte roscada.

S_p = Resistencia de prueba mínima de un tornillo.

F_p Es el valor de prueba de carga resultante del producto entre A_t que es el área de la parte roscada y S_p que es un valor determinado de resistencia de prueba establecido en la fabricación de pernos según normas SAE y ASTM.

- Precarga para tornillos.

$$F_i = (0,75)F_p \quad (31)$$

Dónde:

F_p = Carga de prueba.

F_i = Valor de precarga para el tornillo.

F_i Es una fuerza de sujeción que debe aplicarse a una tuerca antes de aplicar la fuerza por carga externa F_p .

- Esfuerzo de precarga

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad (32)$$

Dónde:

σ_i = Esfuerzo de precarga.

F_i = Valor de precarga para el tornillo.

A_t = Área de la parte roscada

σ_i Es la resultante de aplicar la fuerza de precarga F_i en el área roscada de un perno A_t .

- Constante de rigidez.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (33)$$

Dónde:

C = Constante de rigidez.

k_m = Razón de resorte
 k_b = La rigidez del sujetador

Es la relación de rigidez de la unión entre la constante de rigidez del sujetador y la razón de resorte de los elementos incluidos en el agarre.

- Esfuerzo bajo carga de servicio

$$\sigma_b = C \frac{p}{A_t} + \sigma_i \quad (34)$$

Dónde:

C = Constante de rigidez.
 σ_b = Esfuerzo bajo carga de servicio.
 A_t = Área de la parte roscada
 σ_i = Esfuerzo de precarga
 p = Carga

Describe la proporción de carga tomada por el perno y los elementos.

- Esfuerzo normal

$$\sigma_o = \frac{Mc}{I} \quad (35)$$

Dónde:

σ_o = Esfuerzo normal
 M = Momento
 I = Inercia
 c = Centroide

Es el esfuerzo de tracción o compresión con dirección perpendicular a la cara sobre donde actúa.

- o Inercia en barras rectangulares con agujero transversal en flexión.

$$I = \frac{(w - d)h^3}{12} \quad (36)$$

Dónde:

I = Inercia

w = Ancho de la platina

d = Diámetro del agujero

h = espesor de la lámina.

Es la forma de hallar la inercia de una barra rectangular la cual ha sido perforada con un diámetro d y tiene un ancho de cara w .

- o Factor de concentración

$$\sigma_{max} = \sigma_o \cdot K_t \quad (37)$$

Dónde:

σ_{max} = Esfuerzo máximo generado.

σ_o = Esfuerzo normal

K_t = Factor de concentración de esfuerzos.

Factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal.

- o Velocidad lineal en un tornillo.

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} \quad (38)$$

Dónde:

V_w = Velocidad de paso del tornillo.

V_s = Velocidad lineal del tornillo.

λ = Angulo de avance del tornillo.

Velocidad de avance lineal que tiene un tornillo al girarlo. Se da en m/s.

- o Numero de revoluciones por minuto de un tornillo.

$$nw = \frac{V_w}{\pi x dw} \quad (39)$$

Dónde:

nw = Numero de revoluciones por minuto.

dw = Diámetro medio del tornillo.

Número de veces que gira un tornillo en un determinado tiempo. Se da en rad/min.

- o Calculo de la potencia mecánica de un motor.

$$P_{mec} = \frac{T \times rpm}{6300} \quad (40)$$

Dónde:

P_{mec} = Potencia del motor

T = Torque necesario para realizar el ensayo.

Potencia mecánica es la cantidad de trabajo realizada por unidad de tiempo desarrollada por una maquina mecánica. Se da en caballos de fuerza (HP).

- o Potencia eléctrica de un motor. En Watts. (W).

$$P_{elec} = \frac{P_{mec} \times F.S}{\eta} \quad (41)$$

Dónde:

P_{elec} = Potencia eléctrica

$F.S$ = Factor de seguridad.

η = Eficiencia motor eléctrico.

Cantidad de trabajo realizada por unidad de tiempo desarrollada por una maquina eléctrica. Se da en watts (W).

- o Numero de dientes para un piñón.

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2m)\text{Sen}^2\phi} \times \left(m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m)\text{sen}^2\phi} \right) \quad (42)$$

Dónde:

N_p = Mínimo número de dientes del piñón.

m = Es la relación entre el piñón y la rueda.

ϕ = Angulo de presión.

K = Constante de temperatura.

Número mínimo de dientes que debe tener un piñón.

- o Numero de dientes para un engranaje.

$$N_g = \frac{((N_p^2)(\text{Sen}^2\phi)) - 4}{4 - ((2N_p)(\text{Sen}^2\phi))} \quad (43)$$

Dónde:

N_p = Mínimo número de dientes del piñón.

N_g = Máximo número de dientes de la rueda.

ϕ = Angulo de presión

Número máximo que debe tener el engranaje. También conocida como rueda o corona.

- o Diámetro primitivo de un piñón.

$$d = m \times z \quad (44)$$

Dónde:

d = Diámetro primitivo.

m = Modulo del engranaje.

z = Numero de dientes.

Diámetro imaginario, donde teóricamente los dientes del piñón y el engranaje hacen contacto.

- Par de torsión generado por el motor.

$$T = \frac{7124 \text{ Nm} \times \text{HP}}{\text{rpm}} \quad (45)$$

Dónde:

T = Par torsión generado por el motor.

HP = Potencia en HP.

rpm = Revoluciones por minuto a las que gira el motor.

Es un momento de fuerza o momento dinámico. Hace que se produzca un giro sobre el cuerpo que recibe esta fuerza.

- Carga transmitida por un engranaje

$$W_t = \frac{2T}{d} \quad (46)$$

Dónde:

W_t = Carga transmitida.

T = Torque.

d = Diámetro primitivo.

Carga distribuida uniformemente a lo largo del ancho de cara de un engranaje.

- Velocidad lineal de paso de un engranaje

$$V = w \times r \quad (47)$$

Dónde:

V = Velocidad en la línea de paso.

w = Velocidad angular.

r = Radio del piñón.

Es la velocidad en la línea de paso del engranaje. Se da en m/s.

- o Factor dinámico.

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56} \quad (48)$$

Dónde:

K_v = Factor dinámico.

V = Velocidad en la línea de paso.

Factor de velocidad definido por el tipo de maquinado y terminado de los engranajes.

- o Ecuación de flexión de Lewis.

$$\sigma_{per} = \frac{(K_v)(W_t)}{(F)(Y)(m)} \quad (49)$$

Dónde:

σ_{per} = Esfuerzo de flexión permitido.

K_v = Factor dinámico.

W_t = Carga transmitida.

F = Ancho de cara del engranaje.

Y = Numero de Lewis⁶.

m = Modulo del engranaje.

Ecuación que se utiliza para estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranajes en la que interviene la forma de los mismos.

- o Ancho de cara para un engranaje.

$$(3\pi \cdot m) \leq F \leq (5\pi \cdot m) \quad (50)$$

⁶Budynas; Nisbett, Richard G;Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Tabla 14-2 Valores del factor de forma de Lewis., Mc Graw Hill, novena edición.

Dónde:

m = Modulo del engranaje en sistema métrico.

F = Ancho de cara del engranaje.

Ecuación para determinar si el ancho de cara del engranaje es óptimo.

o Ecuación inicial de función de singularidad.

$$q = R1 < X >^{-1} + R2 < X - D1 >^{-1} + R3 < X - D2 >^{-1} \quad (51)$$

Dónde:

q = Es la carga distribuida.

$R1, R2, R3$ = Son los valores de la fuerza ejercida en cada punto.

X = Incógnita a integrar.

$D1$ = Distancia entre el punto de referencia y la fuerza ejercida

Determina la intensidad de carga denominada q que es la causa de deflexión en una viga.

o Primera integral de función de singularidad.

$$V = R1 < X >^0 + R2 < X - D1 >^0 + R3 < X - D2 >^0 \quad (52)$$

Dónde:

V = Es igual a la fuerza cortante al que es sometida una viga.

o Segunda integral de función de singularidad.

$$M = R1 < X >^1 + R2 < X - D1 >^1 + R3 < X - D2 >^1 \quad (53)$$

Dónde:

M = Es igual al momento flector de una viga.

- o Tercera integración de función de singularidad.

$$IE\phi = R1 < X >^2 + R2 < X - D1 >^2 + R3 < X - D2 >^2 + C_1. \quad (54)$$

Dónde:

I = Es el momento de inercia de la pieza.

E = Es el módulo de elasticidad de la pieza.

ϕ = Es la deflexión en elementos rotativos.

C_1 = Es el valor de las condiciones de frontera.

- o Cuarta integración de función de singularidad.

$$IEY = R1 < X >^3 + R2 < X - D1 >^3 - R3 < X - D2 >^3 + C_1X + C_2. \quad (55)$$

Dónde:

I = Es el momento de inercia de la pieza.

E = Es el módulo de elasticidad de la pieza.

Y = Es la deflexión en elementos en el elemento.

C_1 y C_2 = Es el valor de las condiciones de frontera.

- o Inercia en función de la deflexión máxima.

$$I = \frac{C}{Y X E} \quad (56)$$

Dónde:

I = Es el momento de inercia de la pieza.

E = Es el módulo de elasticidad de la pieza.

Y = Es la deflexión en elementos en el elemento.

C = Es el valor de las condiciones de frontera

Esta ecuación se utiliza para saber cuál es la inercia obtenía al variar o proponer una deflexión en una viga.

- o Volumen total de un cuerpo.

$$b \times h \times f = V_t \quad (57)$$

Dónde:

b = Es igual a la base de la pieza.

h = Es igual a la altura de la pieza.

f = Es igual al fondo de la pieza,

V_t = Es igual al volumen teórico de la pieza.

Extensión en tres dimensiones que un cuerpo ocupa en el espacio.

- o Volumen de material retirado por el efecto de un roscado.

$$\text{volumen de roscado} = A_r \times h \quad (58)$$

Dónde:

A_r = área del tornillo

h = altura del puente

El volumen de material retirado al efectuar un agujero roscado en una placa o viga.

5. MARCO METODOLOGICO.

5.1 TIPO DE ESTUDIO

La investigación que se desarrolla es de tipo tecnológica, la cual tiene el objetivo de desarrollar conocimientos previos y recolección de información para diseñar una máquina de ensayos de tracción para materiales polímeros.

5.2 UNIDAD DE ANÁLISIS.

La investigación se adelanta en el sector de ensayos de tracción en polímeros y industrias dedicadas a la producción de polímeros.

5.3 UNIDAD DE ESTUDIO.

Las variables involucradas en la unidad de estudio de esta investigación son:

- La normativa para la realización de pruebas de tracción y compresión en polímeros.
- Tecnologías involucradas en la realización de pruebas de tracción y compresión para polímeros.
- Costo de fabricación de un banco de polímeros.
- Costo de la realización de pruebas para polímeros.

5.4 UNIDAD DE TIEMPO

La investigación se realizó durante todo el año 2015.

5.5 UNIDAD GEOGRÁFICA.

La investigación se desarrolló en la ciudad de Bogotá D.C tomando como referencia la empresa ingeniería Reflutec de Colombia y Lapetsa s.a.

5.6 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.

- Trabajo de campo en la compañía Lapetsa S.A para determinar la tecnología involucrada en el equipo.
- Estudio documental en bibliotecas para el desarrollo del marco teórico.
- Trabajo de campo empresas comercializadoras de maquinaria de tracción y compresión de polímeros para determinar las especificaciones de diseño del equipo.
- Sintetizar y ordenar la información relevante para aplicarla en el desarrollo del proyecto.

5.7 POBLACIÓN.

- Empresas dedicadas a la ingeniería de polímeros de ubicadas en Bogotá.
- Universidades que desarrollan tecnologías en el área de los materiales en la ciudad de Bogotá.

5.8 INSTRUMENTOS Y EQUIPOS.

5.8.1 Instrumentos. Los instrumentos a utilizar para la investigación son los nombrados a continuación:

- Formato para la aplicación de encuestas.
- solicitudes de cotizaciones de equipos.

- solicitudes de catálogos.

5.9.2 Equipos. Los equipos involucrados para el desarrollo del proyecto son:

- Dos computadores portátiles.
- Una cámara digital.

5.10 CONCLUSIÓN

La realización de este proyecto requirió un compromiso de tiempo y recursos que, afortunadamente, se logró cumplir. Este trabajo permitió no solo adquirir conocimientos prácticos en el uso de herramientas de gestión de proyectos, sino también comprender la importancia de la comunicación y el trabajo en equipo. A lo largo del proceso, se enfrentaron diversos desafíos, los cuales fueron superados gracias al apoyo y colaboración de todos los involucrados. Este proyecto sirvió como una experiencia valiosa que fortaleció las habilidades de planificación, ejecución y evaluación de un proyecto real.

Tabla 1. Cronograma de actividades para el desarrollo de un proyecto.

Actividad	Inicio	Fin	Duración	Dependencias
Definición de objetivos	15/01/2024	20/01/2024	5 días	-
Identificación de recursos	22/01/2024	28/01/2024	6 días	Definición de objetivos
Planificación de actividades	30/01/2024	05/02/2024	5 días	Identificación de recursos
Ejecución de actividades	07/02/2024	15/02/2024	8 días	Planificación de actividades
Evaluación de resultados	17/02/2024	22/02/2024	5 días	Ejecución de actividades

6 INGENIERÍA DE PROYECTO.

Para el desarrollo del capítulo de ingeniería se especifican los requerimientos técnicos necesarios para el diseño del equipo de pruebas tracción en materiales polímeros. El desarrollo del proyecto vincula varias áreas del conocimiento asociadas a la ingeniería electromecánica que se reflejan: en el diseño estructural, selección de los materiales para su fabricación, el diseño del sistema de potencia, electrónica, programación de micro-controlador, instrumentación industrial y sistema de visualización.

6.1 DISEÑO

La máquina de tracción para ensayos en polímeros se diseña para realizar ensayos a polímeros laminados con espesores que oscilan entre 1 mm de espesor hasta 14 mm de espesor con probetas en forma de mancuerna, los especímenes que evalúa son del tipo I, II, III y IV según la norma NTC 595, la velocidad para los ensayos es de 5mm/min la cual es constante para todos los ensayos según la norma NTC 595 (tabla 1 designación de velocidad para ensayos). La clase de polímeros que se evalúa se describen con la tabla (ver tabla 1) que se muestra a continuación, como se puede observar el esfuerzo necesario para romper los polímeros tiene un máximo de 186MPa.

Tabla 1. Características principales para polímeros de ingeniería.

Polimero	Carga rotura (MPa)	Alarg. (%)	Modulo de elasticidad (GPa)	Aplicaciones
Polietileno (PE) Baja densidad Alta densidad	8-21 21-38	50-800 15-130	0.1-0.28 0.4-1.20	Embalaje, aislantes eléctricos, artículos del hogar, botellas
Poli cloruro de vinilo (PVC)	34-62	2-100	2.1-4.10	Tuberías, válvulas, revestimientos de suelos, aislantes eléctricos, revestimientos de automóviles
Polipropileno (PP)	28-41	10-700	1.1-1.5	Tanques, embalaje, fibras para ropa y sobrevolturas
Poliestireno (PS)	22-55	1-60	2.6-3.1	Embalaje y espumas aislantes, revestimientos de automóviles, electrodomésticos y utensilios de cocina
Policloruro de vinilideno (PVPS)	24-34	160-240	0.3-0.55	Embalaje, tuberías, chubasqueros
Poliacrilonitrilo (PAN)	62	3-4	3.5-4.0	Fibras textiles, precursor de fibras de

				carbono, embalaje de alimentos
Polimetil-metacrilato (PMMA)	41-82	2-5	2.4-3.1	Acristalamiento de vehículos, lentes de contacto, iluminación exterior, señales publicitarias, pantallas de seguridad, gafas protectoras.
Policlorurotri-fluoretileno	31-41	80-250	1.0-2.1	Aislante eléctrico, componente de válvulas, juntas.
Politetrafluor-etileno (PTFE)	14-48	100-400	0.41-0.55	Cierres, juntas, válvulas, anillos de estancamiento, recubrimientos antiadherentes.
Polioximetileno (Acetales) (POM)	65-83	25-75	3.6	Cojinetes, engranajes, bolígrafos, fijación de cañerías, aletas de ventiladores.
Poliamida (PA) (Nylon)	76-83	60-300	2.8-3.4	Cojinetes, engranajes, fibras, textil, componentes de automóviles y componentes eléctricos.
Ftalato de polietileno, poliéster (PET)	55-72	50-300	2.8-4.1	Fibras, películas fotográficas, cintas audio, recipientes para bebidas y comidas precocinadas.
Polycarbonato (PC)	62-76	110-130	2.1-2.8	Componentes y herramientas eléctricas domésticas, lentes, material antivandálico.
Celulosa	14-55	5-50	1.4-1.7	Textiles (rayón), embalaje (celofán), adhesivos, recubrimientos, películas fotográficas, gafas de seguridad.
Poliimidias (PI)	76-117	8-10	2.1	Adhesivos, circuitos impresos, fibras para equipos aeroespaciales.
Polieter-etercetona (PEEK)	70	50-150	3.8	Aislamientos eléctricos y recubrimientos para altas temperaturas.
Sulfuro de polifenileno (PPS)	65.5	1-2	3.3	Revestimientos, componentes eléctricos y electrónicos.
Polietersulfona (PES)	84	30-80	2.4	Componentes de electrodomésticos, componentes de microondas.
Poliacritalo	62	50-65	2.2	Señales de tráfico, componentes de microondas.
Polieterimida (PEI)	105	60	2.9	Eléctricas, automoción y componentes de motores a reacción.
Poliamida-imida (PAI)	117-186	15	4.1-5.0	Componentes electrónicos, aplicaciones en automoción y aeroespaciales.

Fuente: http://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15_3.html

6.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE ESTRUCTURA

La estructura es una de las partes fundamentales del equipo de ensayos universal por ser la encargada de sostener y organizar los diferentes elementos que componen la máquina, también de la estructura depende la estabilidad cuando la máquina realice los ensayos de tracción.

Figura 10. Selección A maquina mono espacio.

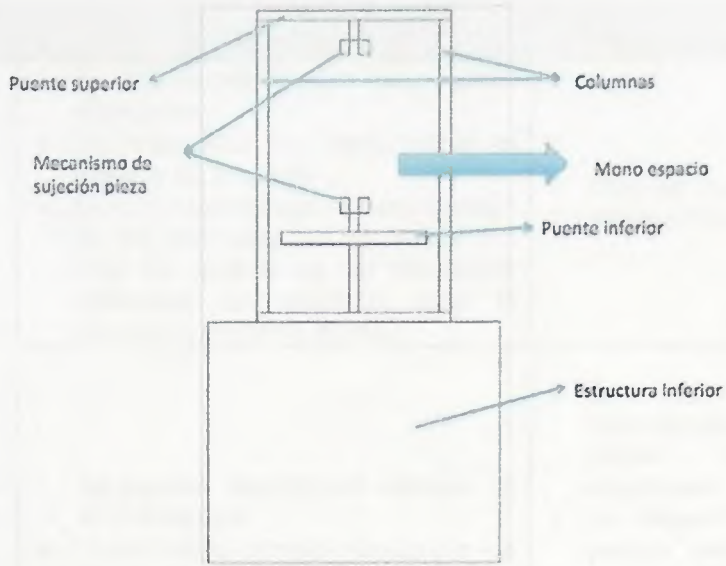


Figura 11. Selección B maquina doble espacio.

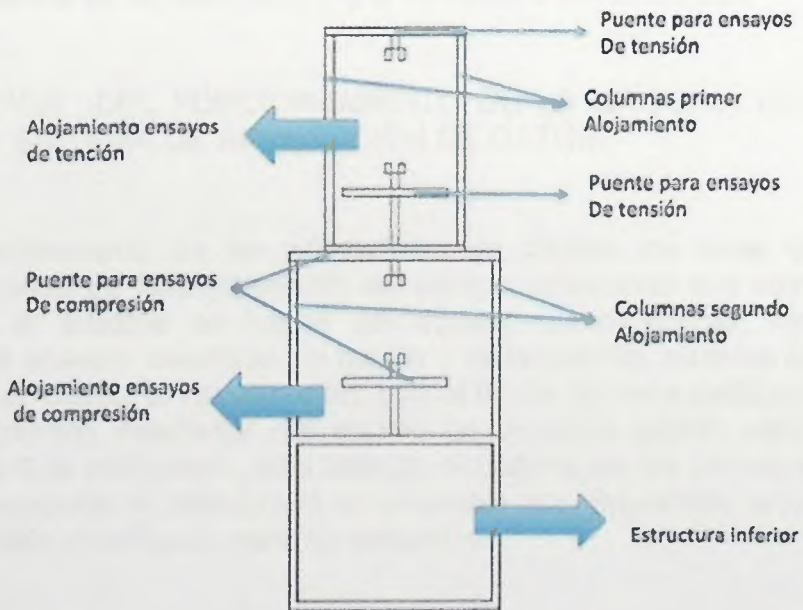


Tabla 2 . Selección de alternativa de estructura.

ALTERNATIVA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Alternativa A : estructura mono espacio</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◦ Es más económico por llevar menos elementos. ◦ Es más fácil de implementar el sistema de tracción. ◦ Como en los ensayos de compresión en los polimeros no se realiza por falta de certeza en los resultados obtenidos, se acomoda más la estructura de mono espacio. 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ Solo se puede desarrollar un solo ensayo a la vez.
<p>Alternativa B: Estructura doble espacio</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◦ Se pueden realizar dos ensayos al mismo tiempo. ◦ La estructura es más robusta por los mismo puede ser más estable. 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ Es más costosa la implementación por llevar mayor número de elementos. ◦ Se desperdicia un espacio porque solo se practican ensayos de tracción.

La alternativa que más se acerca sobre cual estructura utilizar en la máquina de ensayos universal es la alternativa (A) la estructura mono espacio.

6.3 SELECCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS Y SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para el planteamiento de las alternativas de diseño, se toma en cuenta los posibles métodos de funcionamiento del equipo verificando sus componentes los cuales son: el sistema de fuerza del equipo, las mordazas, variación de la velocidad del ensayo, medición de fuerza y deformación, sistema de adquisición de datos y por último la visualización, con el fin de dar una calificación de 1 a 5 según los criterios diseñador del equipo de ensayos dando como 5 la mejor calificación y 1 la calificación más baja, la sumatoria de los puntos obtenidos por cada funcionamiento se consignará en una tabla que proyectará un valor total que será comparado y verificado para su selección.

Las variables que evalúan los diferentes componentes de la máquina de ensayos son: costos, fabricación, montaje, operatividad, precisión y respuesta.

Costo: Es el valor económico que puede tener la fabricación de una pieza, la realización de un proceso o la adquisición de un producto involucrado en la fabricación de la maquina universal de ensayos. A menor costo, mayor puntuación.

Fabricación: Es la combinación de procesos, trabajos o tareas en el que se emplean determinados recursos como: mano de obra, materias primas, capital económico, tiempo y energía para obtener bienes y servicios.

Precisión: Se refiere a la dispersión del conjunto de valores obtenidos de mediciones repetidas de una magnitud⁷. Es la exactitud que tiene un equipo para dar un valor real sobre la medida de una magnitud.

Montaje: Conjunto de acciones ordenadas que se desarrollan para ensamblar una determinada máquina, proceso o equipo.

Operatividad: Facilidad con la que se puede operar un equipo, que tan amigable es la operación del equipo con el usuario que los usa.

Respuesta: La velocidad con la que cuenta una maquina o equipo para dar respuesta a determinadas acciones.

6.3.1 Selección del sistema de fuerza. Para la selección del sistema de fuerza a utilizar en el banco de ensayos de tracción se analizan dos alternativas de transmisión de fuerza: transmisión de fuerza por motor eléctrico y transmisión de fuerza por sistema hidráulico.

6.3.1.1 Sistema de fuerza motor eléctrico. La máquina de ensayos de mono espacio suministra la fuerza a través de un moto-reductor eléctrico (ver figura 12). El cual se acopla con la base de la estructura por medio de tornillos de sujeción proporcionando una mejor estabilidad a la hora de realizar los ensayos, el moto-reductor se acopla al tornillo de potencia (ver figura 9). Mediante un engranaje sin fin corona el cual transmite la fuerza suministrada por el motor al puente inferior de

⁷ Wikipedia, La enciclopedia libre, Precisión, Wikimedia Foubdation 2006, [consultado el 10 de Julio 2015]. Disponible en internet: http://es.wikipedia.org/wiki/Precisión_y_exactitud,

la máquina, el tornillo de potencia es alineado con la estructura por medio de una o dos guías que se encargaran de conservar la perpendicularidad del tornillo de potencia con la estructura. Luego, la selección del moto-reductor es obtenida con la fuerza necesaria para romper la probeta del polímero más fuerte y la velocidad a la que se realiza el ensayo.

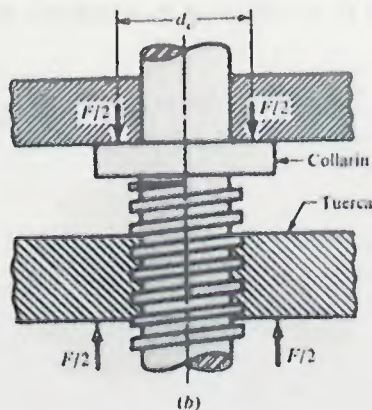
Todos los elementos mecánicos necesarios para la realización del ensayo son calculados bajo el mismo método mencionado, los elementos fundamentales para este sistema de fuerza son: motor, reductor, engranaje, tornillo de potencia y estructura.

Figura 12. Moto-reductor eléctrico.



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

Figura 13. Tornillo de potencia.



Fuente: will2011ulatinacr.blogspot.com.

6.3.1.2 Sistema hidráulico. Es un mecanismo de potencia que permite la transferencia de fuerza por medio de un fluido hidráulico. El sistema se encuentra asociado a una bomba que envía el fluido a una presión definida desde el tanque de almacenamiento hasta un actuador, el actuador utilizado para la máquina de ensayos es un cilindro hidráulico que se encarga del desplazamiento vertical de la mordaza, el movimiento del vástago está definido por el sentido de giro y la presión suministrada por la bomba.

Los rangos de trabajo que tiene el montaje cumplen con los requerimientos mínimos para que no presenten insuficiencias en el momento de llevar a cabo los ensayos; los materiales que pasaran a pruebas de deformación elástica tienen diferentes rangos de tracción, elongación y ruptura.

El diseño de este equipo tiene:

- Acople motobomba.
- Sistema de almacenamiento y mantenimiento de fluido (aceite).
- Sistema de distribución, control y direccionamiento de fluido.
- Sistema de accionamiento de fuerza (cilindro).

La función del acople de la motobomba es permitir que el movimiento rotatorio del motor se convierta en fuerza hidráulica a través de la bomba. Por otro lado, la bomba impulsa el fluido hidráulico desde el tanque de almacenamiento hasta los actuadores. A continuación se muestra el acople de la bomba (ver figura 14).

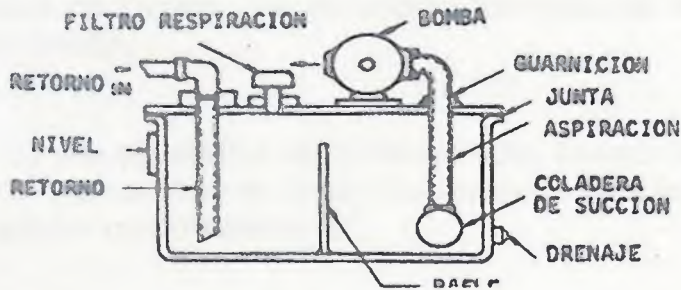
Figura 14 . Acople moto bomba.



Fuente: www.solostocks.com/bombashidraulicas/accesorios.

En el diseño, la bomba se encarga de impulsar el fluido (aceite) al cilindro o actuador que hará el movimiento de manera ascendente o descendente. El vástago del actuador tiene acoplada en su parte superior la mordaza que hace la función de agarre a la probeta. Éste actuador, a su vez está instalado y sujetado al mueble o estructura del banco con pernos o tornillos de sujeción.

Figura 15. Almacenamiento de aceite.



Fuente: <http://circuitos-hidraulicos-y-neumaticos.blogspot.com>

El tanque de almacenamiento es un componente que hace parte del sistema hidráulico el cual tiene una gran importancia; en él, el aceite no solo es almacenado, si no también es filtrado, limpiado, drenado, liberado de presión y de altas temperaturas que se generan por la presión ejercida sobre las mangueras y dispositivos de control.

Tabla 3. Selección sistema de fuerza

Alternativa	SISTEMA DE FUERZA	
	Mecánico	Hidráulico
Costo	5	1
Fabricación	2	5
Montaje	2	4
Precisión	3	4
Operatividad	4	2
Respuesta	5	3
Total	21	19

El sistema de fuerza que se implementara en el diseño de la máquina de ensayos es mecánico, ya que obtuvo el mayor puntaje al realizar la comparación de los criterios antes mencionados (ver tabla 3).

6.3.2 Selección del sistema de adquisición y visualización de datos. Los datos necesarios para desarrollar el ensayo serán proporcionados por dos sensores; el sensor de fuerza proporciona los valores sobre la cantidad de fuerza ejercida durante el ensayo y el sensor de distancia mide el alargamiento de la probeta durante la realización del mismo. Con los valores obtenidos se realiza la curva de fuerza versus deformación.

6.3.2.1 Arduino. Es una plataforma de hardware libre, basada en una placa con un micro controlador y un entorno de desarrollo, diseñada para facilitar el uso de la electrónica en proyectos multidisciplinarios⁸.

El Arduino cuenta con 12 entradas análogas en las cuales se ubica las señales enviadas por los sensores, todas las señales son interpretadas y traducidas a señales digitales por medio del programa del micro-controlador, la interpretación y visualización de datos se realiza a través de un PC el cual se conecta al Arduino por cable USB, la plataforma para la programación de un Arduino es libre por lo cual hace más fácil su implementación.

6.3.2.2 Raspberry Pi. Es un ordenador de placa reducida o (placa única) (SBC) de bajo costo, desarrollado en Reino Unido por la Fundación Raspberry Pi, con el objetivo de estimular la enseñanza de ciencias de la computación en las escuelas.⁹

El raspberry pi es una CPU a la cual se le pueden cargar las diferentes tareas de un PLC pero con la ventaja que es mucho más pequeño, para incorporar órdenes y graficar se deben crear las diferentes librerías lo cual hace un poco más difícil su implementación.

⁸ Wikipedia, enciclopedia libre, Arduino, Florida: Wikimedia Foundation, 2006, [consultado el 20 de agosto 2014] Disponible en internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Arduino>,

⁹ Wikipedia, enciclopedia libre, Raspberry pi, Florida: Wikimedia Foundation, 2006, [consultado el 20 de agosto 2014] Disponible en internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Arduino,Wikipedia>,

Tabla 4. Selección del sistema de adquisición de datos.

SISTEMA DE ADQUICION Y VISUALIZACION DE DATOS		
Alternativa	Arduino	Raspberry pi
Costo	5	4
Fabricación	4	3
Montaje	4	2
Precisión	4	4
Operatividad	5	5
Respuesta	5	5
Total	27	23

El sistema de adquisición y visualización de datos que se implementara para el diseño de máquina de ensayos de tracción es el sistema de adquisición de datos Arduino el cual obtuvo mayor puntaje comparado con los criterios antes mencionados (ver tabla 4).

6.4 REQUERIMIENTOS DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCION PARA POLIMEROS.

- Equipo de pruebas de tracción para materiales polímeros de ingeniería con un esfuerzo de ruptura entre los 8Mpa y los 186Mpa (ver tabla 1).
- Memorias de cálculo del diseño del equipo de pruebas.
- Generación de planos mecánicos, eléctricos y de control.
- Sistema de visualización de datos obtenidos realizados los ensayos.

6.5 DISEÑO DETALLADO DEL BANCO DE ENSAYOS DE TRACCIÓN PARA MATERIALES POLÍMEROS.

El diseño del equipo de ensayos para polímeros tendrá las características que se numeraran a continuación.

- El equipo cumplirá las normas NTC 595 para la realización de ensayos de tracción a polímeros.
- El equipo realizara los ensayos de tracción a polímeros en forma vertical, con un sistema de sujeción fijo y el otro sistema de fijación móvil.
- El equipo tendrá un sistema de visualización de datos y control con plataforma Arduino.
- La velocidad para los ensayos será constante acorde con la norma NTC595.

6.5.1 Diseño del sistema mecánico. Las especificaciones técnicas del sistema de fuerza se enumeran a continuación.

- El equipo contara con dos tornillos de poder para transmisión de fuerza.
- El sistema de fuerza lo realizará un moto-reductor eléctrico.
- La transmisión de fuerza será atreves de engranajes rectos.
- La estructura del equipo será construida en acero estructural.

6.5.2 Memorias de cálculo sistema mecánico. El diseño de la máquina de ensayos de tracción inicia con el cálculo del conjunto de las mordazas por ser el sistema que ejerce la mayor fuerza y después hacia el conjunto de potencia en el cual la fuerza no se aplica directamente.

Por consiguiente se diseñaran los conjuntos en el siguiente orden.

Sistema de agarre de las probetas.

- Mordazas.
- Tornillo de poder para apretar las mordazas.
- Soporte de las mordazas.

- Tornillos de fijación tapa del alojamiento de la mordaza.
- Tapa del alojamiento de las mordazas.
- Alojamiento de la mordaza.

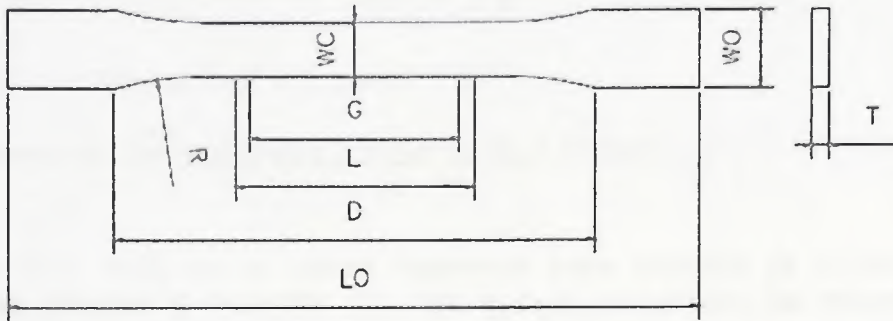
Conjunto de sistema de fuerza de la máquina de ensayos.

- Tornillo de poder para ejercer la fuerza sobre la probeta.
- Motor eléctrico.
- Calculo de engranajes.
- Puente superior e inferior.
- Estructura para el motor y base de la máquina.
- Columnas de la estructura
- Rodamientos.

6.5.2.1 Cálculos iniciales para el desarrollo de las mordazas. Para iniciar el diseño de la máquina de ensayos se realizan los siguientes cálculos:

- Cálculo de esfuerzo de ruptura de la probeta.
- Cálculo del factor de seguridad para las partes de la máquina de ensayos.
- Cálculo de la probeta bajo carga axial. Para determinar el esfuerzo necesario para romper las probetas se necesita saber cuál es el área de la probeta en su sección más estrecha, con el área de la probeta se emplea la ecuación de esfuerzo bajo carga axial para determinar que fuerza es la necesaria para romper la probeta.

Figura 16. Modelo probeta.



Fuente: NTC 595.

Tabla 5. Dimensiones del espécimen para el espesor T, mm (pulgadas)

Dimensiones (véanse dibujos)	7 (0,28) o menos		Más de 7 hasta 14 (0,28 a 0,55) Inclusiva	4 (0,16) o menos		Tolerancias
	Tipo I	Tipo II	Tipo III	Tipo IV ^a	Tipo V ^b	
W - ancho de la sección estrecha ^c	13 (0,50)	6 (0,25)	19 (0,75)	6 (0,25)	3,18 (0,125)	± 0,5 (± 0,02) ^{d,c}
L - Longitud de la sección estrecha	57 (2,25)	57 (2,25)	57 (2,25)	33 (1,30)	9,53 (0,375)	± 0,5 (± 0,02) ^c
WO - ancho total, mín.	19 (0,75)	19 (0,75)	29 (1,13)	19 (0,75)	-	± 6,4 (± 0,25)
WO - ancho total, mín.	-	-	-	-	9,53 (0,375)	± 3,18 (± 0,125)
LO - longitud total, mín.	165 (6,5)	183 (7,2)	248 (9,7)	115 (4,5)	63,5 (2,5)	No mayor (no mayor)
G - longitud de referencia	50 (2,00)	50 (2,00)	50 (2,00)	-	7,62 (0,300)	± 0,25 (± 0,010) ^c
G - longitud de referencia ^f	-	-	-	25 (1,00)	-	± 0,13 (± 0,005)
D - distancia entre las mordazas	115 (4,5)	135 (5,3)	115 (4,5)	65 (2,5) ^j	25,4 (1,0)	± 5 (± 0,2)
R - radio de la parte del chanfán ^g (fillet)	76 (3,00)	76 (3,00)	76 (3,00)	14 (0,56)	12,7 (0,5)	± 1 (± 0,04) ^c
RO - radio exterior (Tipo IV)	-	-	-	25 (1,00)	-	± 1 (± 0,04)

Fuente: NTC 595.

Se realizó el cálculo del área que se necesita fraccionar, por consiguiente se multiplica la probeta más ancha en su sección más estrecha y el mayor espesor de las probetas evaluadas para obtener la máxima área que se debe fraccionar en el desarrollo de los ensayos, por lo tanto:

W = 19 mm sección estrecha de probeta mas ancha. (Ver tabla 5).

T = 14 mm el máximo espesor de las probetas. (Ver tabla 5).

De la ecuación (1) se puede conocer cuál es la máxima área a la cual se realizara el ensayo.

$$W \times T = A$$

$$A = 19 \times 10^{-3} \text{ m} \times 14 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El área máxima de las probetas a romper es de 0,000266 m²

Para determinar cuál es la fuerza necesaria para producir la ruptura en las probetas se utilizara la ecuación (2), con la cual se obtiene los valores de los esfuerzos de ruptura de los polímeros a analizar.

Esfuerzo de ruptura del polímero más fuerte (Poliamida-amida) es de 186MPa (ver tabla 1).

Esfuerzo de ruptura del polímero más débil (Polietileno baja densidad) es de 8MPa (ver tabla 1).

$$A \times \sigma = F$$

Fuerza necesaria para romper la probeta del polímero más fuerte:

$$(F \text{ polimero mas fuerte}) = 186 \text{ MPa} \times 2,66 \times 10^{-4} = 49476 \text{ N} \approx 50 \text{ kN}$$

Fuerza necesaria para romper la probeta del polímero más débil:

$$(F \text{ polimero mas debil}) = 8 \text{ MPa} \times 2,66 \times 10^{-4} = 21280 \text{ N} \approx 22 \text{ kN}$$

Las piezas y componentes de la maquina se diseñan bajo la mayor fuerza ejercida que es de 50kN.

- Cálculo de factor de seguridad para los elementos de la máquina. Para el cálculo de factor de seguridad se emplea la ecuación (3).

$$n = n1 \times n2 \times n3$$

Siguiendo con lo anterior se establece que:

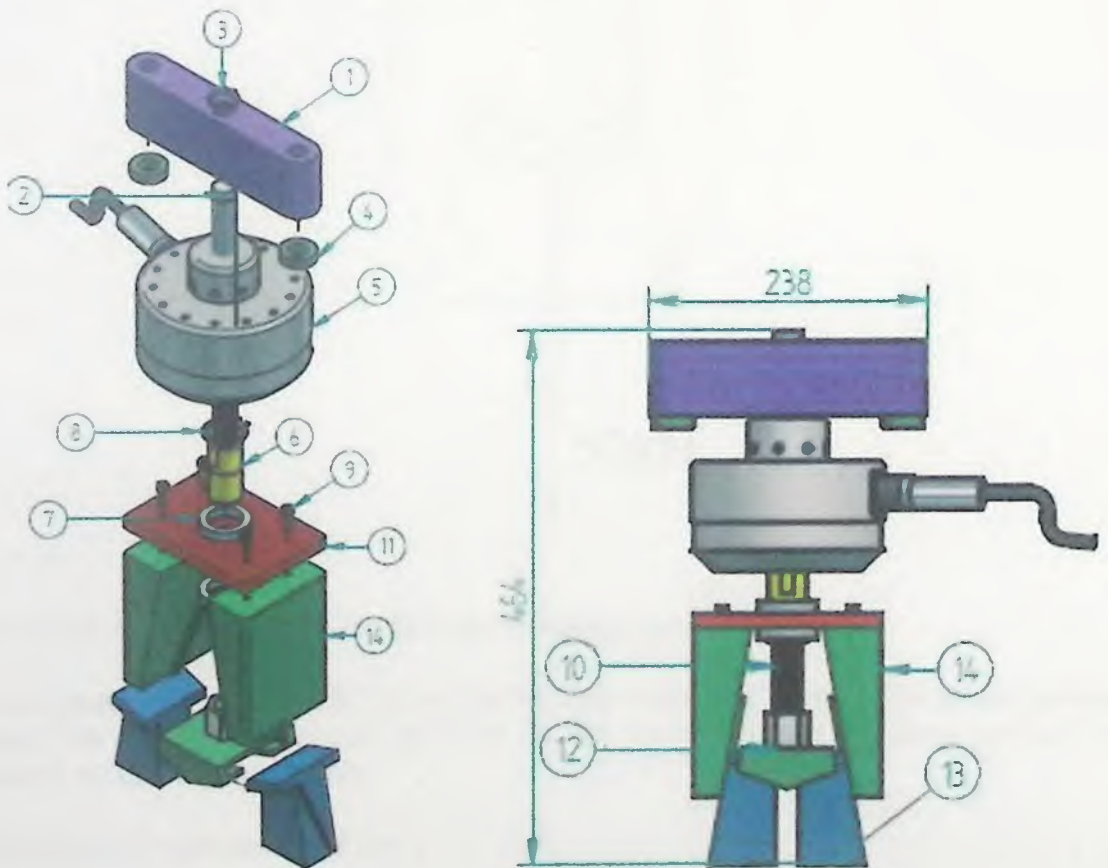
$$n1=1,2 \quad n2=1,3 \quad n3=1,3$$

$$n = 1,2 \times 1,3 \times 1,3 \Rightarrow n = 2,028$$

El factor de seguridad que se utiliza para el diseño de las piezas es de 2,028.

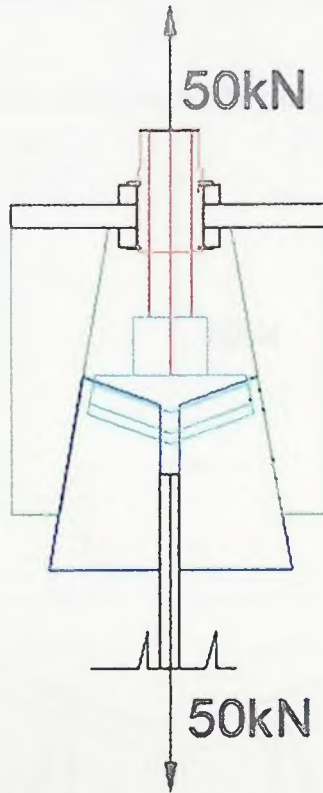
6.5.2.2 Sistema de agarre de las probetas.

Figura 17. Conjunto sistema de agarre.



- Calculo de las mordazas. Para hallar las fuerzas que influyen sobre la mordaza se realiza el diagrama de cuerpo libre ubicando las diferentes fuerzas que actúan sobre las caras de la mordaza, por consiguiente se efectúa la sumatoria de fuerzas en los ejes principales de la mordaza para despejar los valores reales que actúan sobre la misma, y con ello el diseño geométrico y la selección del material.

Figura 18. Diagrama de cuerpo libre del sistema de agarre.



Dónde:

Los 50kN es la fuerza requerida para romper la probeta.

Determinando que los 50kN es la fuerza requerida por la maquina empezaremos hacer los diagramas de cuerpo libre de las piezas que lo requiera seguido del cálculo de las demás piezas.

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\Sigma F_y = 0$$

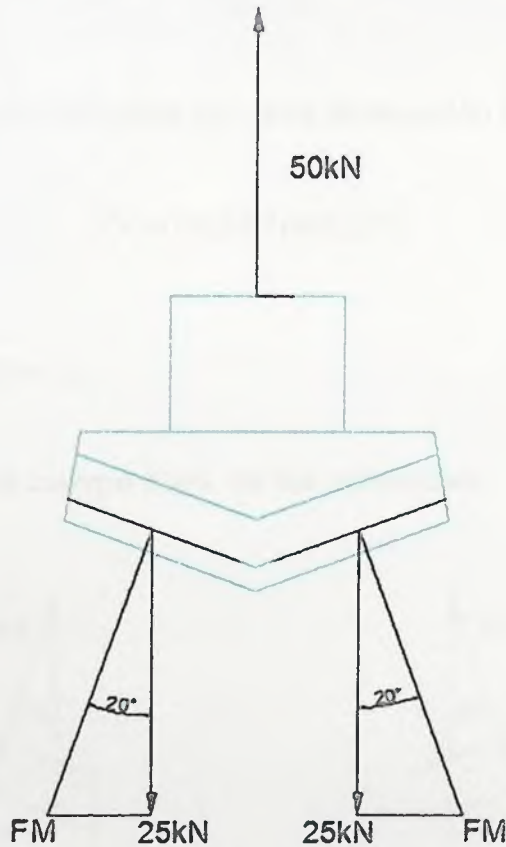
$$\Sigma F_y = -50kN + 50kN = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\Sigma F_x = 0$$

Para determinar las fuerzas ejercidas sobre las mordazas se debe realizar el cálculo de que fuerzas influyen en el soporte de las mordazas con el fin de determinar que fuerza transfiere el soporte a la mordaza.

Figura 19. Diagrama de cuerpo libre soporte de la mordaza.



Se procede a realizar la sumatoria de fuerza en los ejes X y Y de la pieza con la intención de saber que fuerza transfiere el soporte de la mordaza a la mordaza.

Sumatoria de fuerzas en el eje Y para el soporte de la mordaza

$$\Sigma F_y = 0$$

Para determinar la fuerza resultante se utiliza la ecuación (6), fuerzas en un plano inclinado.

$$\Sigma F_y = 50\text{kN} - 2(25\text{kN}) = 0$$

$$FM = \frac{25kN}{\cos 20^\circ}$$

$$FM = 26,6kN$$

Sumatoria de fuerza en eje X para el soporte de la mordaza

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_x = -P_x + P_x = 0$$

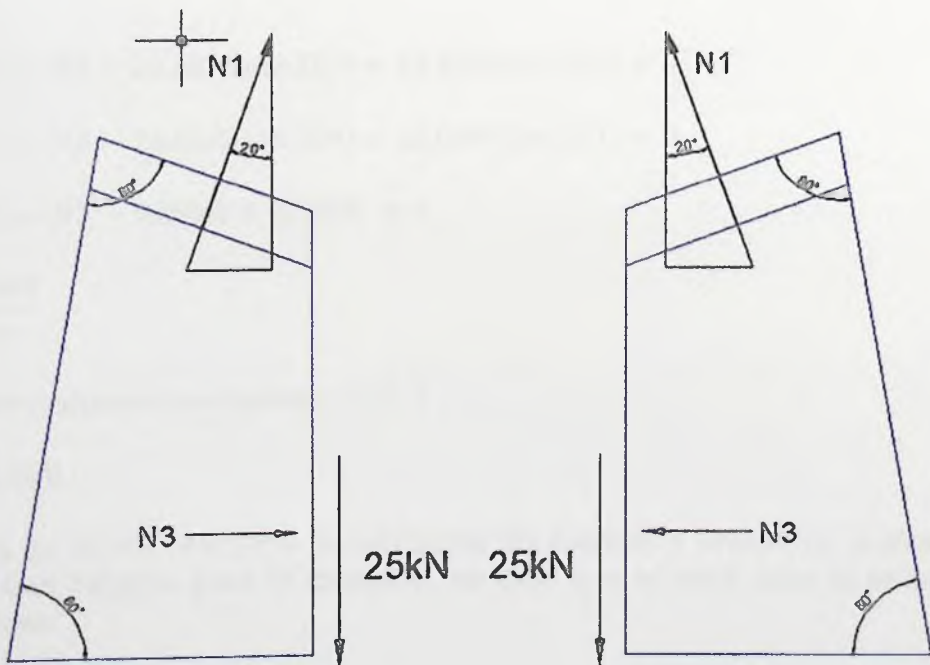
Para determinar la fuerza resultante se utiliza la ecuación (6), fuerzas en un plano inclinado.

$$P_x = 26,6kN(\text{sen } 20^\circ)$$

$$P_x = 9,09kN$$

$$\Sigma F_x = -9,09kN + 9,09kN = 0$$

Figura 20. Diagrama de cuerpo libre de las mordazas.



Dónde:

N1: la normal de contacto entre el soporte de la mordaza y la mordaza.

N3: la fuerza necesaria para sostener la probeta mediante la normal de contacto.

N1: 26,6kN obtenido de la sumatoria de fuerzas del soporte de la mordaza.

Se hace la sumatoria de fuerzas en el eje X y el eje Y para determinar cuáles son las fuerzas a las que se encuentran sometidas las mordazas.

Sumatoria de fuerzas en el eje Y para la mordaza

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = -50\text{kN} + 2(N1(\cos 20^\circ)) = 0$$

$$\Sigma F_y = -50\text{kN} + 2(26,6\text{kN}(\cos 20^\circ)) = 0$$

$$\Sigma F_y = -50\text{kN} + 50\text{kN} = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_x = N3 - N3 - 26,6\text{kN}(\sin 20^\circ) + 26,6\text{kN}(\sin 20^\circ) = 0$$

$$\Sigma F_x = N3 - N3 - 26,6\text{kN}(\sin 20^\circ) + 26,6\text{kN}(\sin 20^\circ) = 0$$

$$\Sigma F_x = N3 - N3 - 9,09\text{kN} + 9,09\text{kN} = 0$$

$$N3 = \frac{25\text{kN}}{\mu}$$

μ = entre el aluminio y el plastico = 0,4

$$N3 = 62,5\text{kN}$$

Después de haber realizado la sumatoria de fuerzas y encontrar cuales son las fuerzas que influyen para la mordaza, se dice que el valor para el estudio de la mordaza es:

Eje X: 62,5kN.

Eje Y: 26,6kN.

Cálculo de la mordaza con cargas excéntricas. Se calcula las mordazas utilizando el método de cargas excéntricas por que la fuerza ejercida en la mordaza no se encuentra ubicada con el centro de masa de la misma.

Figura 21. Corte de simetría de la mordaza.

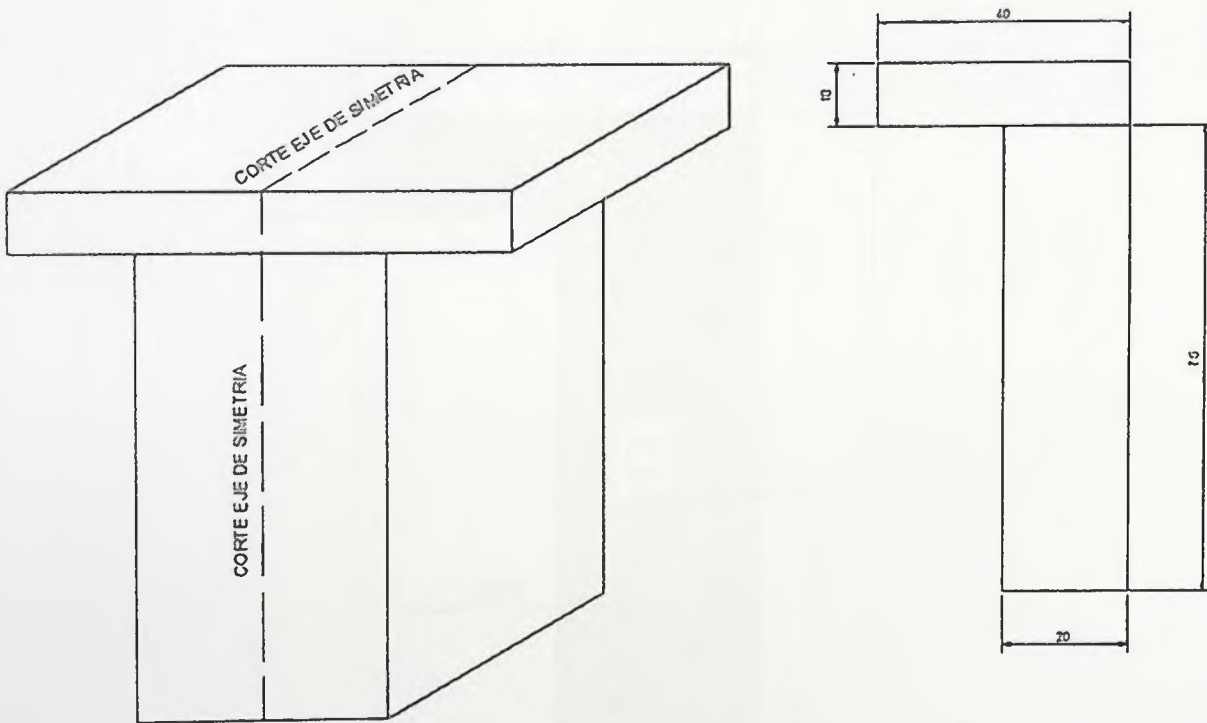


Tabla 6. Primeros momentos de área y localización del centroide.

	Área	x	y	Sx	Sy
Rectan 1.	$40\text{mm} \times 10\text{mm} = 400\text{mm}^2$	20mm	80mm	8000mm^3	32000mm^3
Rectan 2.	$20\text{mm} \times 75\text{mm} = 1500\text{mm}^2$	30mm	37,5mm	45000mm^3	56250mm^3
	$\Sigma A = 1900\text{mm}^2$			53000mm^3	88250mm^3

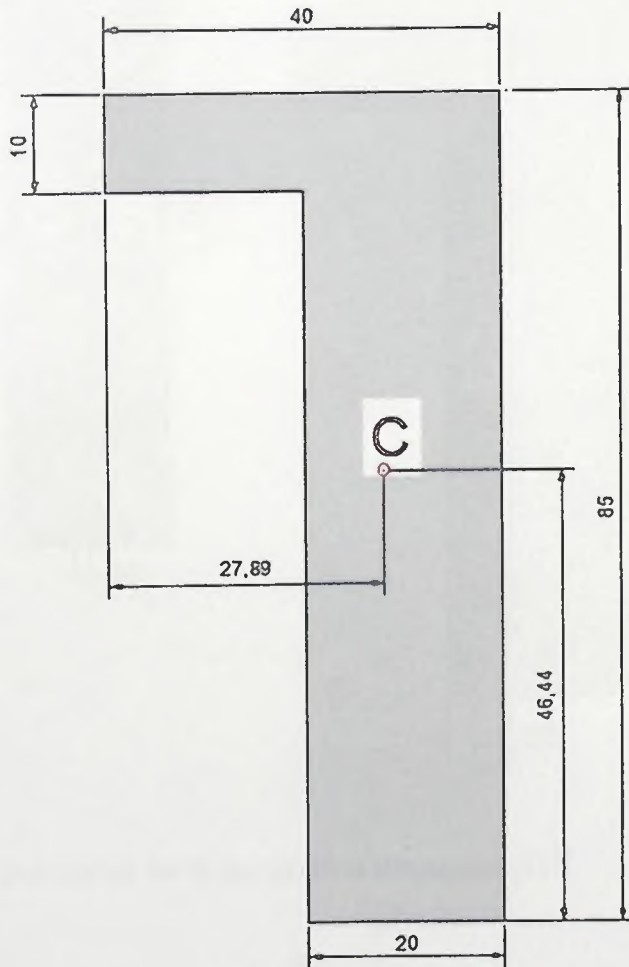
Localización del centroide para la mordaza.

$$x = 53000\text{mm}^3 / 1900\text{mm}^2 = 27,89\text{mm}$$

$$y = 88250\text{mm}^3 / 1900\text{mm}^2 = 46,44\text{mm}$$

$$\text{Área total de la pieza: } 190\text{mm}^2 = 1,9 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

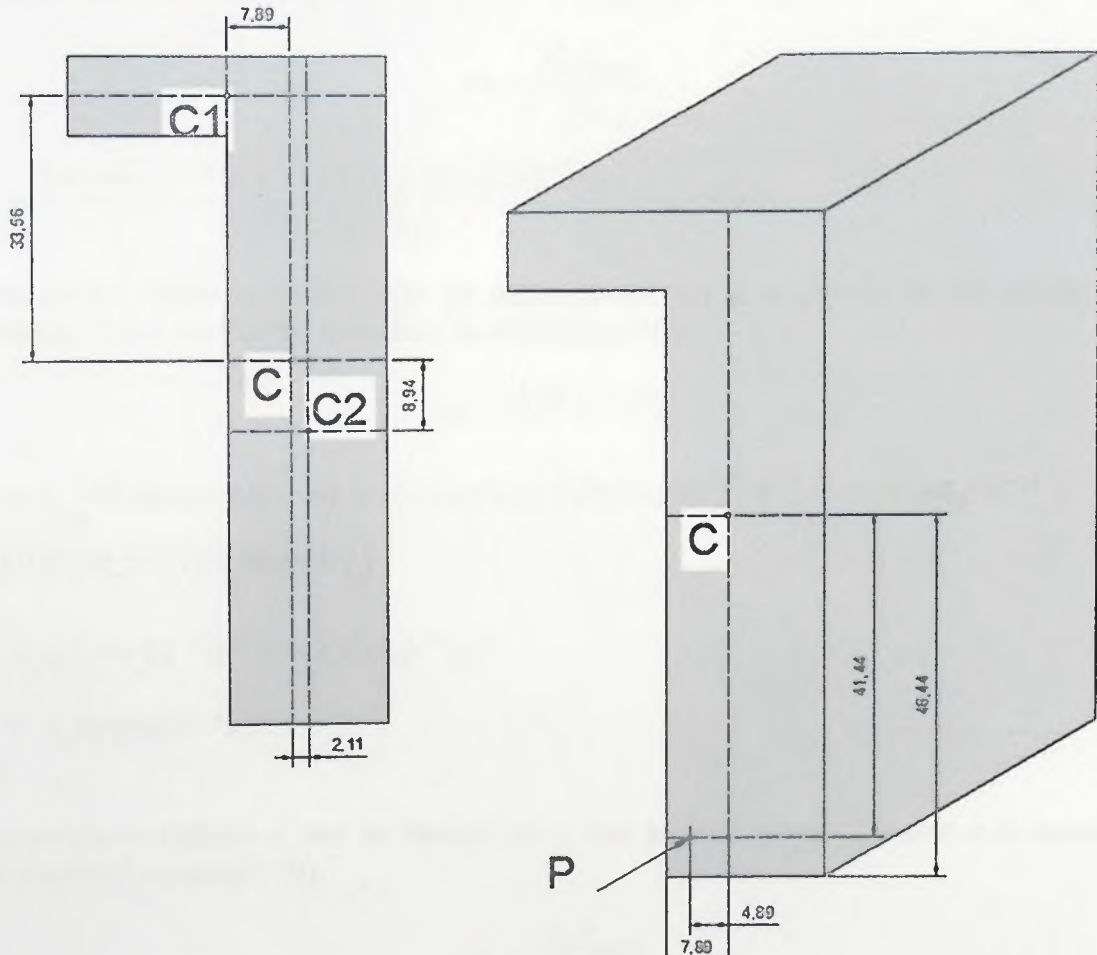
Figura 22. Ubicación del centroide plano Z.



Cálculo de esfuerzos. La fuerza total que se ejerce sobre la mordaza en el eje X es de 62,5kN pero como se hizo un corte de simetría la pieza se divide en 2 que serán los puntos donde se ejerza la fuerza.

$$\frac{62,5kN}{2 \text{ piezas simetricas}} = 31,25kN$$

Figura 23. Localización esfuerzo.



Calculo de esfuerzos carga axial excéntrica ecuación (7)¹⁰.

$$\sigma_1 = \frac{F}{A}$$

¹⁰ Beer, Ferdinand, Mecánica de materiales, Caso general de carga excéntrica, Mac Graw Hill, Quinta edición

$$16,44MPa = \frac{31,25kN}{1,9 \times 10^{-3} m^2}$$

Los esfuerzo debido al par de flexión eje x que se distribuyen lineales a la sección del material ecuación (8).

$$\sigma_2 = \frac{M_x Y_{max}}{I_{x'}}$$

$$\sigma_2 = \frac{(41,44 \times 10^{-3} m \times 31,25 kN) 46,44 \times 10^{-3} m}{1,2808 \times 10^{-6} m^4} = 46,95 MPa$$

Para poder hallar la inercia que se debe utilizar en la ecuación de los esfuerzos debidos al par de flexión se utiliza la ecuación (10).

$$I_{x'} = \Sigma(\bar{I} + Ad^2)$$

$$I_{x'} = \left(\frac{1}{12} (0,04m)(0,01^3m) + ((0,04)(0,01))(0,03356^2) \right) + \left(\frac{1}{12} (0,02)(0,075^3) + ((0,020)(0,075))(0,00894^2) \right)$$

$$I_{x'} = 4,578 \times 10^{-7} m^4 + 8,230 \times 10^{-7} m^4$$

$$I_{x'} = 1,2808 \times 10^{-6} m^4$$

Los esfuerzo debido al par de flexión eje y que se distribuyen lineales a la sección del material ecuación (9).

$$\sigma_3 = \frac{M_y X_{max}}{I_{y'}}$$

$$\sigma_3 = \frac{(4,89 \times 10^{-3} m \times 31,25 kN) 7,89 \times 10^{-3} m}{1,349 \times 10^{-7} m^4} = 8,93 MPa.$$

Para poder hallar la inercia que se debe utilizar en la ecuación de los esfuerzos debidos al par de flexión se utiliza la ecuación (10).

$$I_{x'} = \Sigma(\bar{I} + Ad^2)$$

$$I_{y'} = \left(\frac{1}{12} (0,01)(0,04^3) + ((0,04)(0,01)(0,00789^2) \right) + \left(\frac{1}{12} (0,075)(0,02^3) + ((0,02)(0,075)(0,00211^2) \right)$$

$$I_{x'} = 7,823 \times 10^{-8} m^4 + 5,66 \times 10^{-7} m^4$$

$$I_{x'} = 1,349 \times 10^{-7} m^4$$

Sumatoria de los esfuerzos que influyen en la mordaza en el plano Z.

$$\sum \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$$

$$16,44 MPa + 46,95 MPa + 8,93 MPa = 72,32 MPa$$

El esfuerzo total hallado es 72,32 MPa, de la ecuación (11) de factor de seguridad se evidencia si la mordaza cumple con las especificaciones de seguridad en el plano Z y por lo tanto se entiende que la geometría de la mordaza es la ideal para el trabajo a realizar.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y \text{ Aluminio 3003 H16} = 165 MPa$$

$$n = \frac{165 MPa}{72,32 MPa} \Rightarrow n = 2,28$$

De la anterior ecuación se dice que la pieza soporta 2,28 veces el esfuerzo a la que es sometida en el plano Z.

Cálculo de esfuerzos de carga excéntrica en el plano Y. La fuerza total ejercida sobre la mordaza es de 26,6 kN, como se realizó un corte de simetría se divide en dos la fuerza que influye en el plano Y.

$$\frac{26,6 kN}{2 \text{ piezas simetricas}} = 13,3 kN$$

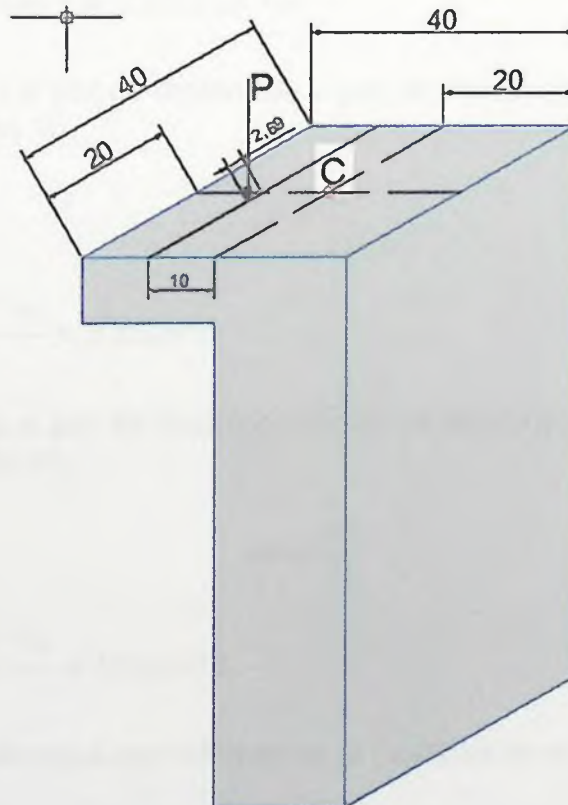
Esfuerzos carga excéntrica. La carga excéntrica dada se reemplaza por un sistema equivalente que consta de una carga céntrica P y dos pares M_x y M_z representados por vectores dirigidos a lo largo de los ejes centroidales principales de la sección.

$$M_x = 2,69 \times 10^{-3} \text{ m} \times 13,3 \text{ kN} = 35,77 \text{ N.m}$$

$$M_z = (0,020 \text{ m} - 0,010 \text{ m}) \times 11,035 \text{ kN} = 110,35 \text{ N.m}$$

Para poder hallar los esfuerzos que influyen en la mordaza en el plano X, Z , se encuentra el área del plano y los momentos de inercia para luego aplicar la fórmula de carga excéntrica.

Figura 24. Ubicación de la fuerza y el centroide de mordaza plano x, z



Calculo de esfuerzos carga axial excéntrica ecuación (7).

$$A = 0,04 \text{ m} \times 0,04 \text{ m} = 1,6 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$\sigma_1 = \frac{F}{A}$$

$$6,89 \text{ MPa} = \frac{11,035 \text{ kN}}{1,6 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

Momento de área para una pieza rectangular¹¹.

$$I_x = \frac{1}{12}(a)(b)^3$$

$$I_x = \frac{1}{12}(0,04\text{m})(0,04\text{m})^3 = 2,133 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_z = \frac{1}{12}(0,04\text{m})(0,04\text{m})^3 = 2,133 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Los esfuerzos debido al par de flexión eje x que se distribuyen lineales a la sección del material ecuación (8).

$$\sigma_2 = \frac{Mx}{I_x}$$

$$\frac{(35,77 \text{ N.m}) 20 \times 10^{-3} \text{ m}}{2,133 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 3,35 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos debido al par de flexión eje z que se distribuyen lineales a la sección del material ecuación (9).

$$\sigma_3 = \frac{Mz}{I_z}$$

$$\frac{(110,35 \text{ Nm}) 20 \times 10^{-3} \text{ m}}{2,133 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 10,34 \text{ MPa}$$

Sumatoria de los esfuerzos que influyen en la mordaza en el plano Y.

$$\Sigma \sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$$

¹¹ BEER, Ferdinand, Mecánica vectorial para ingenieros, Momentos de área para una pieza rectángula, 6 ed. McGraw-Hill, 1997.

$$6,89MPa + 3,35MPa + 10,34MPa = 20,58MPa$$

El esfuerzo total hallado es 20,58MPa, de la ecuación (11) de factor de seguridad se evidencia si la mordaza cumple con las especificaciones de seguridad en el plano Y y por lo tanto se entiende que la geometría de la mordaza es la ideal para el trabajo a realizar.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y \text{ aluminio 3003 H16} = 165MPa$$

$$n = \frac{165MPa}{20,58MPa} \Rightarrow n = 8,01$$

De la anterior ecuación se dice que la pieza soporta 8,01 veces el esfuerzo a la que es sometida en el plano Y.

- Cálculo de tornillo de potencia para el sistema de sujeción de la mordaza. El cálculo del tornillo de potencia se realizó mediante el diseño de tornillo de potencia del capítulo 8 expuesto en el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley novena edición.

Para determinar el área del tornillo con la cual podemos trabajar se utiliza la ecuación (11) teniendo previamente calculado el factor de seguridad de la pieza.

$$\sigma \text{ permisible} = \frac{S_y}{n}$$

$$S_y \text{ acero 4140 } T_yR \text{ a } 425^\circ = 1140MPa$$

$$\sigma \text{ permisible} = \frac{1140 MPa}{2,028} = 562MPa$$

$$\sigma \text{ permisible} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$\sigma = \frac{4(50kN)}{\pi d^2}$$

$$562Mpa = \frac{200kN}{\pi d^2}$$

$$d^2 = \frac{200kN}{562MPa \times \pi}$$

$$d^2 = 1,21 \times 10^{-4} m^2$$

$$\sqrt{d_r^2} = \sqrt{1,271 \times 10^{-4}}$$

$$d = 0,011m$$

$d_r = 11mm \Rightarrow$ *Diámetro del tornillo.*

Para un diseño más conservativo, se selecciona un diámetro mayor por lo tanto se elige un diámetro de 7/8" paso 4,23mm (pasos preferidos para roscas Acme.¹²⁾)

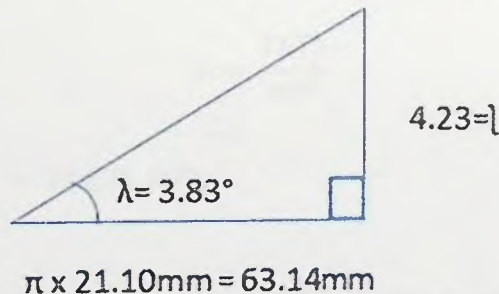
$$\text{Diámetro de raíz } \frac{17''}{24} = 0,708'' = 17,99 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro medio} = \frac{19''}{24} = 0,791'' = 20,10 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro exterior} = \frac{7''}{8} = 22,22 \text{ mm}$$

Para determinar el ángulo de avance y las fuerzas necesarias para subir y bajar la carga se hace el diagrama de fuerza para el tornillo de potencia.

Figura 25. Diagrama de fuerza para subir o bajar la carga.



$\lambda =$ ángulo de avance del tornillo rosca Acme.

¹²Budynas; Nisbett, Richard G;Keith, Diseño en ingeniería mecánica;Tabla 8-3 pasos preferidos para roscas Acme, Mc Graw Hill, novena edición.

$$\tan\lambda = \frac{4,23}{63,14}$$

$$\lambda = \tan^{-1} 0,066 \Rightarrow \lambda = 8,83.$$

Mediante la fórmula (13), se determina el par de torsión que se requiere para hacer girar el tornillo contra la carga.

$$TR = \left(\frac{Fd_m l + \pi f d_m}{2 \pi d_m - fl} \right) + \frac{F f_c d_c}{2}$$

$$TR = \frac{50kN (20,10)}{2} \left(\frac{4,23 + \pi(0,25)(20,10)}{\pi(20,10) - (0,25)(4,23)} \right) + \frac{50kN(0,08)(30,10)}{2}$$

$$TR = 161,99N.m + 60,2 N.m \Rightarrow TR = 222,19N.m$$

La eficiencia global al elevar la carga está definida por la ecuación (14).

$$e = \frac{Fl}{2\pi TR}$$

$$e = \frac{(50kN)(4,23 \times 10^{-3}m)}{2\pi(222,19N.m)} = 0,15$$

El esfuerzo cortante en el cuerpo τ , debido al momento de torsión TR en el exterior del cuerpo del tornillo está definido por la ecuación (15).

$$\tau = \frac{16TR}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16(222,19N.M)}{\pi(17,99 \times 10^{-3}m)^3} = 194,35 MPa$$

El esfuerzo axial normal nominal está definido por la ecuación (16).

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$\sigma = \frac{4(50kN)}{\pi(17,99 \times 10^{-3}m)^2} = 196,7MPa$$

El esfuerzo de apoyo con una rosca que soporta 0,38F está definido por la ecuación (17).

$$\sigma_B = \frac{2(0,38F)}{\pi d_m (1)p}$$

$$\sigma_B = \frac{2(0,38)(50kN)}{\pi(17,99 \times 10^{-3}m)(1)(4,23 \times 10^{-3}m)} = 159,74MPa$$

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca, con una rosca que soporta 0,38F está definido por la ecuación (18).

$$\sigma_b = \frac{6(0,38F)}{\pi d_r (1)p}$$

$$\sigma_b = \frac{6(0,38)(50kN)}{\pi(17,99 \times 10^{-3}m)(1)(4,23 \times 10^{-3}m)} = 476,85MPa$$

Para comprobar la resistencia del tornillo esto se realiza el teorema de Von Mises ecuación (19).

$$n = \frac{0,5 S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0,5 \times 1140MPa}{194,35MPa} = 2,93$$

De la anterior ecuación se dice que el tornillo soporta 2,93 veces el esfuerzo al que es sometido.

- Soportes de la mordaza. El soporte que fija las mordazas está compuesto por una tuerca que se sujeta al tornillo de poder y dos guías las cuales sostienen la mordaza, por ende se hace el estudio de la tuerca ya que cuenta con una área menor y es la que soporta el mayor esfuerzo. Las guías, como tienen mayor cantidad de área se asume que soportan el mismo esfuerzo. Ahora, para saber el área de la tuerca se multiplica por 2 el área del tornillo, por último aplicamos la ecuación EC. 16 para revisar si el material es el más indicado.

Para conocer el área de trabajo del tornillo se aplica la ecuación (20), teniendo en cuenta el diámetro medio del tornillo que es 21,10mm.

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

$$A = \pi \frac{(21,10 \times 10^{-3} m)^2}{4} = 3,49 \times 10^{-4} m^2$$

Para determinar el área de la tuerca se multiplica por 2 el área del tronillo.

$$A_t = (3,49 \times 10^{-4} m^2)(2) = 6,98 \times 10^{-4} m^2$$

Se aplica la misma ecuación (20) pero en este caso será para saber el diámetro de la tuerca.

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

$$D^2 = \frac{4(6,98 \times 10^{-4} m^2)}{\pi}$$

$$D^2 = 8,88 \times 10^{-4}$$

$$\sqrt{D^2} = \sqrt{8,88 \times 10^{-4}}$$

$$D = 29,79 \times 10^{-4} m$$

Fuerza ejercida sobre la tuerca es de 50kN entonces el esfuerzo que se ejerce sobre la tuerca está dado por la ecuación (1).

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

$$\frac{50kN}{3,49 \times 10^{-4} m^2} = 143,26 MPa$$

Para determinar si el área de la tuerca es la necesaria se aplica la ecuación (11), pero en este caso se hace para saber cuál es el factor de seguridad con el que cuenta la misma.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{1140 MPa}{143,26 MPa} = 7,97$$

Por lo tanto se dice que la geometría de la tuerca material seleccionado cumple con los parámetros de diseño.

Para poder calcular los elementos que hacen parte del alojamiento de la mordaza es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre del mismo y así descomponer las fuerzas que actúan sobre los diferentes componentes, la fuerza primaria del alojamiento de la mordaza se obtiene del cálculo del a fuerza de empuje de la tuerca sobre el sistema.

Diámetro nominal de la tuerca = 7/8".

Torque de la tuerca = 285,52 Lb/Ft¹³.

Torque de la tuerca en sistema internacional = 386,4N.m

Para determinar el empuje generado por la tuerca de 7/8" es necesario aplicar la ecuación (21).

$$F_a^{14} = \frac{(2)(\pi)(\eta)(T)}{P}$$

¹³ Dox steel. Torque sugerido para espárragos. [consultado el 12 de diciembre 2015] Disponible en internet: <http://www.doxsteel.com/algoSobreTorque.pdf>

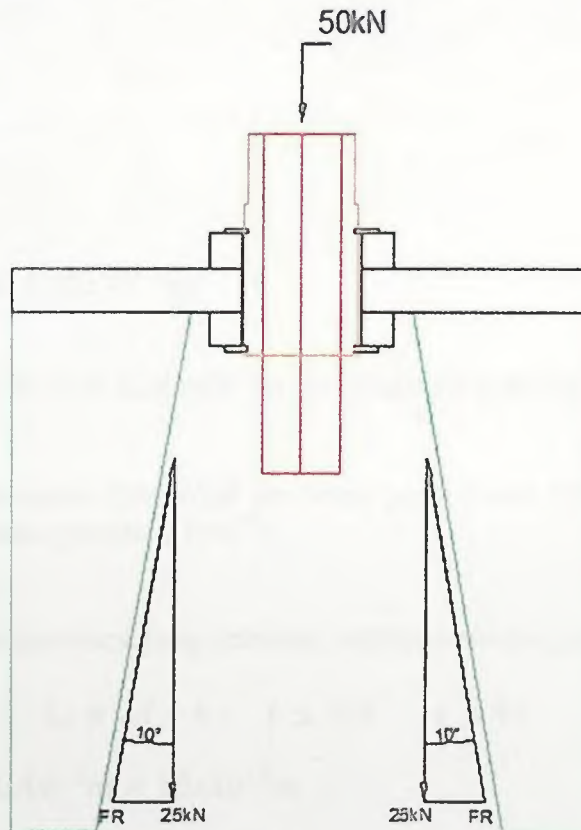
¹⁴ THK. Tuercas intercambiables. Eficiencia, empuje y par torsión, [consultado el 12 de diciembre 2015] Disponible en internet: http://tech.thk.com/es/products/pdf/es_b17_009.pdf.

$$F_{a^{15}} = \frac{(2)(\pi)(0,67)(386N.m)}{4,23 \times 10^{-3}m}$$

$$F_a = 384,1kN.$$

La fuerza necesaria para apretar la probeta es de 50kN por ende solo se utiliza esa cantidad de fuerza para apretar las mordazas.

Figura 26. Diagrama de cuerpo libre alojamiento de las mordazas.



- Tornillos de fijación tapa del alojamiento de la mordaza.

La fuerza que se ejerce sobre los tornillos es de 25kN como son 2 tornillo por cada tapa alojamiento de la mordaza se divide en 2 la fuerza total ejercida.

¹⁵ THK. Tuercas intercambiables. Eficiencia, empuje y par torsión, [consultado el 12 de diciembre 2015] Disponible en internet: http://tech.thk.com/es/products/pdf/es_b17_009.pdf.

Fuerza de los tornillos

$$\text{Fuerza por cada tornillo} = \frac{25kN}{2}$$

Esfuerzo de fluencia tornillo SAE 7 = 826,8MPa

$$\sigma_{per} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$\sigma_{per} = \frac{826,8MPa}{2,028} = 407,6MPa$$

$$\sigma = \frac{4(12,5kN)}{\pi d^2}$$

$$407,6MPa = \frac{50kN}{\pi d^2}$$

$$d^2 = \frac{50kN}{407,6MPa \times \pi} = 3,90 \times 10^{-5} m^2$$

$$\sqrt{d^2} = \sqrt{1,106 \times 10^{-5}} \Rightarrow d = 6,24 \times 10^{-3} m \Rightarrow \text{Diametro del tornillo.}$$

Se selecciona un diámetro comercial de 6mm paso 1mm (diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino¹⁶).

Se calcula la longitud de rosca para tornillos métricos mediante la ecuación (22).

$$L_T = 2d + 6 \quad L \leq 125 \quad d \leq 48$$

$$L_T = 2(6 \times 10^{-3} m) + 6 \times 10^{-3} m = 18 \times 10^{-3} m$$

Longitud de agarre se calcula mediante la ecuación (23).

$$l = h + \frac{d}{2} \quad t_2 \geq d$$

$$l = 17,75 \times 10^{-3} m + \frac{6}{2} = 20,75 \times 10^{-3} m.$$

¹⁶ Budynas; Nisbett, Richard G; Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Tabla 8-1 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino, Mc Graw Hill, novena edición.

Longitud del sujetador se calcula mediante la ecuación (24).

$$L = h + 1,5d$$

$$L = 17,75 \times 10^{-3} m + 1,5(6 \times 10^{-3} m) = 26,75 \times 10^{-3} m \approx 28 \times 10^{-3} m$$

La longitud de la parte sin roscar se realiza mediante la ecuación (25).

$$l_d = L - L_T$$

$$28 mm - 18 mm = 10 mm$$

Longitud de la parte roscada en el agarre se realiza mediante la ecuación (26).

$$l_t = l - l_d$$

$$20,75 \times 10^{-3} m - 10 \times 10^{-3} m = 10,75 \times 10^{-3} m$$

Área de la parte sin roscar se calcula mediante a ecuación (27).

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi 6^2}{4} = 28,27 \times 10^{-3} m^2$$

Área de la parte roscada¹⁷

$$A_t = 20,01 \times 10^{-3} m^2$$

Rigidez del sujetador se calcula mediante la ecuación (28).

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

¹⁷ Budynas; Nisbett, Richard G; Keith, Diseño en ingeniería mecánica Tabla 8-1 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino, Mc Graw Hill, novena edición.

$$k_b = \frac{(0,02827)(0,02010)(207 \times 10^9)}{(0,02827)(0,01075) + (0,02010)(0,010)} = 2,32 \times 10^{11} \frac{N}{m}$$

Rigidez de los elementos de la unión. Como los elementos comprendidos en la unión entre la tapa del alojamiento de las mordazas y el alojamiento de la mordaza son en acero se utiliza la ecuación para hallar la rigidez de la unión con elementos que contienen el mismo módulo de elasticidad se resuelve según la ecuación (29)¹⁸.

$$k_m = \frac{(0,5774)(\pi)(207 \times 10^9)d}{2 \ln\left(5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d}\right)}$$

$$k_m = \frac{(0,5774)(\pi)(207 \times 10^9 \text{ GPa})(6 \times 10^{-3} \text{ m})}{2 \ln\left(5 \frac{0,5774(20,75 \times 10^{-3} \text{ m}) + 0,5(6 \times 10^{-3} \text{ m})}{0,5774(20,75 \times 10^{-3} \text{ m}) + 2,5(6 \times 10^{-3} \text{ m})}\right)} = 1,103 \times 10^9 \text{ N/m}$$

Calculo de uniones a tensión por carga externa.

Carga de prueba se realiza mediante la ecuación (30).

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_p = (20,01 \times 10^{-3} \text{ m}^2)(585,65 \text{ Mpa}) = 11,71 \times 10^6 \text{ N}$$

Precarga para tornillos se desarrolla mediante la ecuación (31).

$$F_t = (0,75)F_p$$

El valor 0.75 se utiliza cuando las conexiones de pernos no son permanentes.

$$F_t = (0,75)(11,71 \times 10^6 \text{ N}) = 8,78 \times 10^6 \text{ N}$$

¹⁸Budynas; Nisbett, Richard G; Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Ecuación 8-22 para determinar la rigidez de la unión de elementos, Mc Graw Hill, novena edición.

Esfuerzo de precarga es

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad (31)$$

$$\sigma_i = \frac{8,78 \times 10^6 N}{20,01 \times 10^{-3} m^2} = 439,2 MPa.$$

La constante de rigidez se calcula mediante la ecuación (33).

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{2,32 \times 10^{11} N/m}{2,32 \times 10^{11} N/m + 1,103 \times 10^9 N/m} = 0,99$$

Esfuerzo bajo carga de servicio se calcula mediante la ecuación (34).

$$\sigma_b = C \frac{P}{A_t} + \sigma_i$$

Donde P es la fuerza 12,5kN

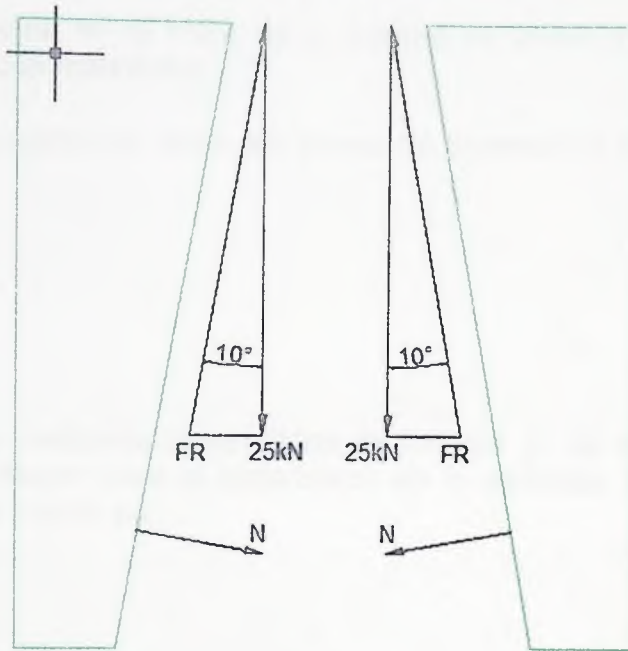
$$\sigma_b = 0,99 \frac{12,5 kN}{20,01 \times 10^{-3} m^2} + 439,2 MPa = 439,8 MPa$$

La resistencia mínima del perno SAE 5 = 585,65MPa.

El esfuerzo bajo carga y el esfuerzo de precarga son un 25% más bajo que la resistencia mínima de prueba por consiguiente la selección del perno es correcta.

- Calculo del alojamiento de la mordaza. Los cálculos del alojamiento de la mordaza se basa en los mismos criterios de cálculo efectuados en la mordaza por lo tanto se enunciaran las ecuaciones haciendo la salvedad que los pasos se han entendido con anterioridad.

Figura 27. Diagrama de fuerzas para el alojamiento de la mordaza.



Dónde:

FR: Fuerza de rozamiento entre el alojamiento y la mordaza.

N1: Fuerza normal de contacto entre la mordaza y el alojamiento.

Para determinar cuál es la fuerza de rozamiento se realiza la ecuación 5 para resolver la hipotenusa del triángulo.

$$FR = \frac{25kN}{\cos 10^\circ}$$

$$FR = 25,38kN$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = 2(FR(\cos 10^\circ)) - 2(25kN) = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_x = -N + N = 0$$

Para determinar cuál es el valor de la normal se divide por el coeficiente de rozamiento entre dos materiales.

El coeficiente de rozamiento entre dos piezas de aluminio es de 1,05

$$N = \frac{25,38kN}{1,05}$$

$$N = 24,17kN$$

Después de haber realizado la sumatoria de fuerzas y de encontrar cuales son las fuerzas que influyen para el alojamiento de la mordaza, se dice que el valor para el estudio del mismo es:

Eje X: 24,17kN.

Eje Y: 25,38kN.

Figura 28. Descomposición de piezas para hallar los momentos de área.

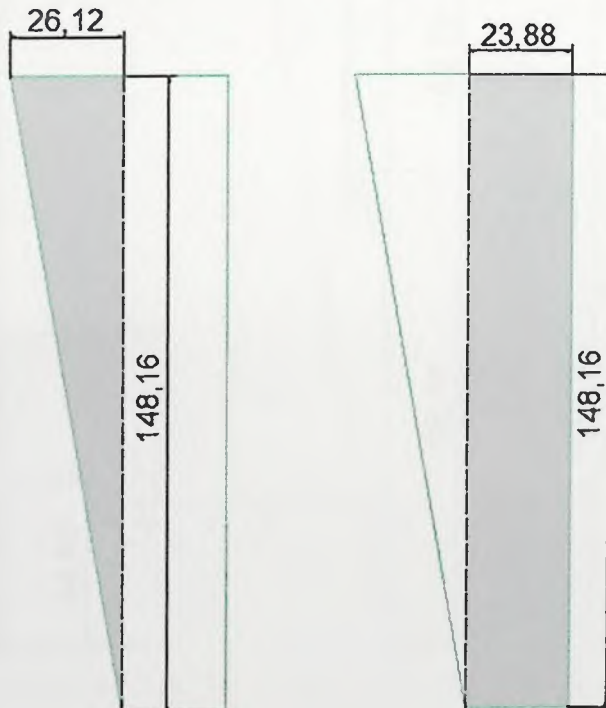


Tabla 7. Primeros momentos de área y localización del centroide alojamiento mordaza.

Compo.	Área	x	y	Sx	Sy
Rectan 1.	148mm x 23,8mm = 3522mm ²	38,06mm	74,08mm	134047mm ³	260909mm ³
Tring 2.	$\frac{1}{2} \times 26,12\text{mm} \times 148\text{mm} = 1932\text{mm}^2$	17,42mm	49,33mm	33655mm ³	95305mm ³
	$\Sigma A = 5454\text{mm}^2$			167702mm ³	356214mm ³

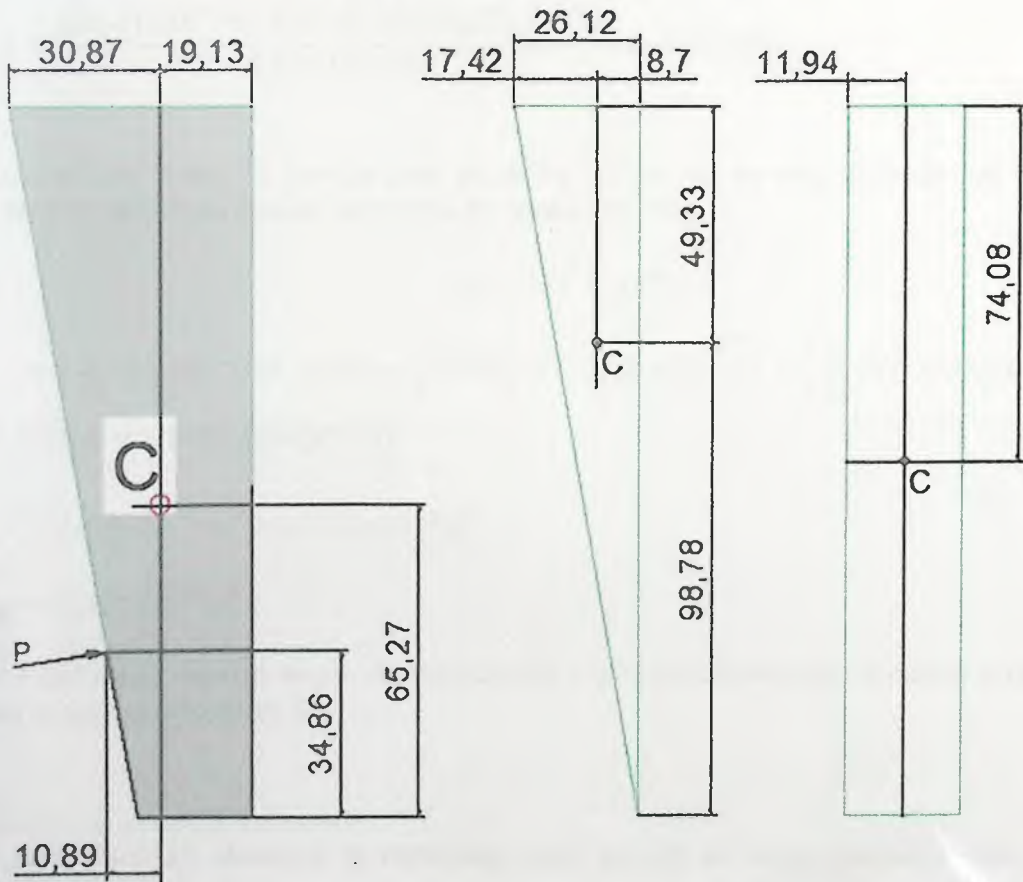
Localización del centroide para el alojamiento de la mordaza.

$$x = 1,677 \times 10^{-4} \text{m}^3 / 5,454 \times 10^{-3} \text{m}^2 = 30,87 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$y = 3,56 \times 10^{-4} \text{m}^3 / 5,454 \times 10^{-3} \text{m}^2 = 65,27 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$\text{Area} = 5,454 \times 10^{-3}$$

Figura 29. Localización centroide alojamiento mordaza.



Calculo de esfuerzos carga axial excéntrica ecuación (7)¹⁹.

Área de la pieza.

$$\sigma_1 = \frac{F}{A}$$

$$\frac{24,17kN}{5,454 \times 10^{-3} m^2} = 4,43 MPa.$$

Los esfuerzo debido al par de flexión eje x que se distribuyen lineales a la sección del material ecuación (8).

$$\sigma_2 = \frac{M_x Y_{max}}{I_{x'}}$$

$$\sigma_2 = \frac{(30,41 \times 10^{-3} m \times 24,17 kN) 65,27 \times 10^{-3} m}{1,13 \times 10^{-5} m^4} = 4,24 MPa$$

Para poder hallar la inercia que se debe utilizar en la ecuación de los esfuerzos debidos al par de flexión se utiliza la ecuación (10).

$$I_{x'} = \Sigma(\bar{I} + Ad^2)$$

$$I_{x'} = \left(\frac{1}{36} (0,02612)(0,148^3) + \left(\frac{0,02612 \times 0,148}{2} \right) (0,0334^2) \right) + \left(\frac{1}{12} (0,02388)(0,148^3) + (0,02388 \times 0,148)(0,00881^2) \right)$$

$$I_{x'} = 4,58 \times 10^{-6} m^4 + 6,725 \times 10^{-6} m^4$$

$$I_{x'} = 1,13 \times 10^{-5} m^4$$

Los esfuerzo debido al par de flexión eje y que se distribuyen lineales a la sección del material ecuación (9).

¹⁹ Beer, Ferdinand, Mecánica de materiales, Caso general de carga excéntrica, Mac Graw Hill, Quinta edición

$$\sigma_3 = \frac{M_y X_{max}}{I_{y'}}$$

$$\sigma_3 = \frac{(10,89 \times 10^{-3} \text{ m} \times 24,17 \text{ kN}) 30,87 \times 10^{-3} \text{ m}}{7,726 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 10,51 \text{ MPa}$$

Para poder hallar la inercia que se debe utilizar en la ecuación de los esfuerzos debidos al par de flexión se utiliza la ecuación (10).

$$I_{x'} = \Sigma(\bar{I} + Ad^2)$$

$$I_{y'} = \left(\frac{1}{36} (0,148)(0,02612^3) + \left(\frac{0,02612 \times 0,148}{2} \right) (0,01345^2) \right) + \left(\frac{1}{12} (0,148)(0,02388^3) + (0,02388 \times 0,148 \times 0,00719^2) \right)$$

$$I_{y'} = 4,22 \times 10^{-7} \text{ m}^4 + 3,506 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_{y'} = 7,726 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Sumatoria de los esfuerzos que influyen al alojamiento de la mordaza en el plano Z.

$$\Sigma \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$$

$$4,43 \text{ MPa} + 4,24 \text{ MPa} + 10,51 \text{ MPa} = 19,18 \text{ MPa}$$

El esfuerzo total hallado es 19,18MPa de la ecuación (11) de factor de seguridad se evidencia si el alojamiento de la mordaza cumple con las especificaciones de seguridad en el plano Z y por lo tanto la geometría del alojamiento de la mordaza es el ideal para el trabajo a realizar.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y \text{ Aluminio 3003 H16} = 165 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{165 \text{ MPa}}{19,18 \text{ MPa}} \Rightarrow n = 8,60$$

De la anterior ecuación se dice que la pieza soporta 8,60 veces el esfuerzo a la que es sometida en el plano Z ya que los esfuerzos son mínimos y el área de la pieza es extensa. Por consiguiente se evidencia que el factor de seguridad es alto.

Cálculo de la superficie del alojamiento de la mordaza. Para determinar el área total del alojamiento de mordaza la cual va a estar sujeta a los esfuerzos de los tornillos, se restan el área utilizada por los dos tornillos.

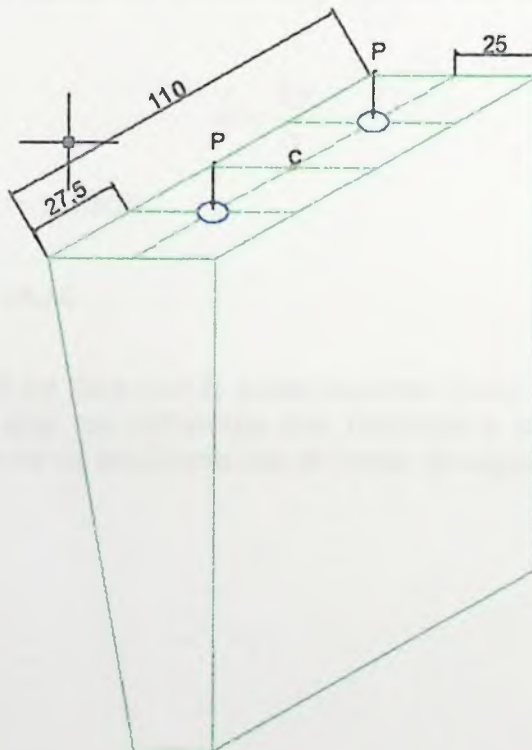
Área superior de la mordaza se realiza mediante la ecuación (1).

$$A = (0,110m)(0,050m) = 5,5 \times 10^{-3} m^2$$

Área de los orificios para los tornillos.

$$(0,0035m)^2 \times \pi = 3,84 \times 10^{-5} m^2$$

Figura 30. Área superior alojamiento de la mordaza.



Entonces tenemos que:

Área total = área de la superficie del alojamiento de la mordaza - área de los tornillos

$$A_T = 5,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2 - 7,68 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 5,42 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculo de esfuerzos

$$\text{Fuerza que soportan los tornillos} = 25,38 \text{ kN}$$

Calculo de esfuerzos carga axial.

$$\sigma_1 = \frac{F}{A}$$

$$\frac{25,38 \text{ kN}}{5,42 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 4,76 \text{ MPa}$$

El esfuerzo total hallado es 4,64 MPa, de la ecuación (11) del factor de seguridad se evidencia si el alojamiento de la mordaza cumple con las especificaciones de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

S_y aluminio 3003 H16 = 165 MPa

$$n = \frac{165 \text{ MPa}}{4,76 \text{ MPa}} \Rightarrow n = 34,66$$

De la anterior ecuación se dice que la pieza soporta 34,46 veces el esfuerzo a la que es sometida ya que los esfuerzos son mínimos y el área de la pieza es extensa. Por consiguiente se evidencia que el factor de seguridad es alto.

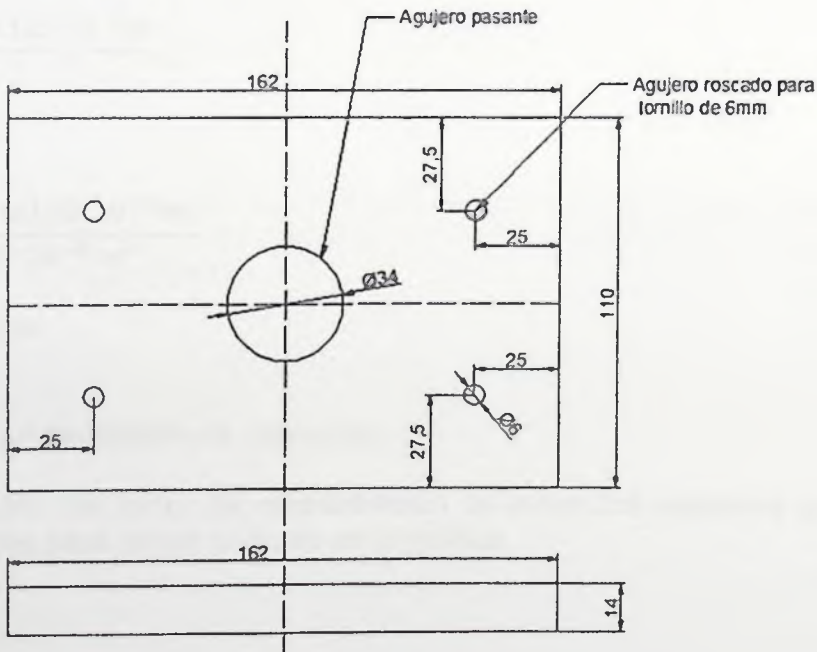
- Tapa del alojamiento de las mordazas. La tapa del alojamiento de las mordazas es la encargada de transmitir la fuerza desde la tuerca de apriete hasta el alojamiento de las mordazas, la fuerza que influye directamente en ella es de 50kN que es la fuerza necesaria para apretar y sostener la probeta por ende se calcula bajo esta fuerza.

Para poder determinar si el espesor de la placa es el más correcto se verifica el espesor de la misma por medio de la concentración de esfuerzos²⁰. En este caso verificaremos el espesor de la placa con el estudio del orificio más grande que se encuentra centrado en la placa y es por donde pasa el tornillo de poder, los orificios donde se encuentran los tornillos no los verificamos ya que no son agujeros pasantes.

Diámetro agujero central de $34 \times 10^{-6} \text{m}$

Área total de la pieza = $17,83 \times 10^{-3} \text{m}^2$.

Figura 31. Análisis de fuerzas tapa alojamiento de la mordaza.



²⁰ Budynas; Nisbett, Richard G; Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Tabla A-15 Grafica de factores teóricos de concentración de esfuerzos K_t , Mc Graw Hill, novena edición.

Se realiza la ecuación (35) para determinar el análisis de fuerzas en la tapa del alojamiento de la mordaza teniendo en cuenta que se debe encontrar la inercia según la ecuación (36) y resolver el esfuerzo generado sobre la tapa del alojamiento

Valor de inercia según ecuación (36). Para hallar la concentración de esfuerzos.

$$I = \frac{(w - d)h^3}{12}$$

$$I = \frac{1}{12} (110 \times 10^{-3} m - 34 \times 10^{-3} m) (14 \times 10^{-3} m)^3$$

$$I = 1,73 \times 10^{-8} m^4$$

Valor de esfuerzo normal según ecuación (35).

$$\sigma_o = \frac{Mc}{I}$$

$$M = \frac{25 kN \times 112 \times 10^{-3} m}{2}$$

$$M = 1400 N.m$$

$$\sigma_o = \frac{(1400 N.m)(6 \times 10^{-3} m)}{1,73 \times 10^{-8} m^4}$$

$$\sigma_o = 483,35 \text{ Mpa}$$

Selección de concentración de esfuerzos

Para la selección del factor de concentración de esfuerzos debemos que realizar dos operaciones para ubicar el factor en la gráfica.

²¹ Budynas; Nisbett, Richard G; Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Tabla A-15 Grafica de factores teóricos de concentración de esfuerzos K_t , Mc Graw Hill, novena edición.

d/h y d/w^{22}

Dónde:

d = Diámetro de agujero

h = Espesor de la platina

w = Ancho de la platina

$$\frac{d}{h} = 2,42$$

$$\frac{d}{w} = 0,30$$

El factor de concentración de esfuerzos es según tabla A – 15 -2 es igual a 1,4

Para poder hallar el esfuerzo máximo al cual es sometida la tapa de la mordaza se debe realizar la ecuación (37). Teniendo en cuenta el factor de concentración de esfuerzo obtenido en la tabla antes mencionada.

$$\sigma_{max} = \sigma_o \cdot K_t$$

$$\sigma_{max} = (483,35 \text{ Mpa}) \cdot (1,4)$$

$$\sigma_{max} = 679 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo total hallado es 679MPa, de la ecuación (11) del factor de seguridad se evidencia si la tapa del alojamiento de la mordaza cumple con las especificaciones de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y \text{ acero } 4130 \text{ TyR a } 315^\circ = 1380 \text{ MPa}$$

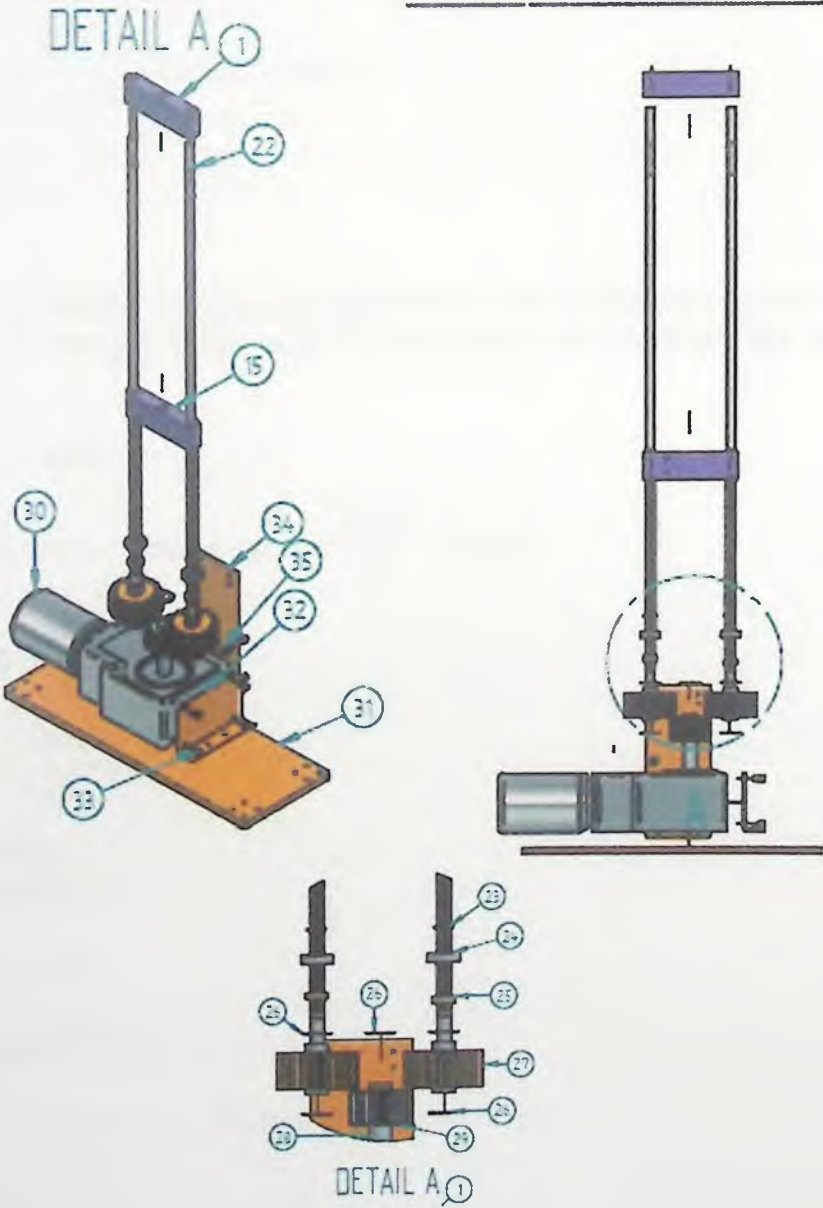
$$n = \frac{1380 \text{ MPa}}{679 \text{ MPa}} \Rightarrow n = 2,032$$

²² Budynas; Nisbett, Richard G; Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Tabla A-15 Grafica de factores teóricos de concentración de esfuerzos K_t , Mc Graw Hill, novena edición.

De la anterior ecuación se dice que la pieza soporta 2,032 veces el esfuerzo a la que es sometida por lo tanto el requerimiento mínimo de seguridad se cumple.

6.5.2.3 Conjunto de sistema de fuerza de la máquina de ensayos

Figura 32. Conjunto de fuerza.



- Tornillo de poder para ejercer la fuerza sobre los puentes. Como el cálculo del tornillo de potencia se realizó anterior mente en este mismo capítulo, se resume los métodos y las explicaciones del mismo para determinar el cálculo del tornillo de poder para ejercer la fuerza sobre las probetas.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

S_y del acero 1044 TyR a 205°C = 552MPa

$$\sigma \text{ permisible} = \frac{552 \text{ MPa}}{2,028} = 272,19 \text{ MPa}$$

$$322,9 \text{ MPa} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

Por factores de diseño se utilizaran dos tornillos de poder para ejercer las fuerzas sobre las mordazas por lo tan tanto la fuerza total ejercida sobre las mordazas se divide en dos.

Fuerza total = 50kN

$$\text{Fuerza ejercida por cada tornillo} = \frac{50 \text{ kN}}{2} = 25 \text{ kN}$$

$$272,19 \text{ MPa} = \frac{4(25 \text{ kN})}{\pi d^2}$$

$$272,19 \text{ MPa} = \frac{100 \text{ kN}}{\pi d^2}$$

$$d^2 = \frac{100 \text{ kN}}{(272,19 \text{ MPa}) \pi}$$

$$d^2 = 1,169 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sqrt{d^2} = \sqrt{1,169 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$d = 0,010 \text{ m} \Rightarrow 10 \text{ mm} \Rightarrow \text{Diametro del tornillo.}$$

Para un diseño más conservativo, se selecciona un diámetro mayor por lo tanto se elige un diámetro de 7/8" paso 4,23mm (pasos preferidos para roscas Acme.)

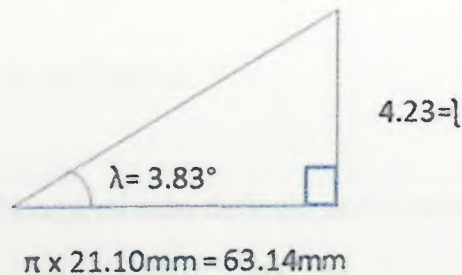
$$\text{Diámetro de raíz} = \frac{17''}{24} = 0,708'' = 17,99 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro medio} = \frac{19''}{24} = 0,791'' = 20,10 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro exterior} = \frac{7''}{8} = 22,22 \text{ mm}$$

Para determinar el Angulo de avance y las fuerzas necesarias para subir y bajar la carga se hace el diagrama de fuerza para el tornillo de potencia.

Figura 33. Diagrama de fuerza para subir o bajar la carga



λ = angulo de avance del tornillo rosca Acme.

$$\tan \lambda = \frac{4,23}{63,14}$$

$$\lambda = \tan^{-1} 0,066 \Rightarrow \lambda = 3,83$$

Mediante la fórmula (13), se determina el par de torsión que se requiere para hacer girar el tornillo contra la carga

$$TR = \left(\frac{F d_m l + \pi f d_m}{2 \pi d_m - f l} \right) + \frac{F f_c d_c}{2}$$

$$TR = \frac{25(20,10)}{2} \left(\frac{4,23 + \pi(0,25)(20,10)}{\pi(20,10) - (0,25)(4,23)} \right) + \frac{25(0,08)(30,10)}{2}$$

$$TR = 111.099N.m$$

La eficiencia global al elevar la carga está definida por la ecuación (14).

$$e = \frac{Fl}{2\pi TR}$$

$$e = \frac{(25kN)(4,23 \times 10^{-3}m)}{2\pi(111.099N.m)} = 0,151$$

El esfuerzo cortante en el cuerpo τ , debido al momento de torsión TR en el exterior del cuerpo del tornillo está definido por la ecuación (15).

$$\tau = \frac{16TR}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16(111,09N.m)}{\pi(17,99 \times 10^{-3}m)^3} = 97,17MPa$$

El esfuerzo axial normal nominal está definido por la ecuación (16).

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$\sigma = \frac{4(25kN)}{\pi(17,99 \times 10^{-3}m)^2} = 98,35MPa$$

El esfuerzo de apoyo con una rosca que soporta 0,38F está definido por la ecuación (17).

$$\sigma_B = \frac{2(0,38F)}{\pi d_m (1)p}$$

$$\sigma_B = \frac{2(0,38)(40,35)(10^3)}{\pi(17,99)(1)(4,23)} = 128,27 \text{MPa}$$

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca, con una rosca que soporta 0,38F está definido por la ecuación (18).

$$\sigma_b = \frac{6(0,38F)}{\pi d_r (1)p}$$

$$\sigma_b = \frac{6(0,38)(25 \text{kN})}{\pi(17,99 \times 10^{-3} \text{m})(1)(4,23 \times 10^{-3} \text{m})} = 238,45 \text{MPa}$$

Para comprobar la resistencia del tornillo esto se realiza el teorema de Von Mises ecuación (19).

$$n = \frac{0,5 S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0,5 \times 552 \text{MPa}}{97,17 \text{MPa}} = 2,84$$

El factor de seguridad del tornillo se diseñó más alto que el anterior debido a que la longitud del tornillo es extensa, por lo cual se dice que el tornillo se diseña para que soportara 2,84 veces más su uso normal.

- Cálculo del motor eléctrico. Para el cálculo de la velocidad y la potencia del motor se la velocidad lineal a la cual se someterá la probeta, de la norma NTC 595 se obtiene la velocidad lineal del ensayo la cual es de 50mm/min, en base a este requerimiento se calcula la velocidad del paso del tornillo.

Para determinar la velocidad lineal del tornillo de potencia se debe desarrollar la ecuación (38) la cual nos dice que velocidad alcanza un tornillo al hacerlo girar contra una rosca.

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda}$$

$$(V_s)(\cos \lambda) = V_w$$

$$\left(8,33 \times 10^{-4} \frac{m}{seg}\right) (\cos 3,83) = 8,31 \times 10^{-4} \frac{m}{seg}$$

$$V_w = 8,31 \times 10^{-4} \frac{m}{seg} \Rightarrow 49 \times 10^{-3} \frac{m}{min}$$

Para determinar a qué revoluciones debe andar el motor o el tronillo para que la velocidad lineal sea la deseada se debe desarrollar la ecuación (39) que se describe a continuación.

$$nw = \frac{V_w}{\pi x dw}$$

$$nw = \frac{49,88 \times 10^{-3} \frac{m}{min}}{(\pi)(20,10 \times 10^{-3} m)}$$

$$nw = 789,91 \times 10^{-3} \frac{rad}{min}$$

$$\left(789,91 \times 10^{-3} \frac{rad}{min}\right) \cdot \left(\frac{60}{2\pi}\right) = 7,54 rpm$$

Para poder saber que potencia mecánica debe tener el motor que realizará el trabajo de mover los piñones en la maquina se desarrolla la ecuación (40).

$$P_{mec} = \frac{T \times rpm}{6300}$$

$$P_{mec} = \frac{111,09 Nm \times 7,54 rpm}{6300} = 0,132 HP$$

Como se puede observar ya se calculó la potencia mecánica necesaria ahora se debe calcular que potencia eléctrica para poder buscar cual es el motor que más se ajusta a las necesidades de la maquina en los catálogos de motores Simens, para determinar cuál es la potencia mecánica desarrollamos la ecuación (41).

$$P_{elec} = \frac{P_{mec} \times F.S}{\eta}$$

$$Pelec = \frac{0,132HP \times 1,3}{85\%} = 0,201 HP \approx 0,25HP$$

El motor reductor que se selecciona es un moto-reductor con engranajes cónicos helicoidales referencia D.38-LA71S6 de marca Simens (ver anexo B moto-reductor)

- Calculo de engranajes. Todos los cálculos efectuados a continuación se realizaron para calcular el engranaje por medio de la ecuación de flexión de Lewis²³

El primer cálculo determina cuál es el mínimo número de dientes que debe tener el piñón se realiza la ecuación (42) para saber cuál es el mínimo número de dientes debe tener el piñón.

$$Np = \frac{2k}{(1 + 2m)Sen^2\phi} \times \left(m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m)sen^2\phi} \right)$$

$$m = \frac{10 rpm}{7,5 rpm} = 1,33$$

ϕ = El ángulo de presión es de 20°

K = La constante de temperatura a 20°c es igual a 1.

$$Np = \frac{2}{(1 + 2(1,33)Sen^2(20^\circ))} \times \left(1,33 + \sqrt{1,33^2 + (1 + 2(1,33)sen^2(20^\circ))} \right)$$

$$Np = 13,13 \approx 14 \text{ Dientes.}$$

El número de dientes que debe tener el piñón es de 14.

Después de haber realizado el cálculo del mínimo número de dientes del piñón se realiza el cálculo del máximo número de dientes que puede tener la rueda según ecuación (43) conservando la relación existente entre las revoluciones del piñón y las de la rueda.

²³Budynas; Nisbett, Richard G;Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Ecuación de flexión de Lewis tema 14-1, Mc Graw Hill, novena edición.

$$Ng = \frac{((Np^2)(\text{Sen}^2\phi)) - 4}{4 - ((2Np)(\text{Sen}^2\phi))}$$

$$Ng = \frac{((14)^2(\text{sen}^2 20^\circ)) - 4}{4 - ((2)(14)(\text{Sen}^2 20^\circ))} = 26,12$$

El máximo número de dientes que puede tener la rueda es 26 por lo cual se multiplica el mínimo número de dientes del piñón por la relación de trasmisión y se halla el número de dientes que debe tener la rueda.

$$Np \times m = Ng$$

$$18 \times 1,33 = 23,95 \approx 24 \text{ dientes}$$

El número de dientes que debe tener la rueda es de 24 dientes.

Para hallar el diámetro del piñón se utiliza la ecuación (44).

$$d = m \times z$$

$$d = 4,5 \times 18 = 81 \text{ mm}$$

El diámetro primitivo del engranaje es de 82,5 mm.

Para poder determinar el torque generado por el motor se realiza la ecuación (45).

$$T = \frac{7124 \text{ Nm} \times \text{HP}}{\text{rpm}}$$

$$T = \frac{7124 \text{ Nm} \times 0,132 \text{ HP}}{10 \text{ rpm}} = 94,036 \text{ Nm}$$

El valor del torque generado por el motor es igual a 94,03 Nm.

Para hallar la carga transmitida por el engranaje se utiliza la ecuación (46). La cual da como resultado la carga transmitida desde el motor hasta el engranaje.

$$W_t = \frac{2T}{d}$$

$$W_t = \frac{(94,036Nm) \times 2}{81 \times 10^{-3}m} = 2321,88N.$$

La carga transmitida es de 2321,88N.

La velocidad de línea de paso se utiliza para encontrar el valor de los efectos dinámicos generados por los acabados del engranaje por lo tanto se desarrolla la ecuación (47).

$$V = w \times r$$

$$W = \frac{2 \times \pi \times rpm}{60}$$

$$W = \frac{2\pi \times 10}{60} = 1,04 \frac{rad}{seg}$$

$$V = 1,04 \frac{rad}{seg} \times 40,5 \times 10^{-3}m = 0,0421 \frac{m}{seg}$$

La velocidad en la línea de paso corresponde a 0,0421m/s.

Ecuación de factor dinámico K_v por acabados superficiales en el ancho de cara del engranaje ecuación (48).

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56}$$

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{0,0421}}{3,56} = 1,057$$

El valor del factor dinámico corresponde a 1,057 este valor es adimensional.

Para calcular el esfuerzo de flexión del engranaje se utiliza la ecuación de Lewis, como el esfuerzo de flexión permitido se obtiene mediante tablas y cálculos el único valor por resolver es el del ancho de cara del engranaje el cual permite verificar si el diseño del el engranaje es óptimo.

Ecuación de Lewis en sistema internacional para el esfuerzo de flexión, ecuación (49).

$$\sigma_{per} = \frac{(Kv) (Wt)}{(F) (Y) (m)}$$

De la ecuación 11 se puede saber cuál es el valor de del el esfuerzo permisible para el bronce al plomo SAE 841 con el cual se diseñara el engranaje.

$$\sigma = \frac{75,79MPa}{2,028} = 37,3MPa$$

El esfuerzo permisible para el bronce lubricado SAE 841 es de 37,3MPa.
Numero de Lewis para 18 dientes = 0,309

Como se explicó anteriormente se despeja la fórmula de flexión de Lewis para encontrar el ancho de cara del engranaje de la siguiente manera:

$$F = \frac{(Kv) (Wt)}{(\sigma_{per}) (Y) (m)}$$

$$F = \frac{(2321,88N) \cdot (1,0576)}{(37,3MPa)(0,309)(4,5 \times 10^{-3}m)} = 0,0473m \Rightarrow 47,3mm$$

Para saber si el ancho de cara es el apropiado se utiliza la ecuación (50).

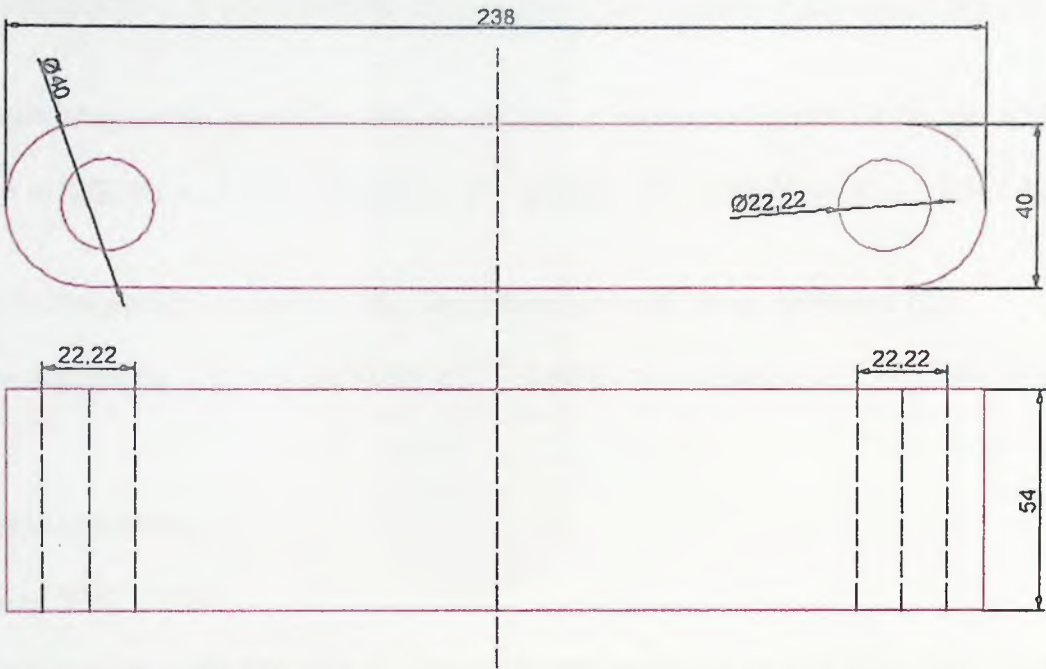
$$(3\pi \cdot m) \leq F \leq (5\pi \cdot m)$$

$$42,41 \leq 47,3 \leq 70,68$$

De la anterior ecuación se dice que ancho de cara cumple con las exigencias de diseño que requiere el engranaje.

- Puente inferior y puente superior. El puente superior y el puente inferior se calculan de la misma manera utilizando el método de singularidad para vigas es el mismo cálculo para las dos piezas por ejercer la fuerza de la misma manera.

Figura: 34 Puente superior e inferior.



Función de singularidad²⁴.

Ecuación inicial. Se toman los valores de longitud y de esfuerzo del elemento y se plasman en la ecuación reemplazando la fuerza por el valor de x y las longitudes en metros.

Ecuación inicial (51) para obtener el valor de la carga distribuida q .

$$q = -25000N < X - 0 >^{-1} + 50000N < X - 0,0945 >^{-1} - 25000N < X - 0,189 >^{-1}$$

Al integrar sucesivamente se obtiene:

Primera integración ecuación (52) se obtiene el valor de la fuerza cortante.

$$V = -25000N < X - 0 >^0 + 50000N < X - 0,0945 >^0 - 25000N < X - 0,189 >^0$$

²⁴Budynas; Nisbett, Richard G;Keith, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley; Análisis de carga y esfuerzo funciones de singularidad, Mc Graw Hill, novena edición.

Segunda integración ecuación (53) se obtiene el valor del momento flector.

$$M = -25000N < X >^1 + 50000N < X - 0,0945 >^1 - 25000 < X - 0,189 >^1 + C.$$

Tercera integración ecuación (54) se obtiene el momento flector de la viga $IE\phi$.

$$IE\phi = -12500N < X >^2 - 25000N < X - 0,0945 >^2 - 12500N < X - 0,189 >^2 + C_1.$$

Cuarta integración ecuación (55). Se obtiene el valor de la deflexión IEY .

$$IEY = -4166,66 < X >^3 + 8333,33 < X - 0,0945 >^3 - 4166,66 < X - 0,189 >^3 + C_1X + C_2.$$

Hacia la izquierda

$$IEY_{(X=0)}; Y=0; C_2=0$$

Los valores es cero por que el punto de referencia es el que está más hacia la izquierda.

Dónde:

Y = Es la deflexión en elementos en el elemento.

C_2 = Es el valor de las condiciones de frontera.

Hacia la derecha.

$$IEY_{(X=0,189)}$$

$$0 = -4166,66 < 0,189 >^3 + 8333,33 < 0,189 - 0,0945 >^3 - 4166,66 < 0,189 - 0,189 >^3 + C_1(0,189).$$

$$0 = -28,13 + 7,032 + C_1(0,189).$$

$$C_1 = 111,62$$

Se plasma la ecuación tomando en cuenta los valores de los esfuerzo a lo largo de la pieza igualando a cero para poder hallar el valor de C_1 que después se utiliza para encontrar la inercia en cada punto donde se ejerce los esfuerzos.

$$IEY_{(X=0,0945)}$$

$$IEY = 0 = -4166,66 < 0,0945 >^3 + 8333,33 < 0,0945 - 0,0945 >^3 - 4166,66 < 0,0945 - 0,189 >^3 + 111,62$$

$$IEY = -3,516 + 111,62$$

$$IEY = 108,11$$

Se despeja la inercia en los puntos donde se ejerce el mayor esfuerzo a lo largo de la pieza.

Para poder despejar el valor de la inercia real se estudia cual es el valor mayor que debe tener la deflexión máxima de la pieza que se escoge a criterio del diseñador teniendo en cuenta que la deflexión de la misma no afecte el funcionamiento de la pieza y de los componentes de la maquina en general siempre buscando que valor sea casi o igual a cero.

Para este caso en particular Y tendrá un valor de 0.001m o 1mm por consiguiente aplicamos la ecuación (56) para saber que inercia se obtiene al tener una deflexión mínima.

$$I = \frac{C}{Y X E}$$

$$I = \frac{108,11}{(0,001)(207 \times 10^9)} = 5,222 \times 10^{-7} m^4$$

El valor de inercia para la pieza teniendo en cuenta los esfuerzo y la solución de la singularidad es igual a $5,22 \times 10^{-7} m^4$.

Para calcular el puente superior e inferior se deben tomar los siguientes datos del diseño de la maquina:

- Longitud entre centros de los engranes del sistema de potencia. (0,189 m).
- Radios de los tubos de alojamiento de los tornillos que se calculan mediante la ecuación (20).

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

$$A = \frac{\pi}{4} (22,22 \times 10^{-3} \text{ m})^2 = 3,87 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El área del corte del tornillo es $387 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Se sabe que el área del alojamiento del tornillo debe ser el doble que el área del tornillo.

$$2 \times 387 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 775,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Diámetro del alojamiento del tornillo es:

$$d_2 = \sqrt{\frac{775,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{\frac{\pi}{4}}} = 31,422 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El diámetro del alojamiento del tornillo es igual a $31,422 \times 10^{-3} \text{ m}$

Con el diámetro de los alojamientos de los tornillos de potencia y el centro de los engranes se halla la longitud que tendrá la base de la viga puente. Se define su forma y tamaño teórico.

$$31,422 \times 10^{-3} \text{ m} + 189 \times 10^{-3} \text{ m} = 220,42 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Se despeja el valor de h que es el referente a la altura del puente utilizando la ecuación (12), de inercia para vigas cuadradas que se describe a continuación.

$$I = \frac{1}{12} b \times h^3$$

$$5,22 \times 10^{-7} \text{ m}^4 = \frac{1}{12} (31,422 \times 10^{-3}) h^3$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \times 5,22 \times 10^{-7} \text{ m}^4}{31,422 \times 10^{-3}}} = 58,41 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La altura teórica del puente es igual a $58,41 \times 10^{-3} \text{ m}$

Tomando los valores de altura, fondo y base se aplica la ecuación (57) para obtener el volumen de material y la geometría que tiene el puente de transmisión de fuerza.

$$b \times h \times f = V_t$$

$$(220,422 \times 10^{-3} m) \cdot (58,41 \times 10^{-3} m) \cdot (31,422 \times 10^{-3} m) = 4,04 \times 10^{-4} m^3$$

El volumen teórico de la pieza equivale a $4,04 \times 10^{-4} m^3$

El valor real del volumen del puente se encuentra al restarle el volumen del roscado de los tres tornillos que se alojan en el puente superior e inferior que a su vez se encarga de la transmisión de potencia a las mordazas. Por lo tanto aplica la ecuación (58).

$$\text{volumen de roscado} = A_r \times h$$

$$V_r = 3,87 \times 10^{-4} m^2 \times 58,41 \times 10^{-3} m = 2,26 \times 10^{-5} m^3$$

Como son tres los tornillos que se fijan a los puentes se multiplica por 3 el valor del roscado de los tornillos para saber el volumen total que se retira de los puentes.

$$V_{rt} = 3 \times 2,26 \times 10^{-5} m^3 = 6,781 \times 10^{-5} m^3$$

El volumen de material que se retira de los puentes es de $67,81 \times 10^{-3} m^3$.

Este volumen total de masa V_{rt} que se retira del puente se suma al volumen teórico para compensar la pérdida de material que se presenta y poder conservar la inercia necesaria para que el puente funcione correctamente.

$$4,04 \times 10^{-4} m^3 + 6,781 \times 10^{-5} m^3 = 4,71 \times 10^{-4} m^3$$

El volumen real de la pieza equivale a $4,71 \times 10^{-4} m^3$

Con el valor de nuevo volumen del puente se recalcula el área lateral del mismo.

$$A_{lv} = \frac{4,71 \times 10^{-4} m^3}{220,42 \times 10^{-3} m} = 2,14 \times 10^{-3} m^2$$

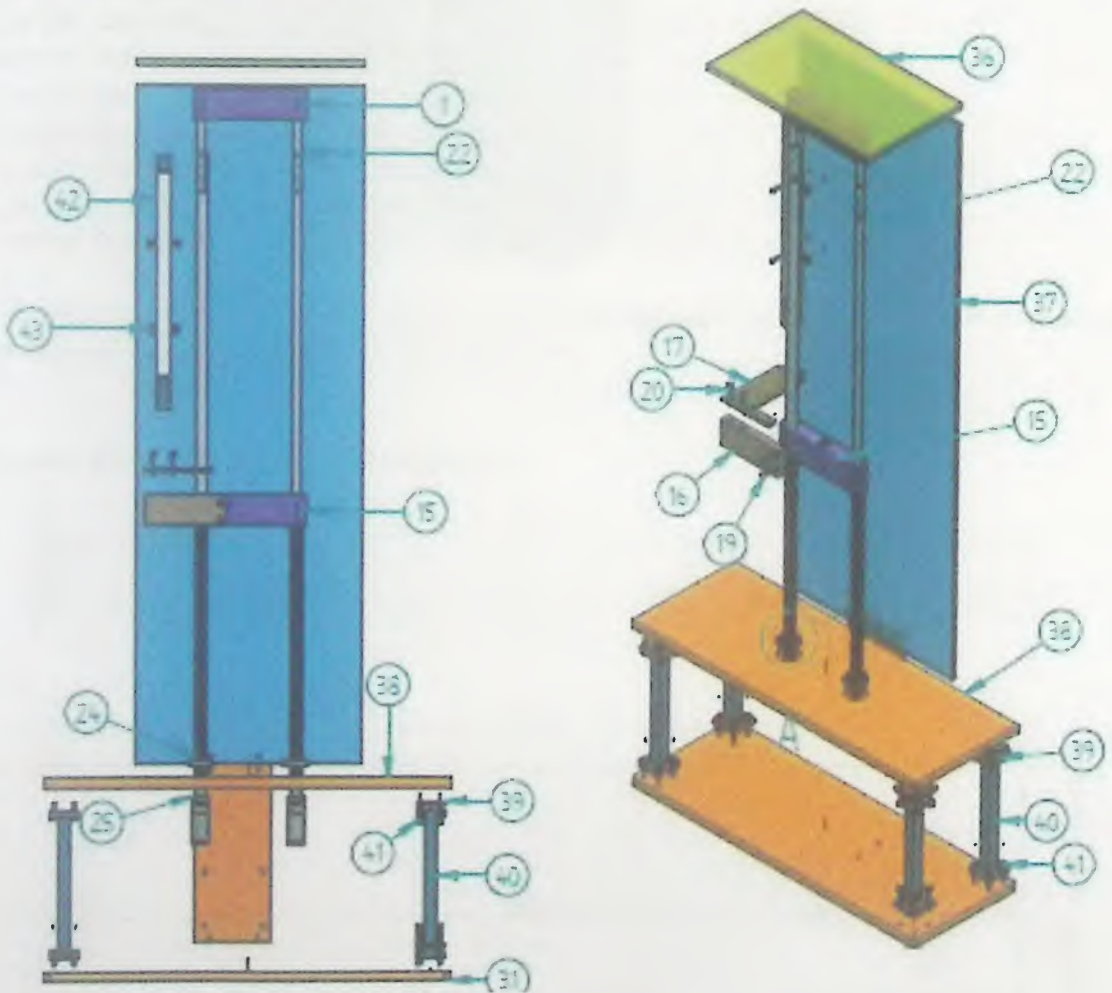
La base del puente es de 40mm, Se halla una nueva altura h para el puente.

$$h = \frac{2,14 \times 10^{-3} m^2}{40 \times 10^{-3} m} = 53,51 \times 10^{-3} m.$$

La altura del puente es de $53,51 \times 10^{-3} m$.

- Cálculo de la estructura.

Figura 35. Conjunto de estructura.



La estructura de la máquina de ensayos cuenta con 2 tapas, superior e inferior, cuatro ejes que sostendrán la estructura y una lámina que se encarga de sostener el motor.

Para realizar el cálculo de tapa superior de la estructura se debe tener en cuenta la fuerza total de los elementos los cuales va a sostener, para así poder determinar cuál es la carga puntual que se ejercerá sobre determinada región de la misma, la fuerza total ejercida por los elementos se divide en dos por ser dos los tornillos que acoplan con la tapa superior.

➤ Fuerza total de los elementos.

Fuerza ocasionada por los tornillos de poder = 80,85N

Fuerza ocasionada por los puentes = 111,42N

Fuerza ocasionada por los conjuntos de alojamiento = 199,03N

Fuerza ocasionada por las tapas de los alojamiento = 44,1N

Fuerza ocasionada por los conjunto de las mordazas = 486,86N

Fuerza ocasionada por los tornillos de sujeción = 13,81N

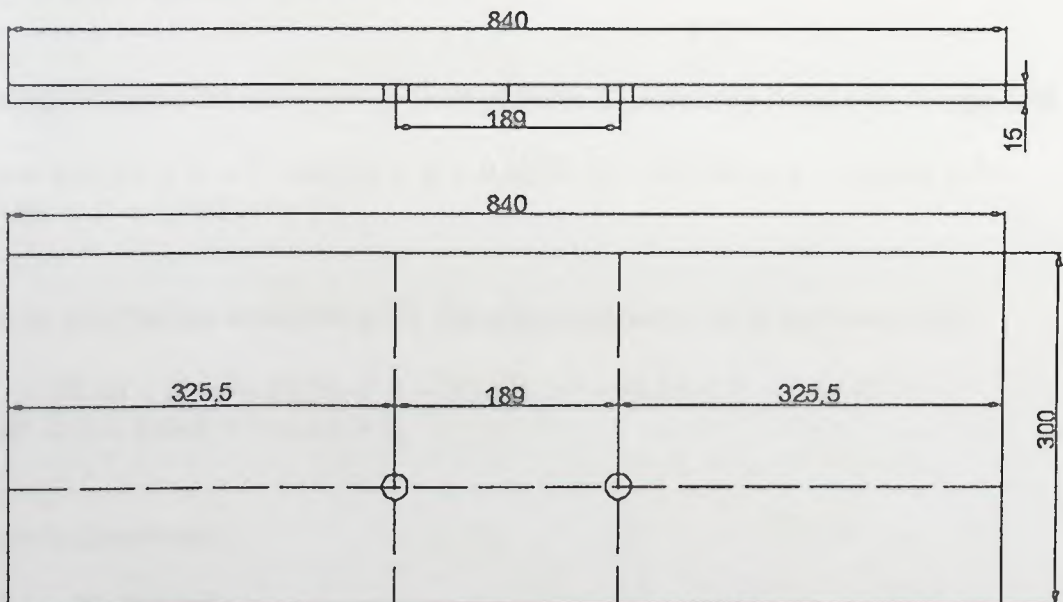
Fuerza ocasionada por las turecas de sujeción de las mordazas = 9,31N

Fuerza ocasionada por los soportes de las mordazas = 59,97N

Fuerza ocasionada por la lámina superior de soporte = 138,47N

Fuerza total ejercida por el peso de todos los elementos es = 1143,46N con la cual se calcula la tapa superior de la estructura.

Figura 36. Tapa superior estructura.



Función de singularidad

Ecuación inicial. Se toman los valores de longitud y de esfuerzo del elemento y se plasman en la ecuación reemplazando la fuerza por el valor de x y las longitudes en metros.

Ecuación inicial (51) para obtener el valor de la carga distribuida q .

$$q = 571,73 \langle X - 0 \rangle^{-1} - 571,73 \langle X - 0,3255 \rangle^{-1} - 571,73 \langle X - 0,5145 \rangle^{-1} + 571,73 \langle X - 0,840 \rangle^{-1}$$

Al integrar sucesivamente se obtiene:

Primera integración ecuación (52) se obtiene el valor de la fuerza cortante.

$$V = 571,73 \langle X - 0 \rangle^0 - 571,73 \langle X - 0,3255 \rangle^0 - 571,73 \langle X - 0,5145 \rangle^0 + 571,73 \langle X - 0,840 \rangle^0$$

Segunda integración ecuación (53) se obtiene el valor del momento flector.

$$M = 571,73 \langle X - 0 \rangle^1 - 571,73 \langle X - 0,3255 \rangle^1 - 571,73 \langle X - 0,5145 \rangle^1 + 571,73 \langle X - 0,840 \rangle^1 + C$$

Tercera integración ecuación (54) se obtiene el momento flector de la viga $IE\phi$.

$$IE\phi = 285,86 \langle X \rangle^2 - 285,86 \langle X - 0,3255 \rangle^2 - 285,86 \langle X - 0,5145 \rangle^2 + 285,86 \langle X - 0,840 \rangle^2 + C_1$$

Cuarta integración ecuación (55). Se obtiene el valor de la deflexión IEY .

$$IEY = 95,28 \langle X \rangle^3 - 95,28 \langle X - 0,3255 \rangle^3 - 95,28 \langle X - 0,5145 \rangle^3 + 95,28 \langle X - 0,840 \rangle^3 + C_1x + C_2$$

Hacia la izquierda

$$IEY_{(x=0)}; Y=0; C_2=0$$

Los valores es cero por que el punto de referencia es el que está más hacia la izquierda.

Dónde:

Y = Es la deflexión en elementos en el elemento.

C_2 = Es el valor de las condiciones de frontera.

Hacia la derecha.

$IEY_{(x=0,840)}$

$$0 = 95,28 < 0,840 >^3 - 95,28 < 0,840 - 0,3255 >^3 - 95,28 < 0,840 - 0,5145 >^3 + 95,28 < 0,840 - 0,840 >^3 + C_1 < 0,840 >$$

$$0 = 56,147 - 12,97 - 3,285 + C_1(0,840).$$

$$C_1 = -47,49$$

Se plasma la ecuación tomando en cuenta los valores de los esfuerzo a lo largo de la pieza igualando a cero para poder hallar el valor de C_1 que después se utiliza para encontrar la inercia en cada punto donde se ejerce los esfuerzos.

$IEY_{(x=0,3255)}$

$$IEY = 95,28 < 0,3255 >^3 - 95,28 < 0,3255 - 0,3255 >^3 - 95,28 < 0,3255 - 0,5145 >^3 + 95,28 < 0,3255 - 0,840 >^3 - 47,49$$

$$IEY = 3,28 - 47,49$$

$$IEY = -44,20$$

Se despeja la inercia en los puntos donde se ejerce el mayor esfuerzo a lo largo de la pieza.

Para poder despejar el valor de la inercia real se estudia cual es el valor mayor que puede tener la deflexión máxima de la pieza que se escoge a criterio del diseñador teniendo en cuenta que la deflexión de la misma no afecte el funcionamiento de la pieza y de los componentes de la maquina en general siempre buscando que valor sea casi o igual a cero.

Para este caso en particular Y tendrá un valor de 0.001m o 1mm por consiguiente aplicamos la ecuación (56) para saber que inercia se obtiene al tener una deflexión mínima.

$$I = \frac{C}{Y X E}$$

$$I = \frac{-44,20}{(0,001) (207 \times 10^9)} = 2,135 \times 10^{-7} m^4$$

El valor de inercia para la pieza teniendo en cuenta los esfuerzo y la solución de la singularidad es igual a $2,135 \times 10^{-7} m^4$.

Para calcular la tapa superior e inferior de la estructura se deben tomar los siguientes datos del diseño de la maquina:

- Radios de los tubos de alojamiento de los tornillos que se calculan mediante la ecuación (20).

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

$$A = \frac{\pi}{4} (22,22 \times 10^{-3} m)^2 = 3,87 \times 10^{-4} m^2$$

El área del corte del tornillo es $387 \times 10^{-4} m^2$

Se sabe que el área del alojamiento del tornillo debe ser el doble que el área del tornillo.

$$2 \times 387 \times 10^{-3} m^2 = 775,5 \times 10^{-3} m^2$$

Diámetro del alojamiento del tornillo es:

$$d_2 = \sqrt{\frac{775,5 \times 10^{-3} m^2}{\frac{\pi}{4}}} = 31,422 \times 10^{-3} m.$$

El diámetro del alojamiento del tornillo es igual a $31,422 \times 10^{-3} m$

De la ecuación (12), de inercia se puede obtener la altura del componente.

$$I = \frac{1}{12} b x h^3$$

$$2,135 \times 10^{-7} m^4 = \frac{1}{12} (840 \times 10^{-3}) h^3$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \times 2,135 \times 10^{-7}}{840 \times 10^{-3}}} = 14,50 \times 10^{-3} m$$

La altura teórica del puente es igual a $14,50 \times 10^{-3} m$

Tomando los valores de altura, fondo y base se aplica la ecuación (57) para obtener el volumen de material y la geometría que tiene el puente de transmisión de fuerza.

$$b \times h \times f = V_t$$

$$(840 \times 10^{-3} m) \cdot (15 \times 10^{-3} m) \cdot (300 \times 10^{-3} m) = 3,78 \times 10^{-3} m^3$$

El volumen teórico de la pieza equivale a $3,78 \times 10^{-3} m^3$

El valor real del volumen del puente se encuentra al restarle el volumen del roscado de los tres tornillos que se alojan en el puente superior e inferior que a su vez se encarga de la transmisión de potencia a las mordazas. Por lo tanto aplica la ecuación (58).

$$\text{volumen de roscado} = A_r \times h$$

$$V_r = (3,87 \times 10^{-4} m^2) \cdot (15 \times 10^{-3} m) = 5,805 \times 10^{-6} m^3$$

Como son dos los tornillos que se fijan a la tapa superior de la estructura se multiplica por 2 el valor del roscado de los tornillos para saber el volumen total que se retira de la tapa superior.

$$V_{rt} = (2) \cdot (5,805 \times 10^{-6} m^3) = 1,161 \times 10^{-5} m^3$$

El volumen de material que se retira de los puentes es de $1,161 \times 10^{-5} m^3$.

Este volumen total de masa V_{rt} que se retira de la tapa superior se suma al volumen teórico para compensar la pérdida de material que se presenta y poder conservar la inercia necesaria para que la tapa superior de la estructura funcione correctamente.

$$3,78 \times 10^{-3} m^3 + 1,161 \times 10^{-5} m^3 = 3,79161 \times 10^{-3} m^3$$

El volumen real de la pieza equivale a $3,79161 \times 10^{-3} m^3$

Con el valor de nuevo volumen de la tapa superior de la estructura se recalcula el área lateral del mismo.

$$A_{lv} = \frac{3,79161 \times 10^{-3} m^3}{840 \times 10^{-3} m} = 4,513 \times 10^{-3} m^3$$

La base de la tapa de la estructura es de 300mm, Se halla una nueva altura h para la tapa.

$$h = \frac{4,513 \times 10^{-3} m^3}{300 \times 10^{-3} m} = 15,04 \times 10^{-3} m$$

La altura del puente es de 15,04mm

- Cálculo de las columnas de la estructura de la máquina. El cálculo de las columnas se hace mediante la ecuación (11) para determinar el área mínima que se requiere para soportar el peso de la máquina.

La fuerza total ejercida sobre la tapa es de = 1143,07N

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{S_y}{n}$$

$$\text{esfuerzo por cada columna} = \frac{1143,07N}{4} = 285,76N.$$

$\sigma_{\text{permisible del acero ASTM A - 36}} = 250MPa$

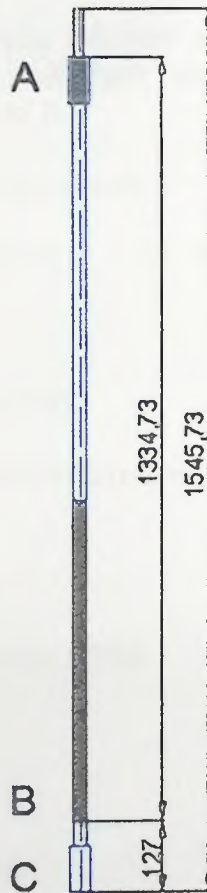
$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{250MPa}{2,028} = 123,27MPa$$

$$area = \frac{285,76N}{123,27MPa} = 2,310 \times 10^{-6} m^2$$

El tubo que se selecciona como columna es un tubo de estructural²⁵ 1" x 1" con un espesor de 2.5mm y un área de 1,87cm².

- Cálculo de rodamientos. Para el cálculo de los rodamientos que se van a utilizar se calcula el torque del engranaje, la fuerza tangencial y la fuerza radial que sufre el eje a causa del engranaje.

Figura: 37 Ubicación de fuerzas tornillo de potencia.



²⁵STECKERL HIERRO Y ACEROS, Tabla 4.2 tubería de acero estructural cuadra, 2010.

De la ecuación (45) podemos obtener el valor del torque.

$$T = \frac{7124,3 \text{ Nm} \times 0,132 \text{ HP}}{7,5 \text{ rpm}} = 125,38 \text{ N.m}$$

El torque es igual a 125,38N.

$$FT = \frac{(125,38 \text{ N.m}) \times 2}{108 \times 10^{-3} \text{ m}} = 2321,85 \text{ N.}$$

La fuerza tangencial es igual a 2321,85N.

$$Fr = (2321,85 \text{ N})(\tan 20^\circ) = 845,08 \text{ N.}$$

La fuerza radial es igual a 845,08N, se multiplica por tangente de 20° por es el ángulo de presión del engranaje.

Después de calcular las fuerza que influyen en el eje se procede a hacer la descomposición de fuerza en el eje X visto desde Z y el la descomposición de fuerzas en el eje Y visto desde el eje X.

Sumatoria de fuerzas en el eje X visto desde Z

$$\Sigma FX = A - B + Fr$$

Momentos flectores en el eje X

$$\Sigma FMA = -(B \times 1,334 \text{ m}) + (Fr \times 1,461 \text{ m})$$

$$\Sigma FMA = -(B \times 1,334 \text{ m}) + (845,08 \text{ N} \times 1,461 \text{ m}) = 0$$

$$B = \frac{(845,08 \text{ N} \times 1,461 \text{ m})}{1,334 \text{ m}} = 925 \text{ N}$$

La fuerza ejercida en el punto B es de: 925N

$$\Sigma FX = A - 925 \text{ N} + 845,08 \text{ N}$$

$$A = 925 \text{ N} - 845,08 \text{ N} = 80,45 \text{ N}$$

La fuerza ejercida en A es de 80,45N.

Sumatoria de fuerzas en el eje Z visto desde X

$$\Sigma FZ = A - B + FT$$

Momentos flectores en el eje Z

$$\Sigma FMA = -(B \times 1,334\text{m}) + (FT \times 1,461\text{m})$$

$$\Sigma FMA = -(B \times 1,334\text{m}) + (2321\text{N} \times 1,461\text{m}) = 0$$

$$B = \frac{(2321\text{N} \times 1,461\text{m})}{1,334\text{m}} = 2523\text{N}$$

La fuerza ejercida en el punto B es de: 2523,05N

$$\Sigma FX = A - 2523,05\text{N} + 2321\text{N}$$

$$A = 2523,05\text{N} - 2321\text{N} = 202,05\text{N}$$

La fuerza ejercida en A es de 202,05N.

El sitio donde se ubica el rodamiento es en la parte B por lo tanto se toman los valores obtenidos de en ese punto después de haber realizado la sumatoria de fuerzas.

Para la selección del rodamiento se debe tener en cuenta el valor de la fuerza resultante del peso de los elementos ya que esta actuara como la fuerza axial del rodamiento, la fuerza de resultante por el peso de los elementos equivale a 1143,07N.

Para la selección del rodamiento se tienen las siguientes convenciones:

N=Numero de revoluciones.

L_{10h} = Horas de trabajo útil (criterio del diseñador).

FA= Fuerza axial.

FR= fuerza radial.

L_{10} = Vida del rodamiento en millones de revoluciones.

C= Capacidad de carga dinámica.

P= Carga dinámica equivalente.

S_o = Factor de seguridad o de servicio.

P_o = Carga estática equivalente.

C_o = Capacidad de carga estática.

e = Índice de rodamiento.

X, Y = Constantes de índice de rodamiento.

\emptyset = Diámetro del eje.

Para efecto de la selección del rodamiento tenemos que:

$$N = 7,5 \text{ RPM}$$

$$FA = 1143,46N$$

$$Fr = \sqrt{(2523,05)^2 + (925)^2} = 2687,26N$$

$$\emptyset = 20\text{mm}$$

El estudio de rodamiento se realizará para un rodamiento rígido de bolas.

$$L_{10} = \frac{L_{10h} \times 60 \times N}{10^6}$$

$$L_{10h}^{26} = 10.000 \text{ horas}$$

$$L_{10} = \frac{10,000 \times 60 \times 7,5}{10^6} = 4,5$$

$$\frac{C}{P} = \sqrt[3]{L_{10}}$$

$$\frac{C}{P} = \sqrt[3]{4,5} = 1,65$$

$$S_0^{27} = 2$$

$$Po = 0,6Fr + 0,5FA$$

$$Po = 0,6(2687,26) + 0,5(1143) = 2183,85N$$

Condición relacionada con el diseño del rodamiento.

$$Po < FR \text{ si es así } Po = Fr.$$

$$2183,85N < 2687,26; \text{ entonces } Po = 2687,26N$$

$$Co = Po \times S_0$$

$$Co = 2687,26 \times 2 = 5374,52N.$$

²⁶ Tabla 8 valores orientados de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas. Rodamientos SKF

²⁷ Tabla 10 valores orientados para el factor de seguridad estáticos. Rodamientos SKF

Segunda condición de diseño.

$FA \leq 0,5C_0$ si es así se sigue con el cálculo; si no el rodamiento no es apto.

$$e = \frac{FA}{C_0}$$

$$e^{28} = \frac{1143,46N}{5374,52N} = 0,212$$

$$e = 0,196$$

Tercera condición de diseño.

$$\frac{FA}{Fr} = \leq e; \text{ si } P = Fr; \text{ no } P = Xx(FR) + Yx(FA).$$

$$\frac{1143,46N}{2687,26N} = 0,4255$$

$$0,4255 > 0,196$$

como no se cumple la condición entonces decimos que $P = Xx(FR) + Yx(FA)$.

$$P = X^{29}x(FR) + Y^{30}x(FA)$$

$$P = 0,56(2687,26N) + 2,22(1143,46N) = 4043,34N$$

Con el valor de P se despeja el valor de C que es la capacidad de carga dinámica y se procede a hacer la selección del rodamiento.

$$\frac{C}{P} = 1,65$$

$$C = (4043,34N) \cdot (1,65) = 6671,52N$$

Los valores para la selección del rodamiento son:

$$C = 6671,52N = 6,671kN$$

²⁸ Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Rodamientos SKF

²⁹ Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Rodamientos SKF

³⁰ Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Rodamientos SKF

$$C_o = 5374,52\text{N} = 5,374\text{kN}$$

$$\varnothing = 20\text{mm}$$

Con estos valores se remite a la tabla de selección de rodamientos.

Selección de rodamiento³¹ referencia: 6204 SKF.

6.5.3 Especificaciones del sistema de control. Las especificaciones técnicas del sistema de control se enumeran a continuación.

- El sistema contara con un micro-procesador Arduino.
- El sensor de fuerza deberá cumplir con la norma NTC 595
- El sensor de distancia recorrida deberá cumplir con la norma NTC 595
- El sistema de control graficara la curva deformación de la elongación versus la fuerza.

6.5.3.1 Selección de los componentes. Para la selección de los componentes del sistema de control se realiza un estudio sobre qué condiciones deben cumplir los sensores según la norma NTC 595, las características que deben tener los mismos para el funcionamiento de la máquina de ensayos. Entre los criterios de selección para sensores se resaltan los siguientes: rango, exactitud, montaje, resolución, zona muerta y calibración.

Rango³²: Se entiende por campo o rango de medida el conjunto de valores de la variable a medir comprendida dentro de la capacidad de medición y transmisión del instrumento; es decir, los valores para los cuales el aparato proporciona una lectura fiable. El campo de medición de un aparato suele definirse estableciendo los límites superiores e inferior del rango de medición posible.

³¹Rodamientos rígidos de una sola hilera de bolas. Rodamientos SKF

³²Iglesias; Arregui, Pedro; francisco, Instituto Tecnológico del agua, universidad politécnica de valencia,[consultado el 20 de Septiembre], disponible en internet: http://www.ita.upv.es/ventas/doc_prods/previews/18.pdf

Exactitud: la desviación de la lectura de un sistema de medida respecto a una entrada conocida. El mayor error esperado entre las señales medidas e ideales.

Montaje: Conjunto de acciones ordenadas que se desarrollan para ensamblar una determinada máquina, proceso o equipo.

Resolución: la cantidad de medida más pequeña que el sensor puede detectar.

Zona muerta: Es el campo de valores que no hace variar la indicación o señal de salida del instrumento, es decir, que no produce su respuesta. Viene dada como porcentaje del alcance de la medida.

Calibración: La calibración se define como: "la comparación de un estándar de medición, o de un equipo, con un estándar o equipo de mayor exactitud, para detectar y cuantificar imprecisiones y reportarlas o eliminarlas mediante un ajuste" (EPA, 2008).

6.5.3.2 Selección del sensor de fuerza. Según la NTC 595 el medidor de carga debe cumplir los siguientes requisitos.

- Esta libre del retraso de la inercia en la velocidad.
- Debe contar con una exactitud de $\pm 1\%$ del valor indicado.

Especificaciones del sensor de fuerza según el estudio de la maquina universal de ensayos son:

- Rango de medida de 0 – 50kN.
- Debe contar con un sistema de tornillo para sujetarse del puente superior.
- El sensor debe ser de tipo resistivo para que no tengan errores en la medida por la inductancia generada por el motor.

El sensor seleccionado que cumple con las condiciones de trabajo es:

Sensor U10M³³ force traducer, calibrado al 100% (Ver anexo B sensor de fuerza U10M).

Especificaciones generales del sensor:

Precisión: del 0.04%

Rango de medida: entre 0 y 50kN.

Influencia de la temperatura sobre el valor característico: 0,075%.

Sensor no lineal variación del: 0.035%.

Grado de protección: IP67

Especificaciones eléctricas del sensor:

Sensor resistivo.

Desviación relativa del valor cero: 1%

Resistencia de entrada: 0 a 345Ω

Resistencia de salida sin ajuste opcional a la medida: 280Ω a 360Ω.

Resistencia de salida con ajuste opcional de medida: 365Ω.

Rango de operación del voltaje de excitación: 0.5V a 12V.

Referencia para el voltaje de excitación: 5V

Especificaciones mecánicas del sensor:

Máxima fuerza de operación: 240% de la fuerza nominal.

Límite de fuerza: 240% de la fuerza nominal.

Fuerza de ruptura: 240 y 400% de la fuerza nominal.

Torque límite de: 1270 N.M

6.5.3.3 Selección del sensor de distancia. Según la NTC 595 el medidor de carga debe cumplir los siguientes requisitos.

- Esta libre del retraso de la inercia en la velocidad.
- Debe contar con una exactitud de $\pm 10\%$ del valor indicado.

³³ HBM, Hottinger Baldwin Messtechnik, Data sheet, UM 10, Germany.

Especificaciones del sensor de distancia según el estudio de la maquina universal de ensayos son:

- Rango de medida: el polímero más elástico se alarga en un 800% de su medida, la medida de referencia del ensayo es de 50mm por lo tanto el valor total a medir es de 400mm.

El sensor seleccionado que cumple con las condiciones de trabajo es:
Sensor Position Transducers up to 450mm. Series LWH (ver anexo C sensor de distancia Transducers up to 450mm. Series LWH).

Especificaciones generales del sensor:

Resolución: del 0.01mm
Rango de medida: entre 0 y 450mm.
Temperatura de operación: de -30°C a 100°C.
Durabilidad de: 100×10^6 movimientos.
Grado de protección: IP55.
Velocidad de operación: 10 m/s máx.
Sensor lineal.

Especificaciones eléctricas del sensor:

Sensor resistivo.
Resistencia nominal de 5K Ω .
Resistencia de tolerancia: $\pm 20\%$
Independencia lineal de: $\pm 0,05\%$

Especificaciones mecánicas del sensor:

Longitud del cuerpo: 527mm.
Peso: 680 gramos.
Fuerza de operación vertical: 10N.

6.5.3.4 Sistema de adquisición y visualización de datos. EL proyecto plantea como propuesta para la instrumentación y visualización de los sensores que serían implementados en la máquina de ensayos de tracción para polímeros, el tratamiento de señal mediante Labview®. En este apartado se describe la propuesta para ser implementado. Labview® es un software utilizado a nivel

industrial para la adquisición, procesamiento y control en la industria, Labview® (acrónimo de Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) es una plataforma y entorno de desarrollo para diseñar sistemas, con un lenguaje de programación visual gráfico. Recomendado para sistemas hardware y software de pruebas, control y diseño, simulado o real y embebido, pues acelera la productividad. El lenguaje que usa se llama lenguaje G, donde la G simboliza que es lenguaje Gráfico. Como se ha dicho es una herramienta gráfica de programación, esto significa que los programas no se escriben, sino que se dibujan, facilitando su comprensión. Al tener ya pre-diseñados una gran cantidad de bloques, se le facilita al usuario la creación del proyecto, con lo cual en vez de estar una gran cantidad de tiempo en programar un dispositivo/bloque, se le permite invertir mucho menos tiempo y dedicarse un poco más en la interfaz gráfica y la interacción con el usuario final. Cada VI consta de dos partes diferenciadas:

- Panel Frontal: El Panel Frontal es la interfaz con el usuario, la utilizamos para interactuar con el usuario cuando el programa se está ejecutando. Los usuarios podrán observar los datos del programa actualizados en tiempo real. En esta interfaz se definen los controles (los usamos como entradas, pueden ser botones, marcadores etc..) e indicadores (se usan como salidas, pueden ser gráficas).
- Diagrama de Bloques: es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan íconos que realizan una determinada función y se interconectan (el código que controla el programa --. Suele haber una tercera parte icono/conector que son los medios utilizados para conectar un VI con otros VIs.

En el panel frontal, encontraremos todo tipos de controles o indicadores, donde cada uno de estos elementos tiene asignado en el diagrama de bloques una terminal, es decir el usuario podrá diseñar un proyecto en el panel frontal con controles e indicadores, donde estos elementos serán las entradas y salidas que interactuaran con la terminal del VI. Podemos observar en el diagrama de bloques, todos los valores de los controles e indicadores, como van fluyendo entre ellos cuando se está ejecutando un programa VI.³⁴

³⁴Wikipedia, enciclopedia libre, Lab View, Florida: Wikimedia Foundation, 2006, [consultado el 20 de Octubre 2014] Disponible en internet: <https://es.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>

Labview® en este proyecto permitirá la visualización de datos muestreados mediante la tarjeta de adquisición encargada digitalizar la medida entregada por los sensores utilizados.

El incremento de sistemas embebidos ha incrementado permitiendo desarrollar sistemas integrales a bajos costos. La tarjeta de adquisición de datos está basada en un micro-controlador ATMEGA328p, el cual esta implementado sobre una tarjeta Arduino UNO.

Para la selección del tipo de Arduino se tuvieron en cuenta las siguientes especificaciones

- Debe contar un sistema de trasmisión de datos para poder llevar la información al PC donde será analizada.
- Debe contar con entradas análogas para la recepción de la información enviada desde los sensores.
- Debe contar con un micro-controlador para poder procesar la información.
- Debe contar con entradas con variación de voltaje entre 5 -12 voltios.

Según lo anterior, el Arduino que cuenta con las características necesarias para la construcción de la maquina es ARDUINO/GENUINO UNO. A continuación se evidencia la ficha técnica del mismo.

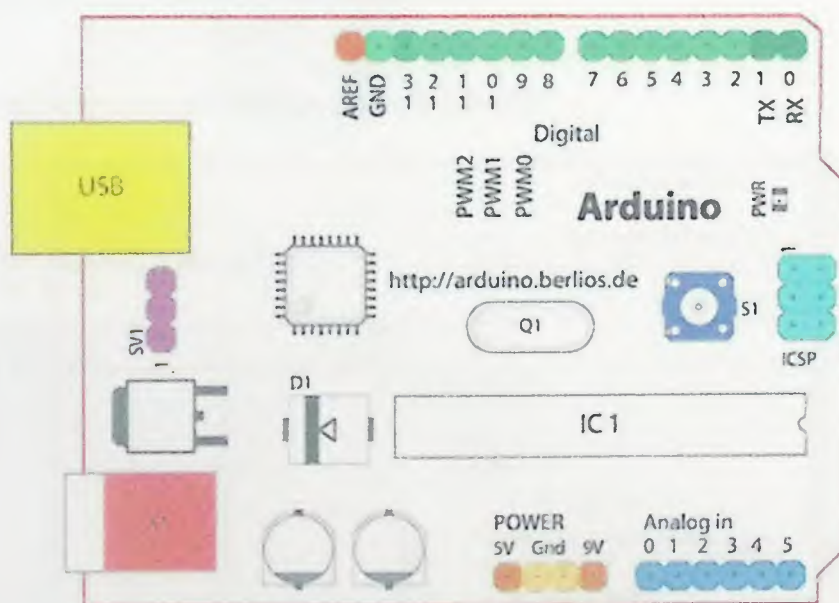
Tabla 8. Características Arduino ³⁵

Micro-controlador	ATmega328P
Tensión de funcionamiento	5V
Voltaje de entrada (recomendado)	7V – 12V
Voltaje de entrada (Limite)	6V – 20V
Pines digitales	14 (de los cuales 6 proporcionan salidas PMW)
Pines digitales PMW	6
Pines de entrada análoga	6
Corriente DC de entrada y salida de los pines	20 mA
Corriente DC de 3.3V pin	50 mA

³⁵ARDUINO, Arduino genuino, [consultado el 20 de Septiembre] Disponible en internet: <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardUno&prev=search>

Memoria flash	32 KB (ATmega 328P) de los 0,5 KB son utilizados por el gestor de arranque
SRAM	2 KB (ATmega 328P)
EEPROM	1 KB (ATmega 328P)
Velocidad de reloj	16 MHz
Largo	68,6 mm
Ancho	53,4 mm
Peso	25 g.

Figura 38. Introducción general a una placa Arduino³⁶.



Fuente: <http://www.menosmedia.org/spip.php?article43>

Empezando según la agujas del reloj.

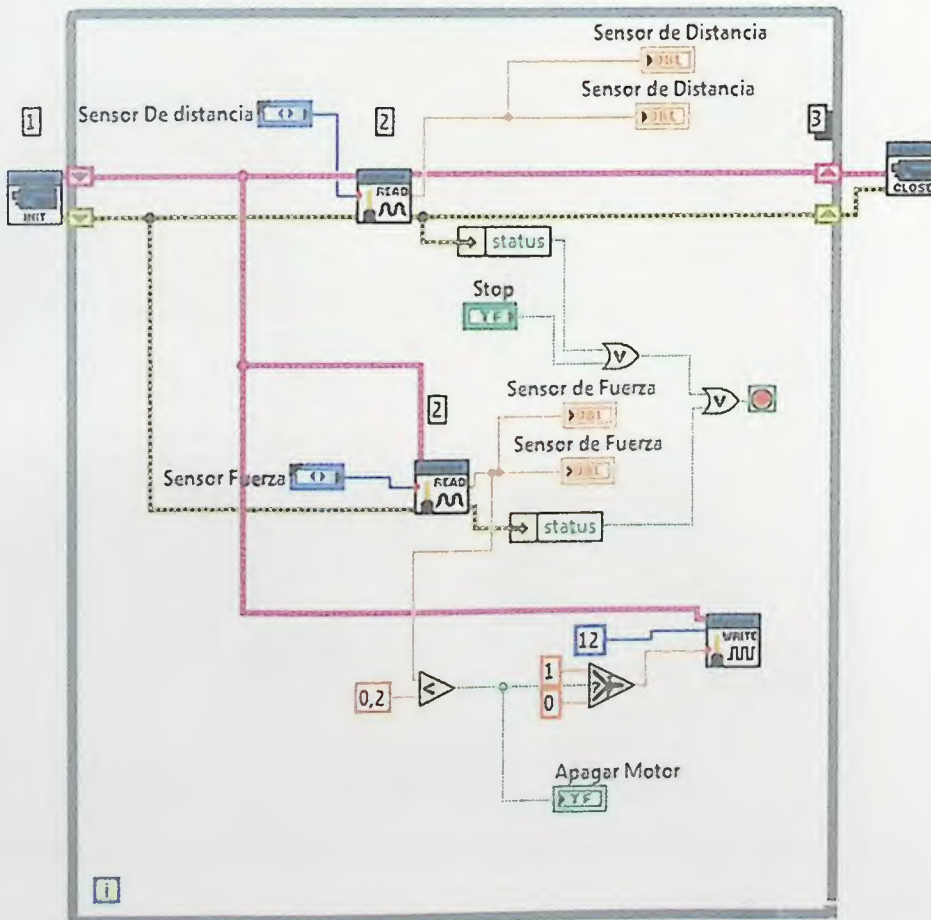
- Terminal de referencia analógica (naranja).
- Tierra digital (verde claro).
- Terminales digitales de 2-13 (verde).
- Terminales digitales 0-1/ E/S – TX/RX (verde oscuro).
- Botón de reinicio S1 (azul oscuro)

³⁶ ARDUINO, Arduino genuino, [consultado el 20 de Septiembre] Disponible en internet: <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardUno&prev=search>

- Programador serie en circuito (azul celeste).
- Terminales de entrada analógica 0-5 (azul claro).
- Terminales de alimentación y tierra (alimentación: naranja, tierras naranja claro).
- Selector de alimentación externa por USB (purpura).
- Conexión USB (amarillo).

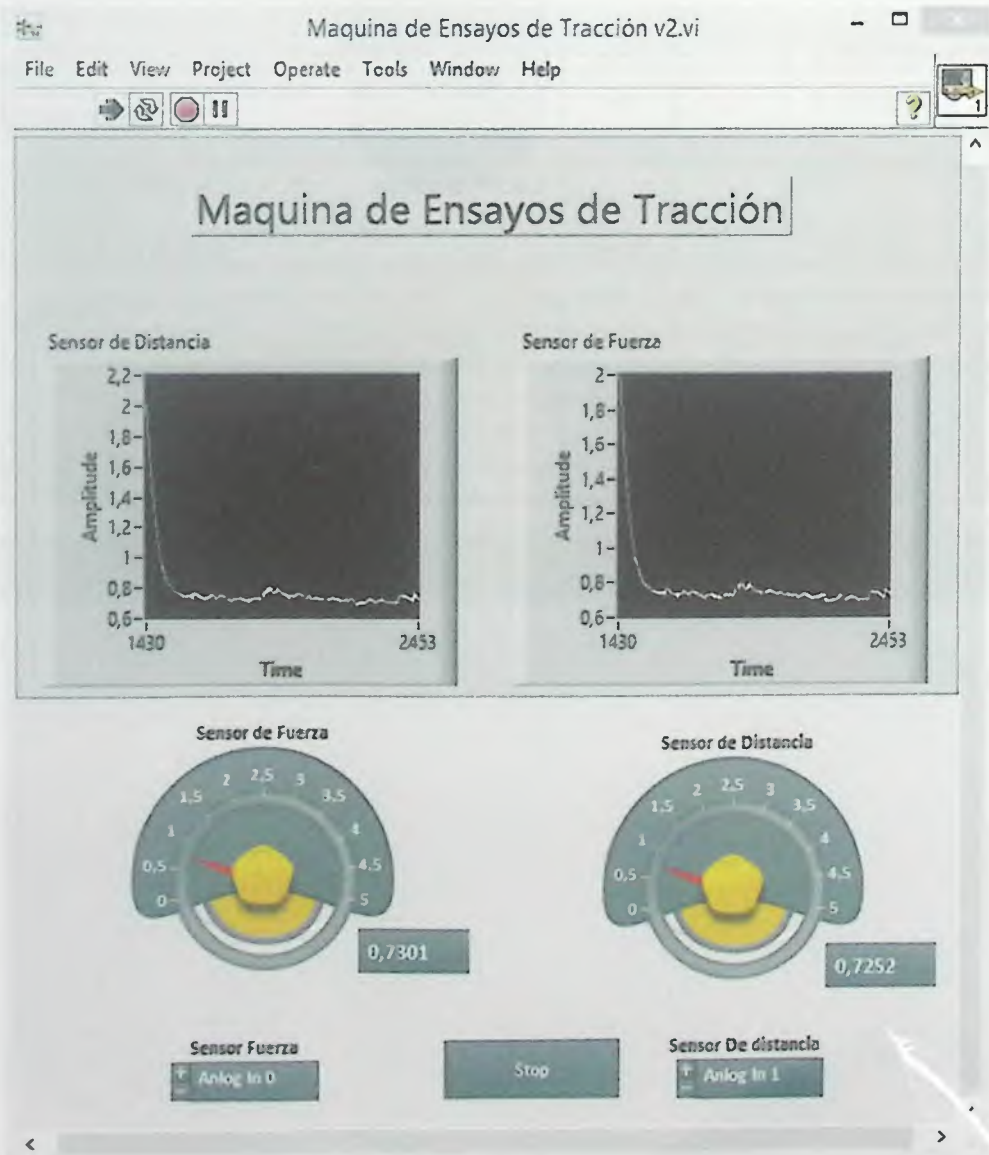
6.5.3.5 Interfaz en Labview®. La interfaz desarrollada o instrumento virtual desarrollado (a todos los programas en Labview® se les conoce como VI o instrumento virtual) es la encargada de procesar los datos que son enviados por la tarjeta de adquisición de datos en el puerto USB del computador. Para ello fue necesario desarrollar el siguiente programa:

Figura 39. Código de programa en Lab View®



En la figura 32 se presenta la interfaz gráfica que muestra la captura y visualización de datos enviada desde los sensores, es la parte de visualización de datos obtenidos en la placa Arduino traducidos según la magnitud y fuerza que ofrecen los sensores.

Figura 40. Interfaz gráfica Lab View®



7 COSTOS.

7.1 RECURSOS

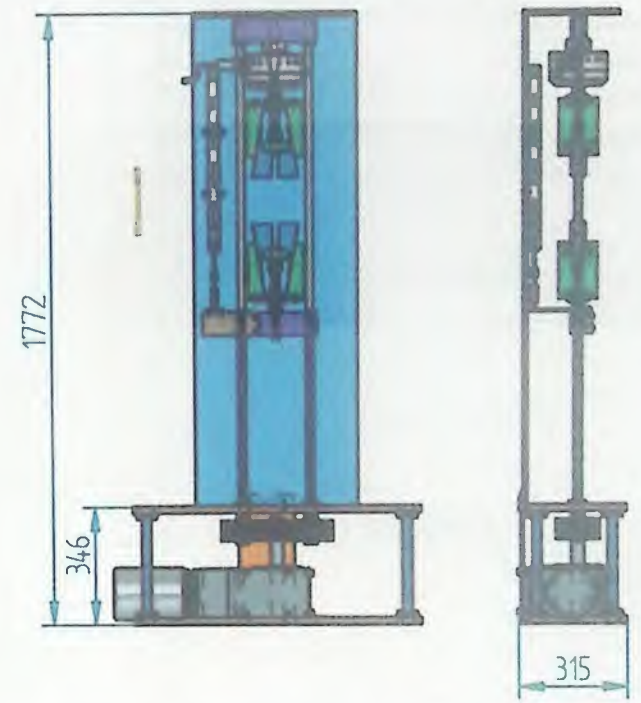
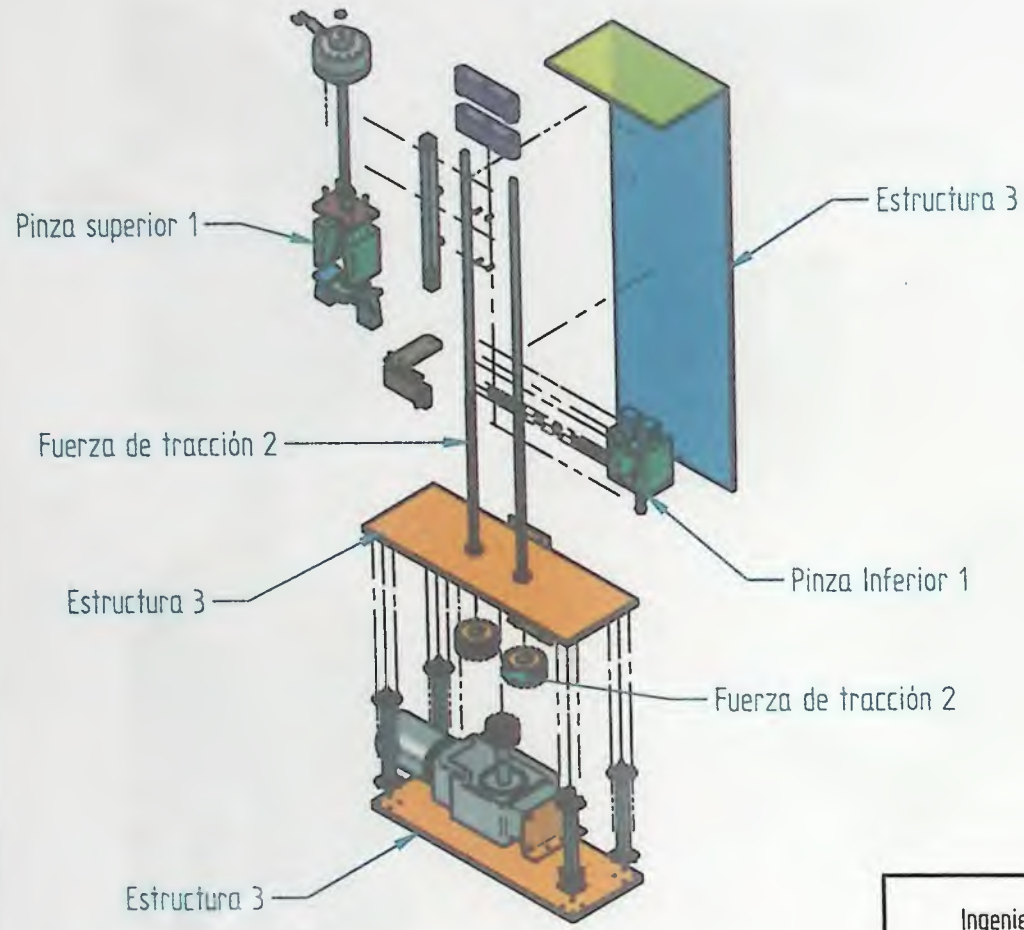
Tabla 9 . Recursos proyecto

ITEM	DESCRIPCIÓN	UN	CANT	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1.00	RECURSOS BIBLIOGRÁFICOS				
1.01	Norma para ensayos en polímeros.	Un	1	\$ 160.000	\$ 160.000
1.02	Norma para ensayos de tracción y compresión.	Un	1	\$ 160.000	\$ 160.000
2.0	INVESTIGACIÓN Y ACTIVIDADES PREVIAS				
2.01	Trabajo de campo	Horas	96	\$ 8.125	\$ 780.000
3.0	DISEÑO				
3.1	Diseño mecánico de la estructura metálica	Horas	20	\$ 8.125	\$ 162.500.
3.2	Diseño del sistema de control	Horas	40	\$ 8.125	\$ 325.000
3.3	Diseño del sistema de fuerza	Horas	160	\$ 8.125	\$ 1.300.000
3.4	Dibujante	Horas	100	\$ 8.125	\$ 812.500
3.5	Impresión plotter	Un	12	\$ 12.000	\$ 144.000
COSTO TOTAL					\$ 3.844.000

8 PLANOS.

Maquina de ensayos de Tracción

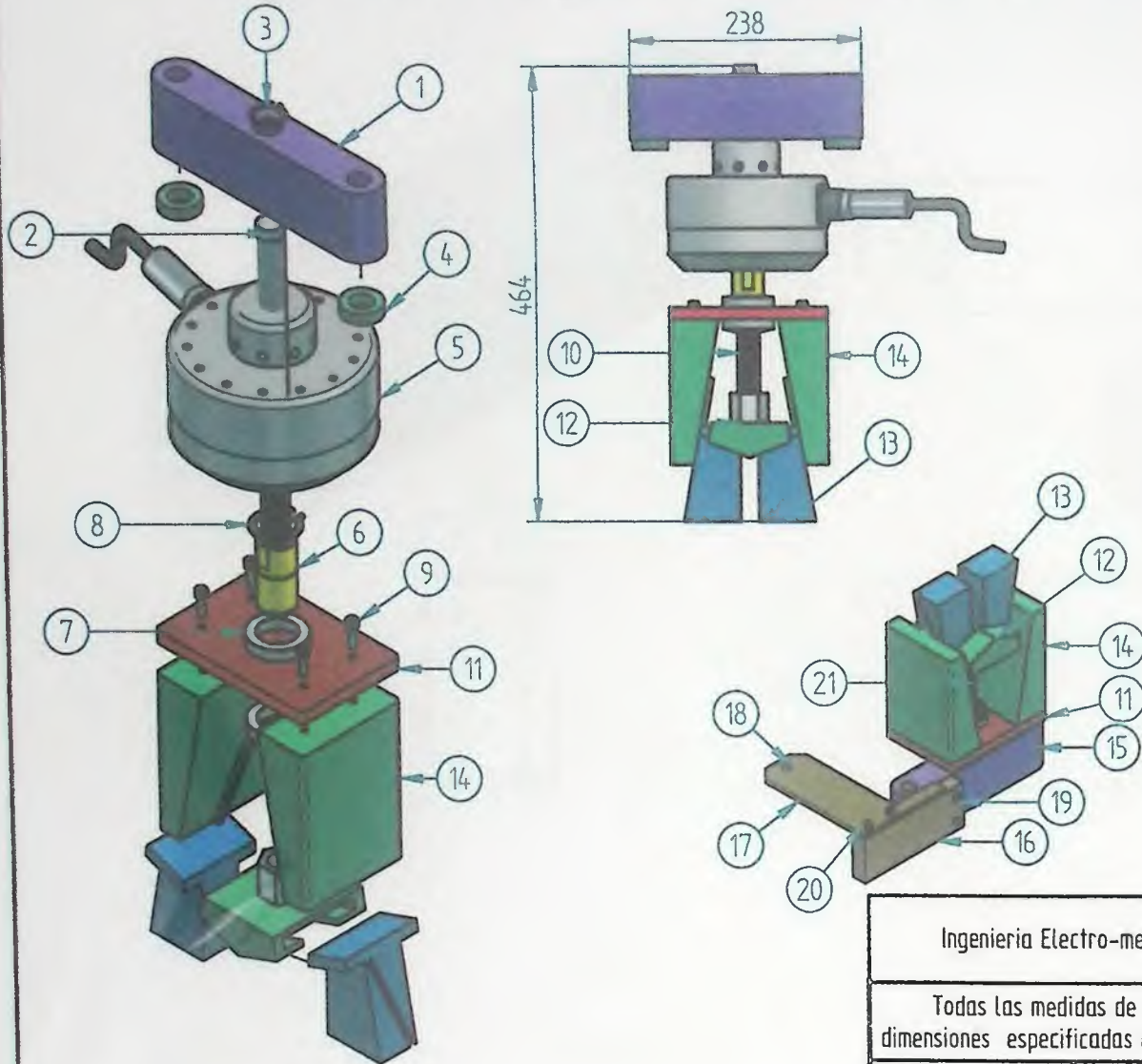
ITEM	Nombre de la Pieza	Cantidad
1	Pinza superior e inferior	1 C/U
2	Fuerza de Tracción	1
3	Estructura	1



Ingenieria Electro-mecanica	Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros	TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 1 / 32	Maquina de ensayos de Tracción	
	FECHA: 21/09/2015	Hoja 1 de 32 Escala N.a



CONJUNTO PINZA SUPERIOR E INFERIOR

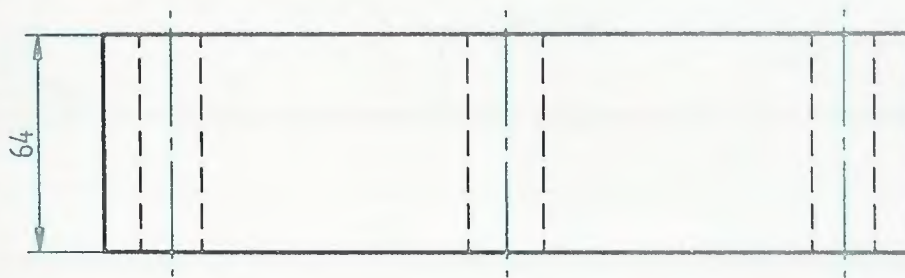
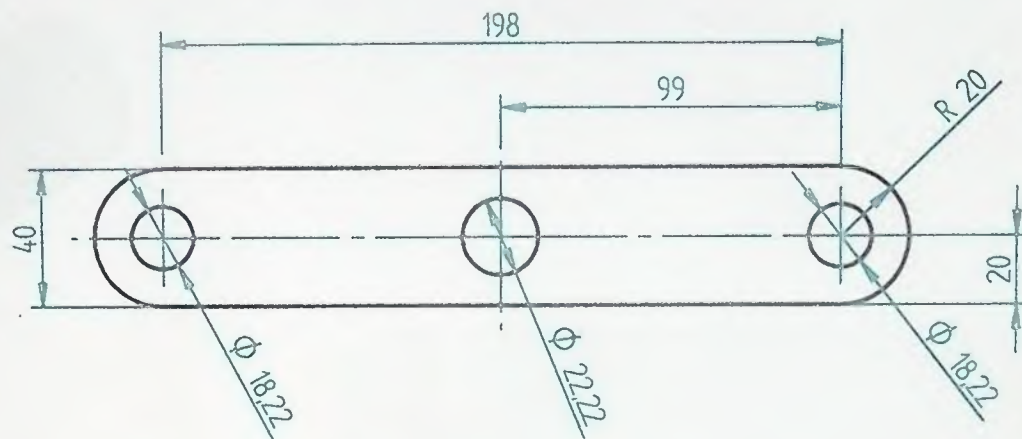
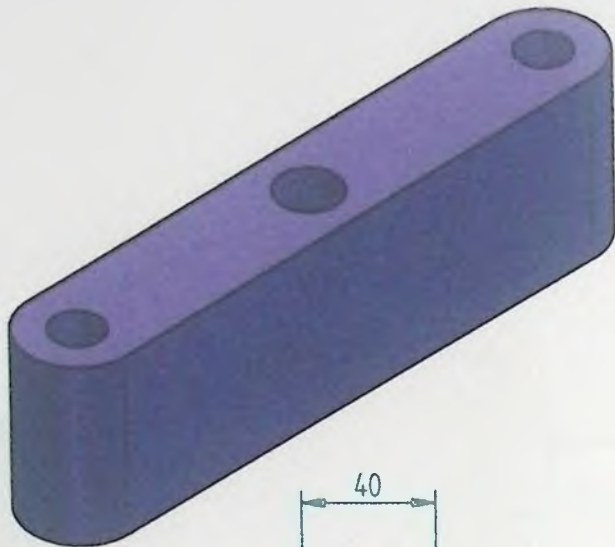


Maquina de ensayos de Tracción-Pinza superior e inferior

ITEM	Nombre de la Pieza	Cantidad
1	punte superior	1
2	Tornillo sensor de fuerza	1
3	seeger A22	1
4	Arandela de sufrimiento	2
5	sensor de fuerza	1
6	tuerca de mordazas	2
7	Arandelas tuerca de mordazas	4
8	seeger A32	4
9	Tornillo M6x20	8
10	tornillo de potencia superior	1
11	Alojamiento para mordazas	2
12	Soporte de las mordazas	2
13	mordazas	4
14	Tapa alojamiento mordazas	1
15	Puente inferior	1
16	soporte apoyo sensor LWH	1
17	soporte sensor	1
18	arandela de sujecion sensor	1
19	Tornillo M6X30	2
20	Tornillo M6X20	2
21	Tornillo mordaza inferior	1

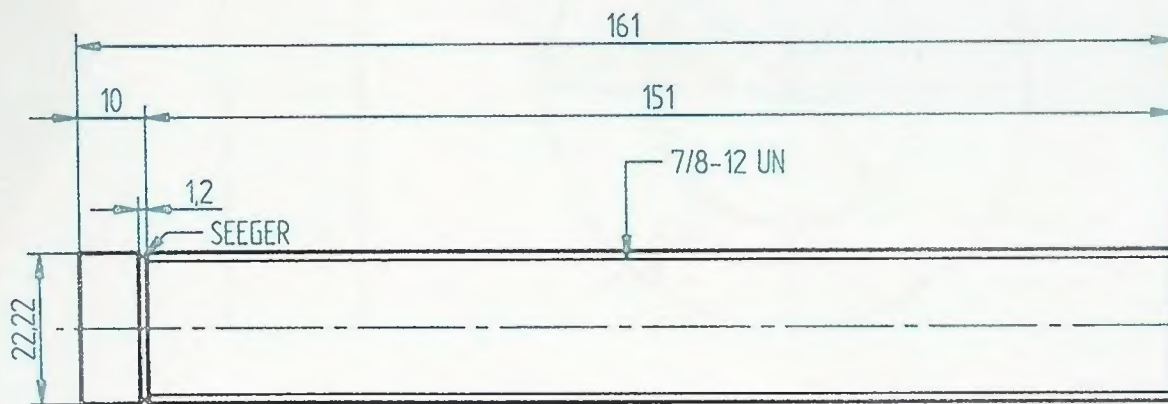
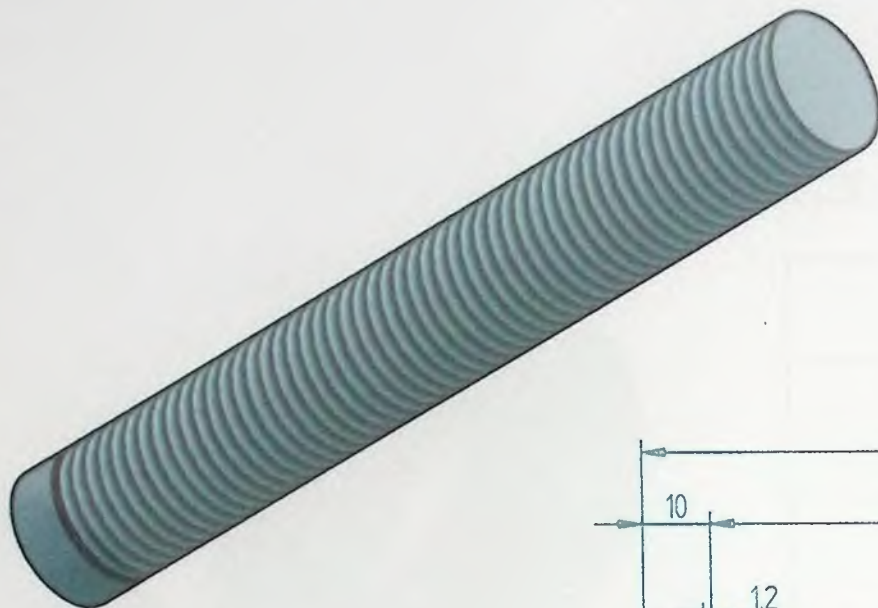
Ingenieria Electro-mecanica	Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central		
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros	TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros		
Plano: 2 / 32		Conjunto Pinzas	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 2 de 32

PUENTE SUPERIOR



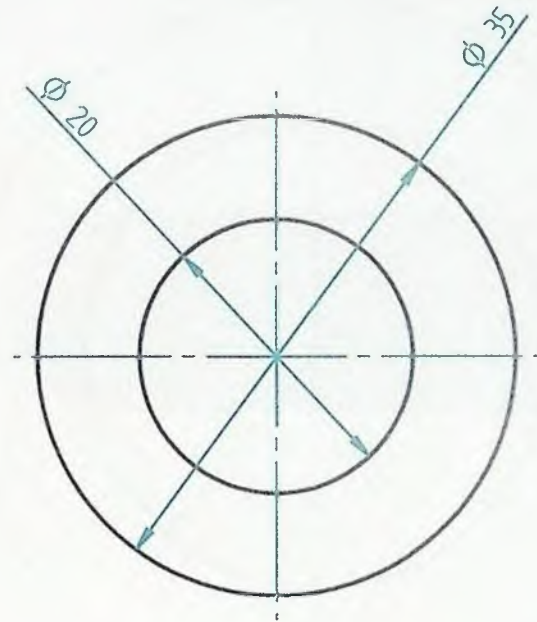
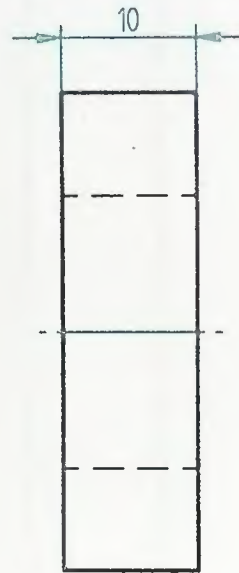
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 3 / 32		Puente superior	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 3 de 32 Escala 1 : 2

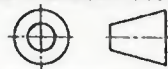
TORNILLO SENSOR DE FUERZA



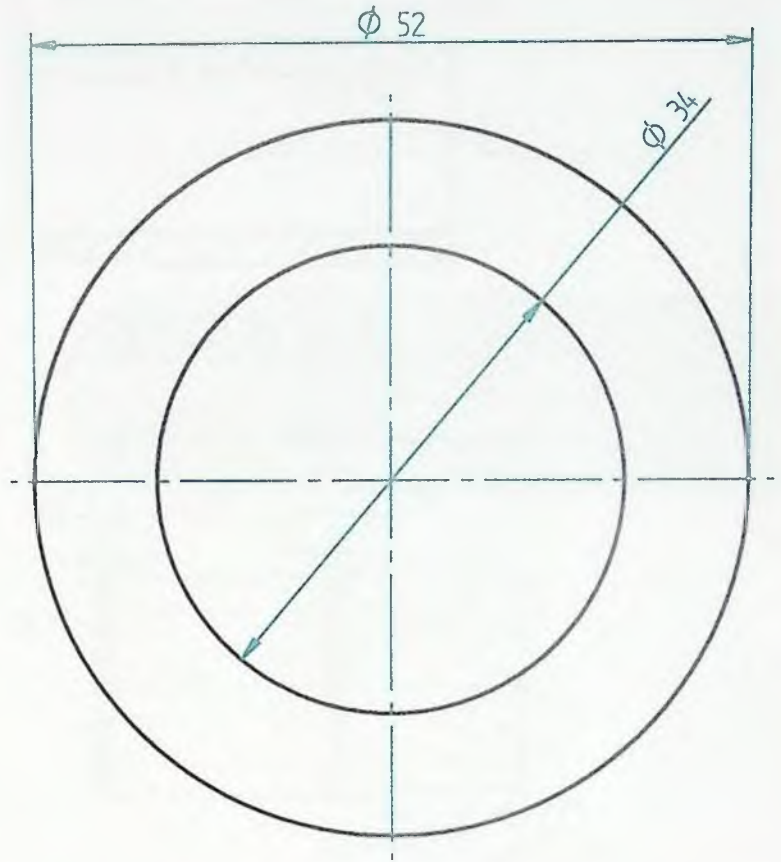
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 4 / 32		Tornillo sensor de fuerza	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 4 de 32 Escala 1:1

ARANDELA DE SUFRIMIENTO



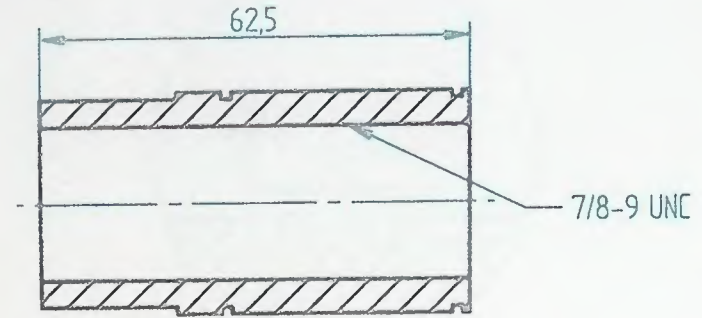
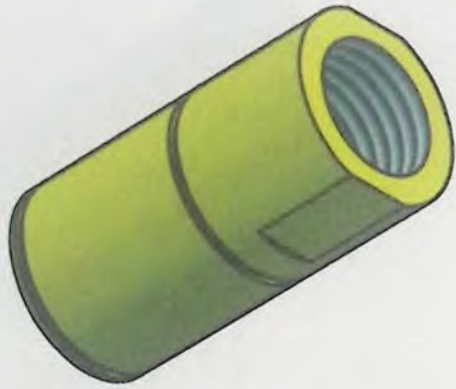
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 5 / 32		Arandela de sufrimiento	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 5 de 32 Escala 2 : 1

ARANDELAS TUERCA DE MORDAZAS

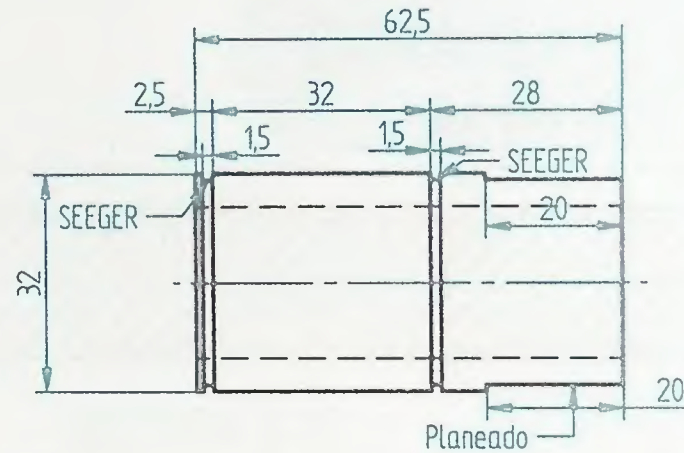
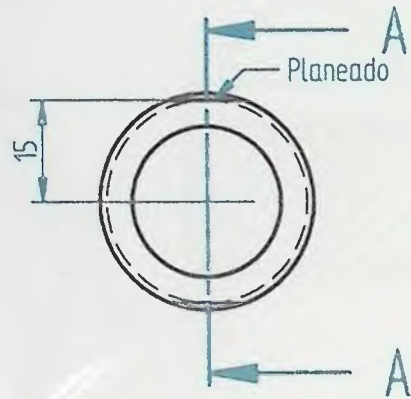


Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para potimeros	
Plano: 6 / 32		Arandelas tuerca de mordaza	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 6 de 32 Escala 2 : 1

TUERCA DE MORDAZAS

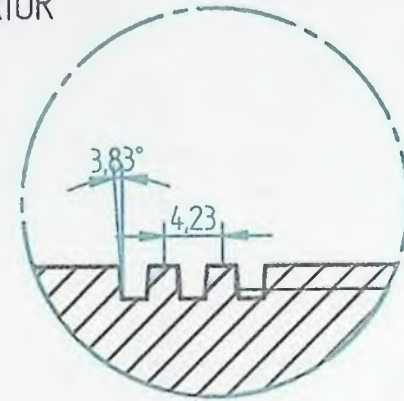
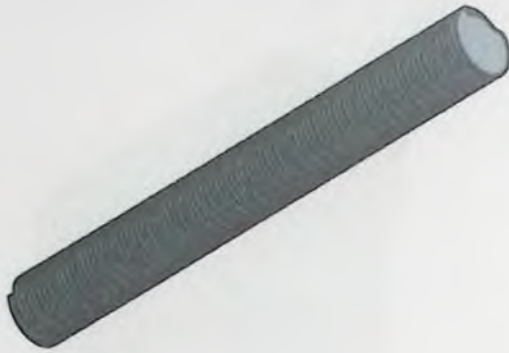


SECTION A-A

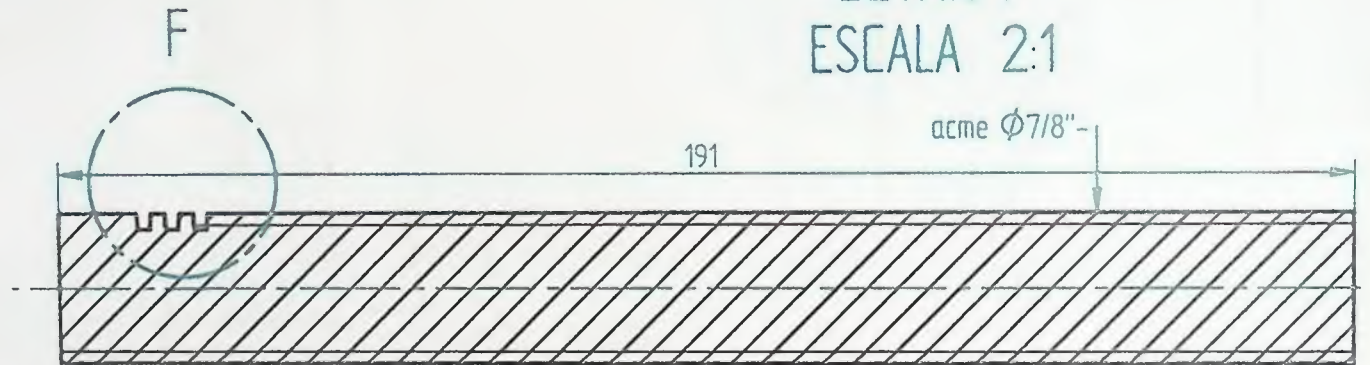
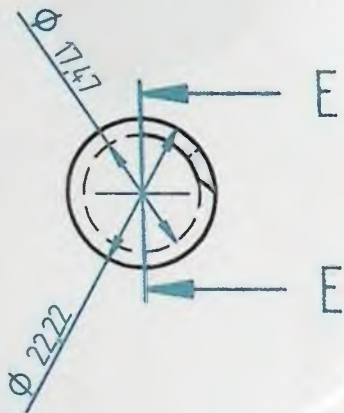


Ingeniería Electro-mecánica	Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central		
Todas las medidas de ángulos dimensiones especificadas en milímetros	TÍTULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros		
Plano: 7 / 32		Tuerca de mordazas	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 7 de 32 Escala 1 : 1

TORNILLO DE POTENCIA SUPERIOR



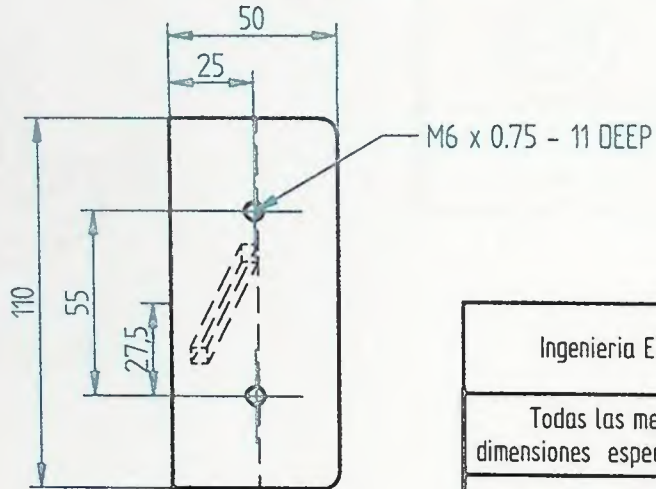
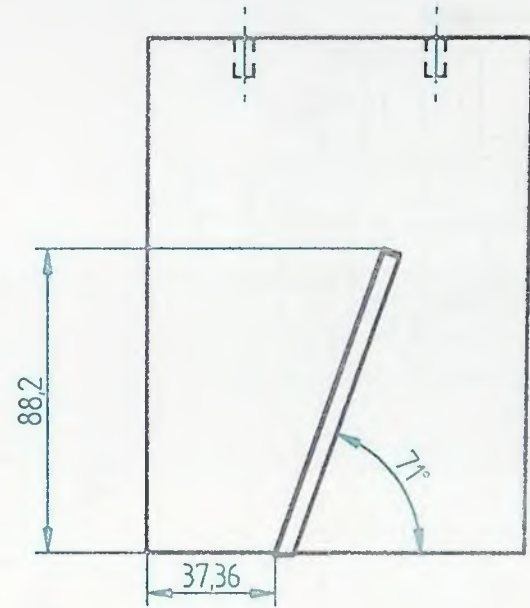
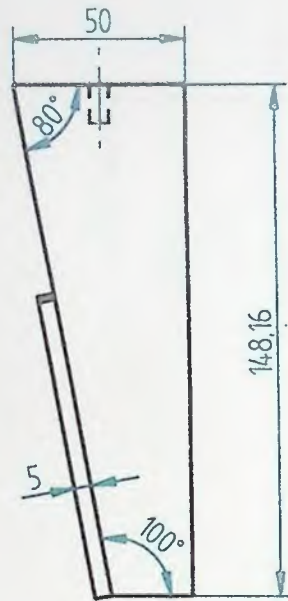
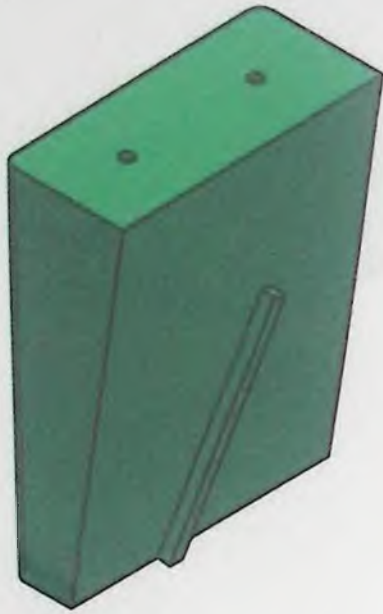
DETAIL F
ESCALA 2:1



SECTION E-E

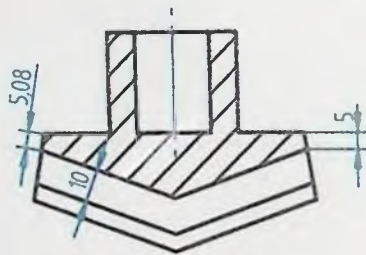
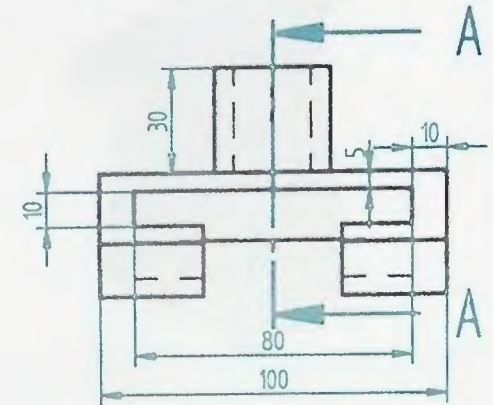
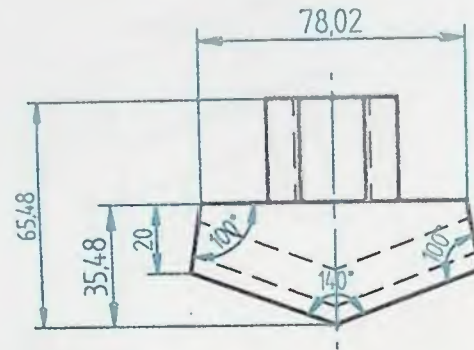
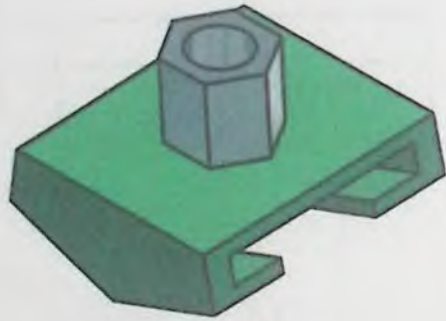
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano. 8 / 32		Tornillo de potencia superior	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 8 de 32 Escala

ALOJAMIENTO PARA MORDAZAS

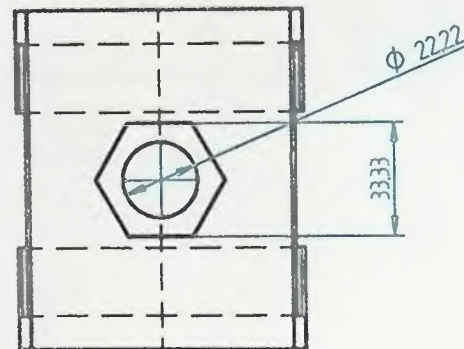


Ingeniería Electro-mecánica	Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros	TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 9 / 32	Alojamiento para mordazas	
	FECHA: 21/09/2015	Hoja 9 de 32 Escala 1 : 2

SOPORTE DE LAS MORDAZAS

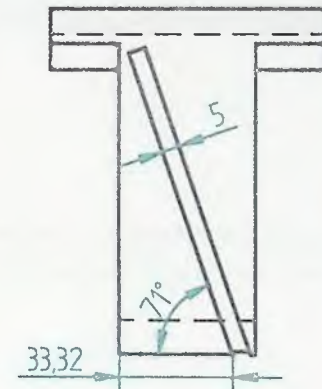
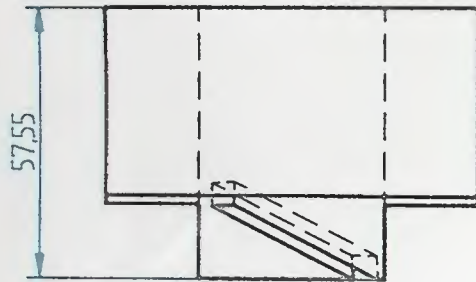
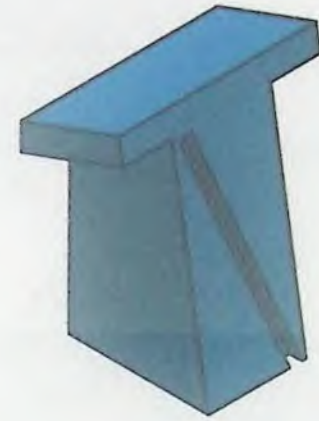
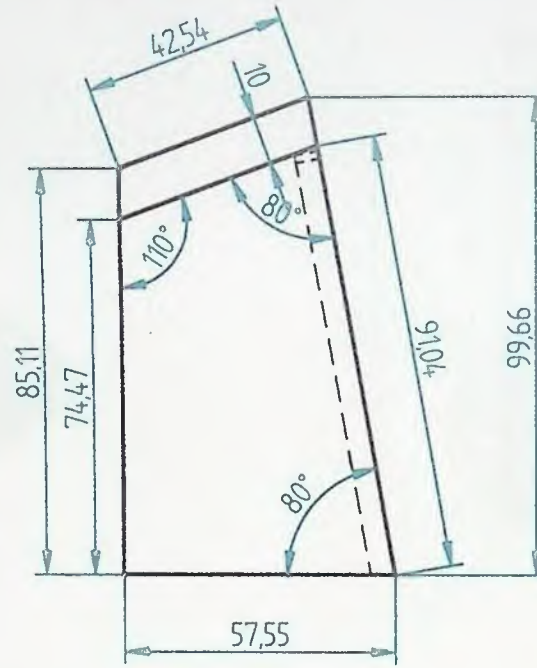
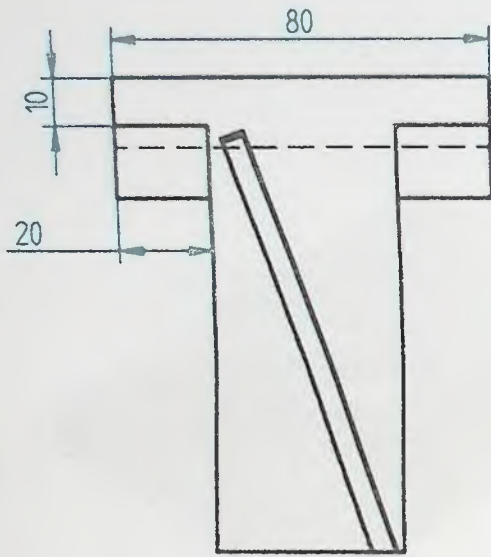


SECTION A-A



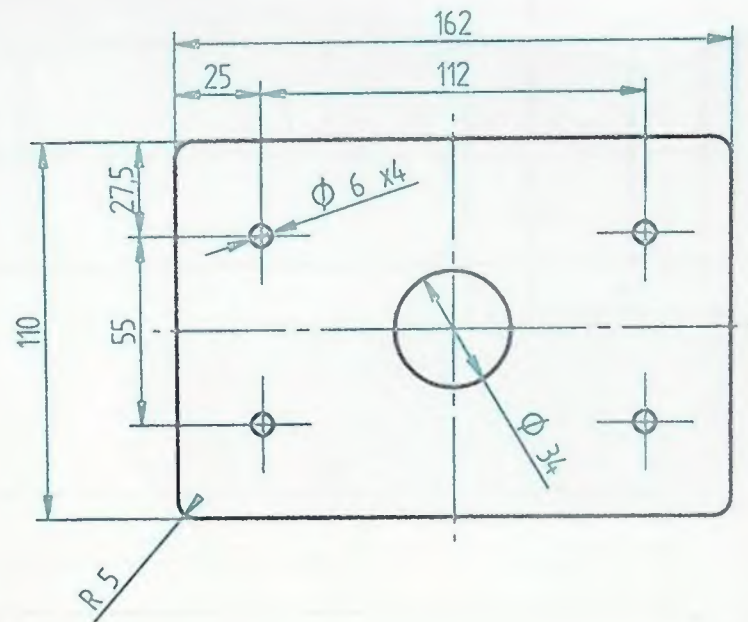
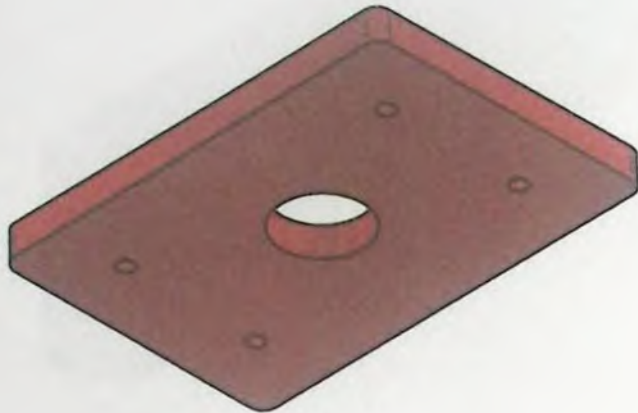
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano. 10 / 32		Soporte de las mordazas	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 10 de 32 Escala 1 : 2

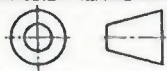
MORDAZAS



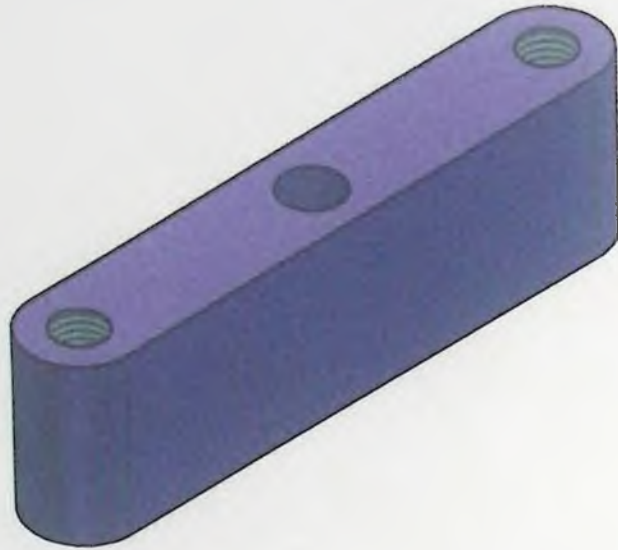
Ingeniería Electro-mecánica	Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central	
Todas las medidas de ángulos dimensiones especificadas en milímetros	TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 11 / 32	Mordazas	
	FECHA: 21/09/2015	Hoja 11 de 32 Escala 1 : 2

TAPA DE ALOJAMIENTO MORDAZAS

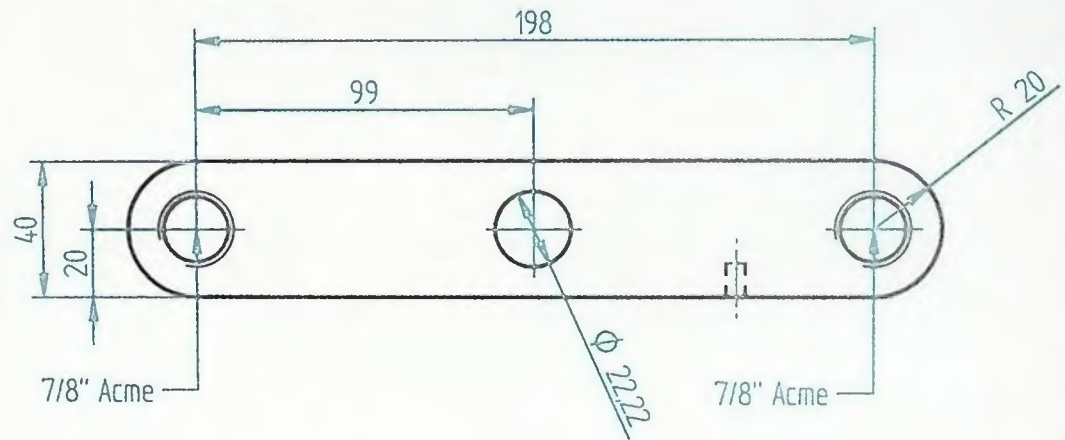
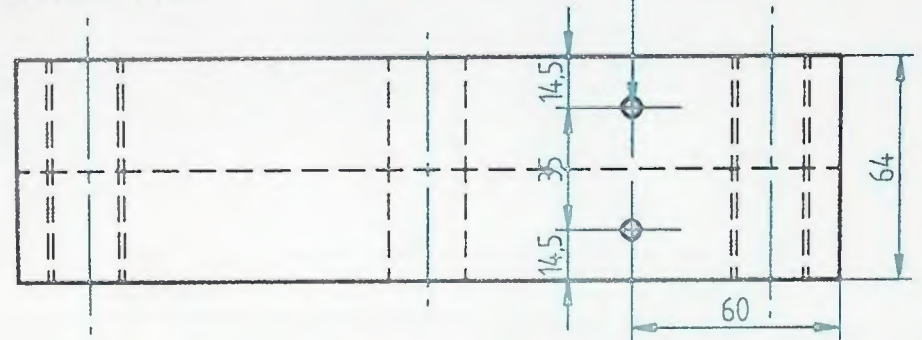


Ingeniería Electro-mecánica	Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central		
Todas las medidas de ángulos dimensiones especificadas en milímetros	TÍTULO	Maquina de ensayos de tracción para polimeros	
Plano: 12 / 32		Tapa alojamiento de las mordazas	
	FECHA: 21/09/2015	Hoja 12 de 32	Escala 1: 2

PUENTE INFERIOR

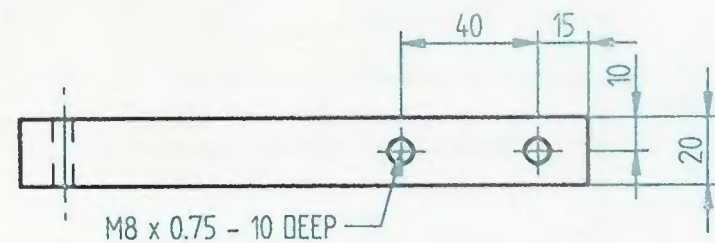
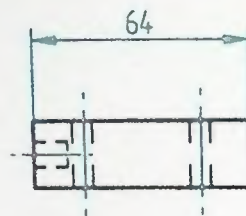
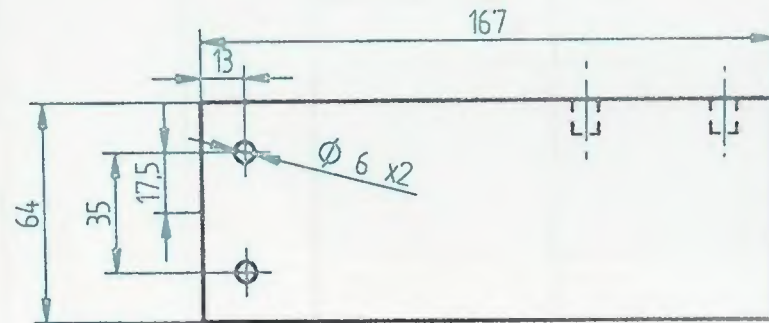
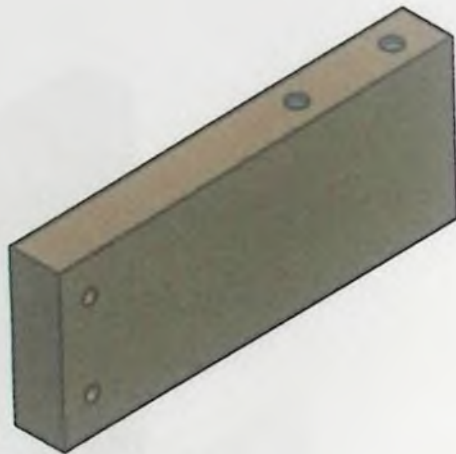


M6 x 0.75 - 10 DEEP



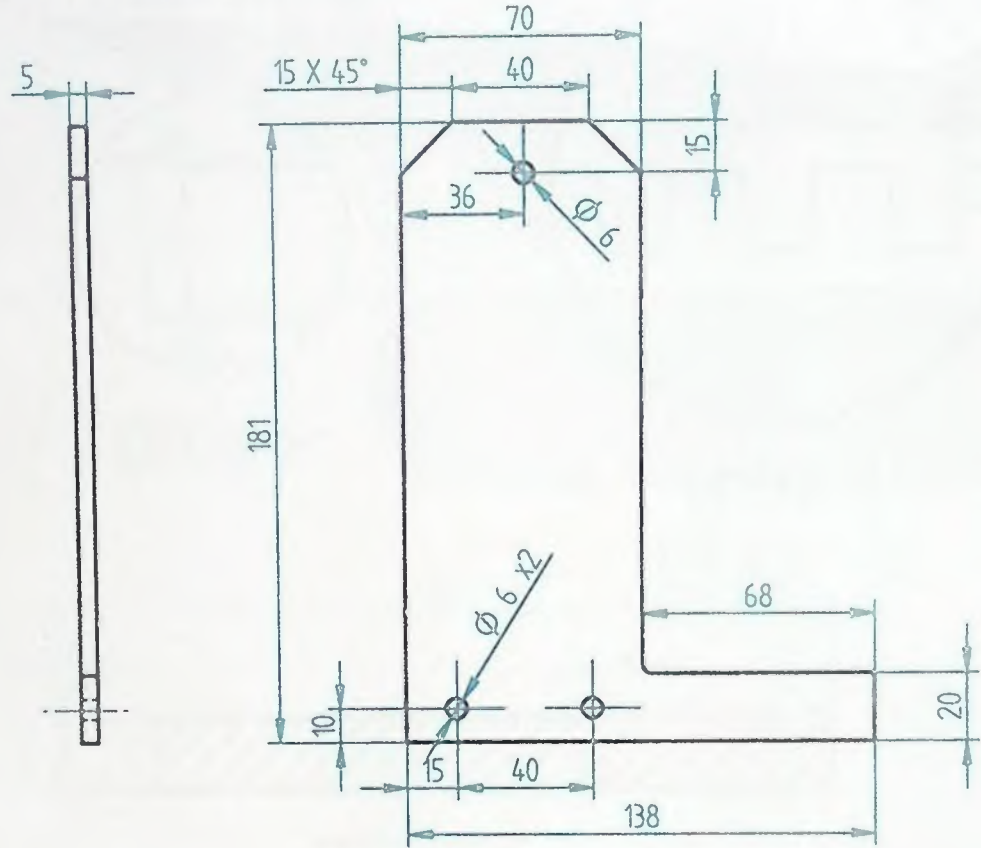
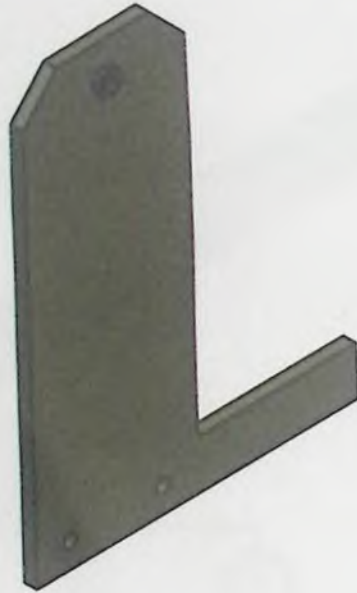
Ingenieria Electro-mecanica		Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 13 / 32		Puente inferior	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 13 de 32 Escala 1: 2


SOPORTE APOYO SENSOR LWH



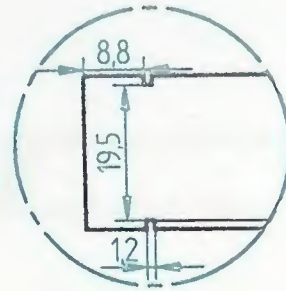
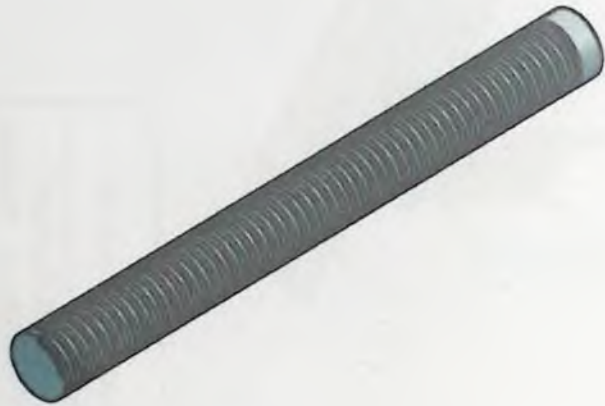
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 14 / 32		Soporte apoyo sensor LWH	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 14 de 32 Escala 1:2

SOPORTE SENSOR

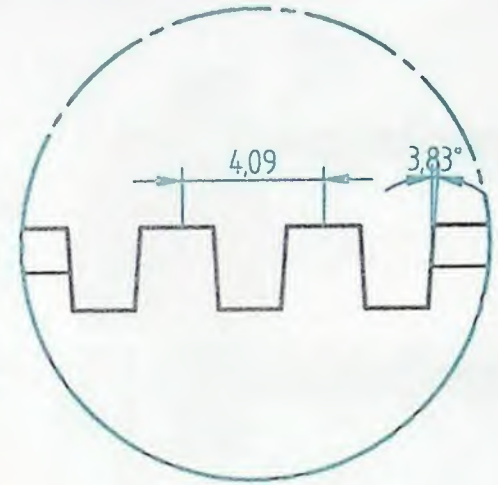


Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central	
Todas las medidas de ángulos dimensiones especificadas en milímetros		TÍTULO Maquina de ensayos de tracción para polimeros	
Plano: 15 / 32		Soporte sensor	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 15 de 32 Escala 1:2

TORNILLO MORDAZA INFERIOR

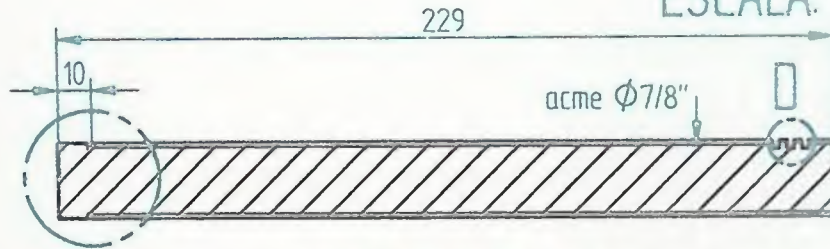
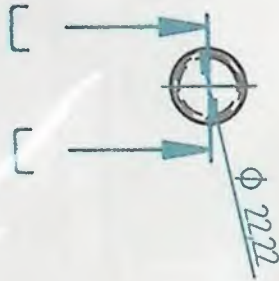


DETAIL H



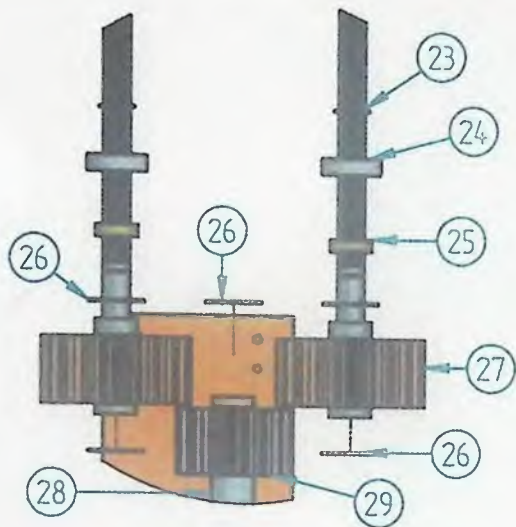
DETAIL D

ESCALA: 5:1

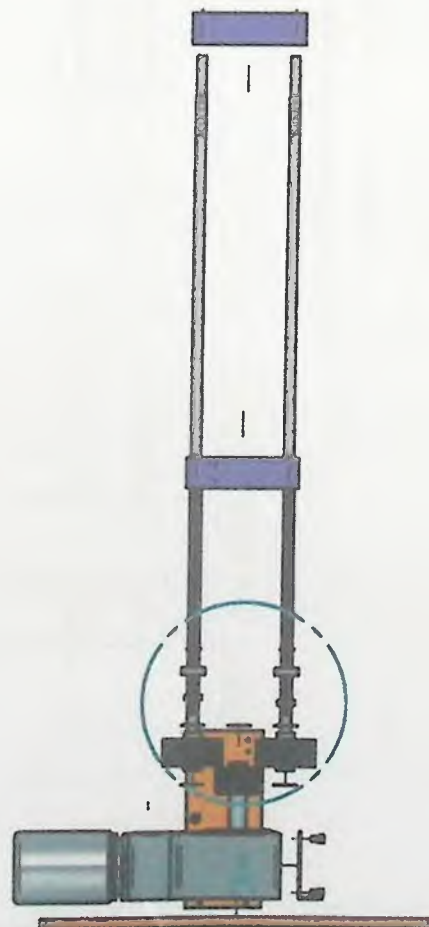
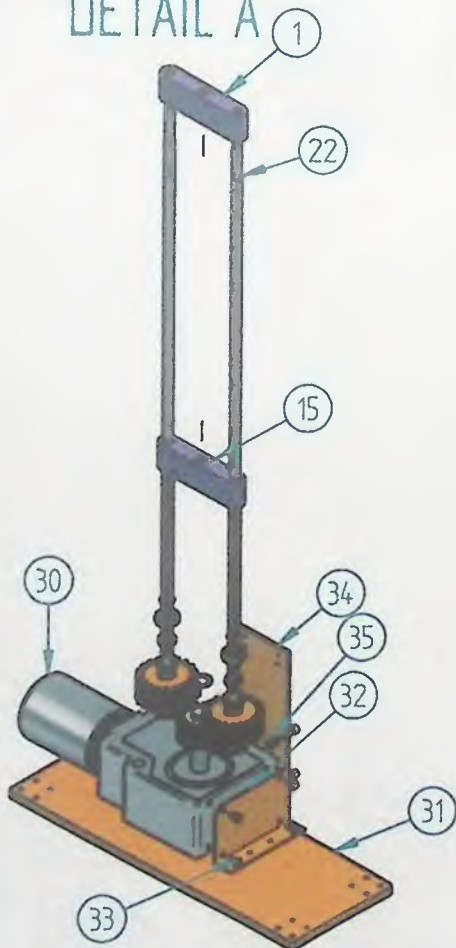


SECTION C-C

Ingenieria Electro-mecanica		Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 16 / 32		Tornillo mordaza inferior	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 16 de 32 Escala 1: 2



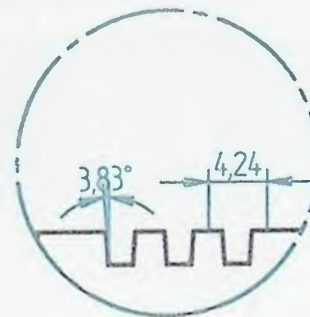
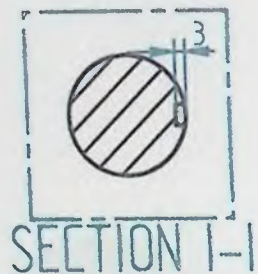
DETAIL A



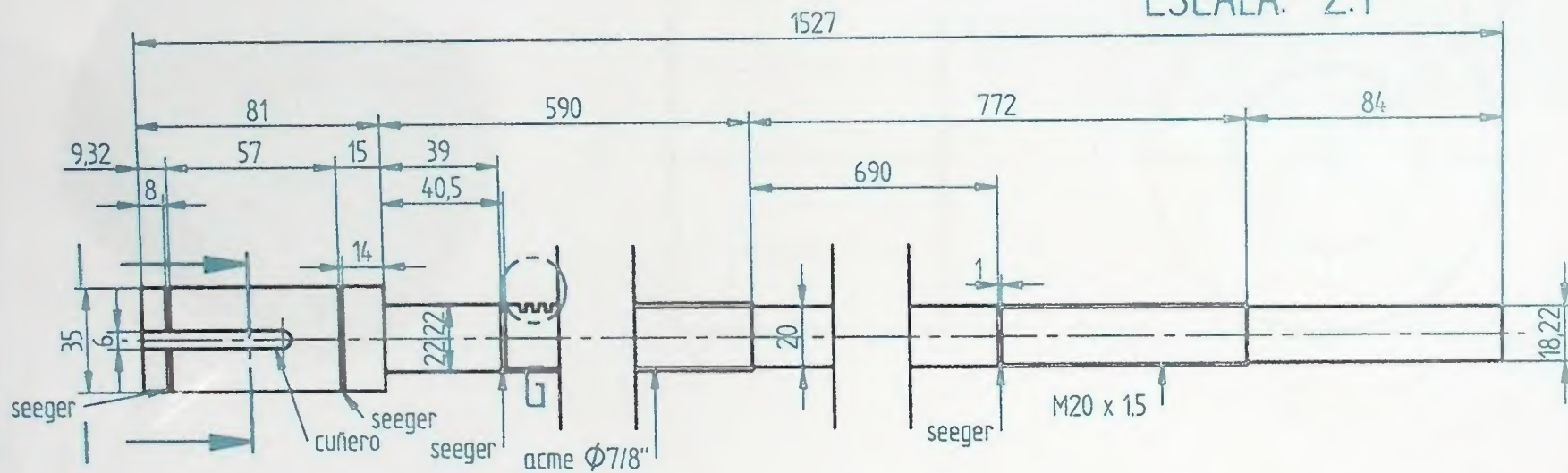
Maquina de ensayos de Tracción-Fuerza de Traccion		
ITEM	Nombre de la Pieza	Cantidad
22	Tornillo de potencia lateral	2
23	Seeger 22	2
24	Rodamiento SKF 62-22	2
25	Arandela de bronce	2
26	Seeger 35	5
27	Engranaje lateral	2
28	Eje motor	1
29	Engranaje central	1
30	Motor LA80	1
31	Tapa inferior estructura	1
32	Placa sujecion motor	1
33	Tornillo M10x16	4
34	Placa sujetadora motor	1
35	Calzo tornillo motor	4

Ingenieria Electro-mecanica		Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos, dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 17 / 32		Conjunto de fuerza	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 17 de 32

TORNILLO DE POTENCIA LATERAL

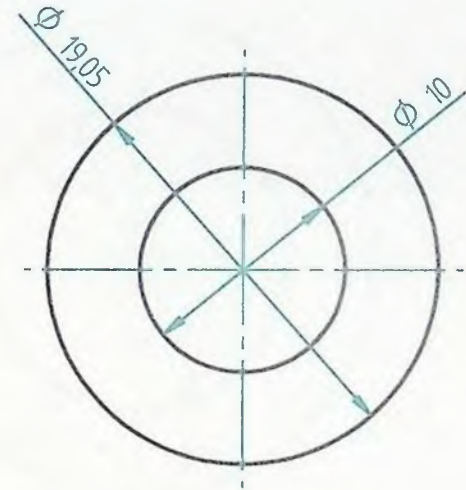
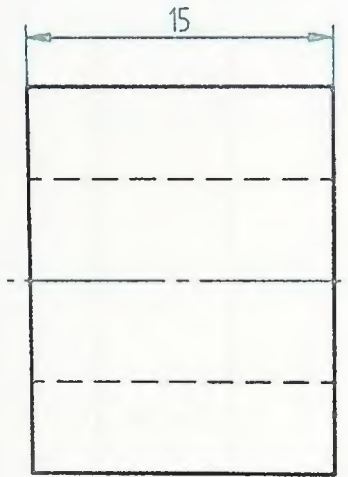


DETAIL G
ESCALA: 2:1



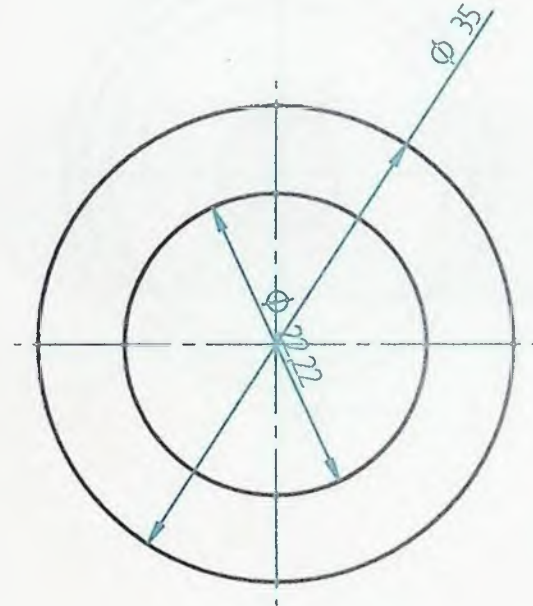
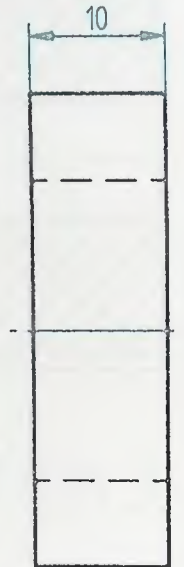
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central	
Todas las medidas de ángulos dimensiones especificadas en milímetros		TÍTULO Maquina de ensayos de tracción para polimeros	
Plano: 18 / 32		Tornillo de potencia lateral	
		FECHA 21/09/2015	Hoja 18 de 32 Escala 1:2

CALZO TORNILLO MOTOR



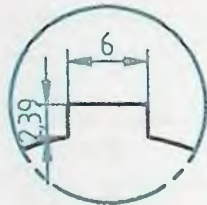
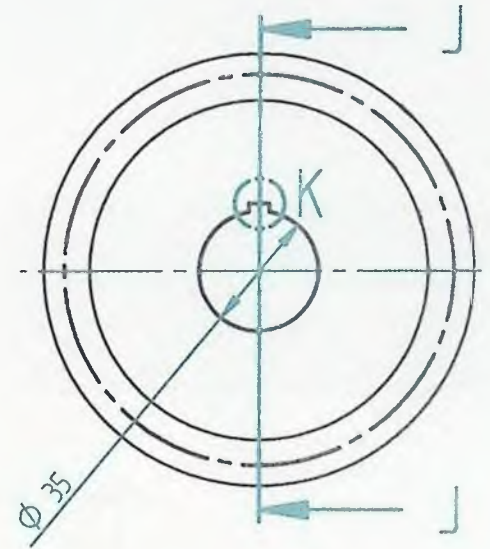
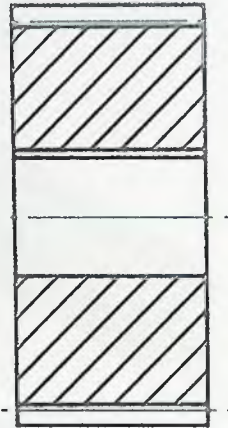
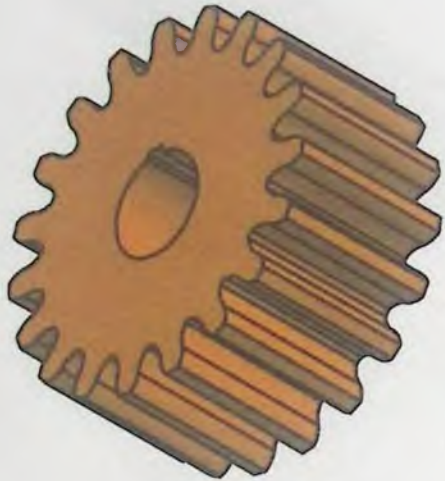
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central	
Todas las medidas de ángulos dimensiones especificadas en milímetros		TÍTULO Maquina de ensayos de tracción para polimeros	
Plano: 19 / 32		Calzo tornillo motor	
		FECHA: 2V/09/2015	Hoja 19 de 32 Escala 3 : 1

ARANDELA DE BRONCE



Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 20 / 32		Arandela en bronce	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 20 de 32 Escala 2 : 1

ENGRANAJE LATERAL



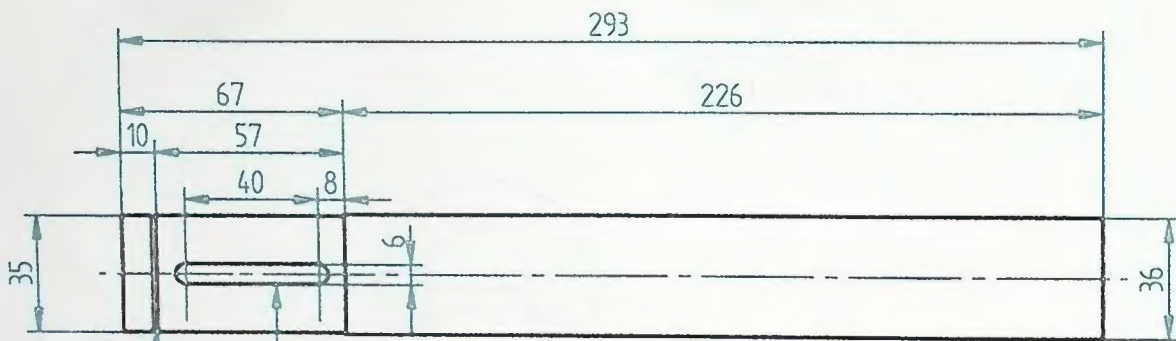
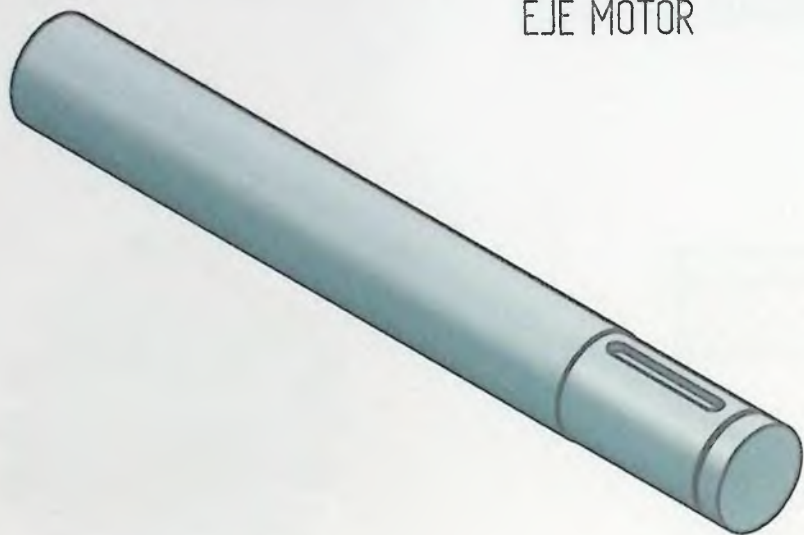
SECTION J-J

DETAIL K
ESCALA : 2:1

DATOS DEL ENGRANAJE	
MODULO	6
NUMERO DE DIENTES	19
DIAMETRO EXTERIOR	126

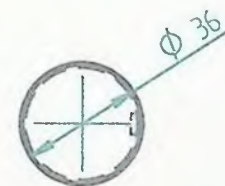
Ingenieria Electro-mecanica		Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 21 / 32		Engranaje lateral	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 21 de 32 Escala 1 : 2

EJE MOTOR



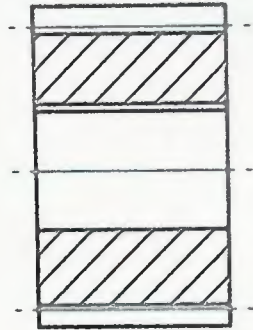
seeger

Profundidad 3mm

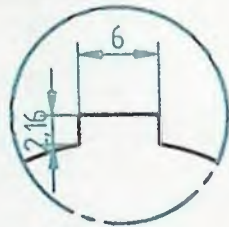
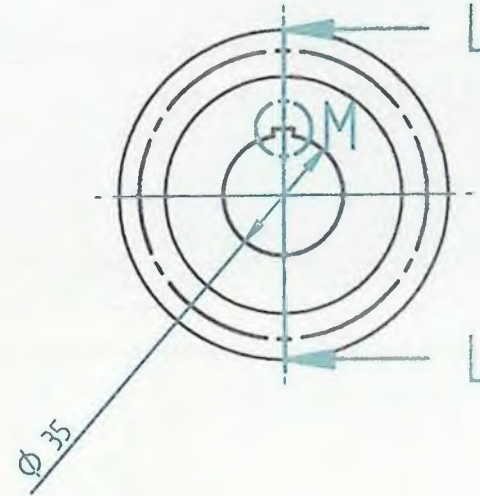


Ingenieria Electro-mecanica	Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros	TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 22 / 32		Eje motor
	FECHA: 21/09/2015	Hoja 22 de 32 Escala 1 : 2

ENGRANAJE CENTRAL



SECTION L-L

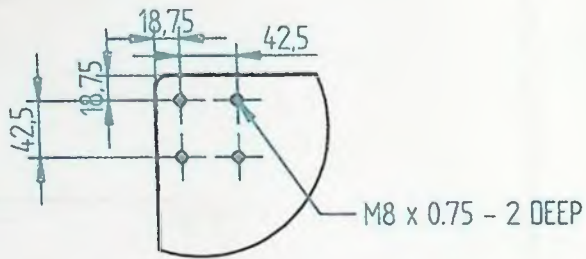
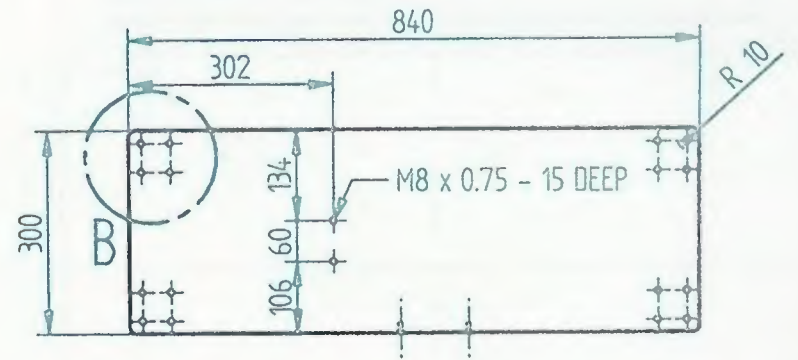
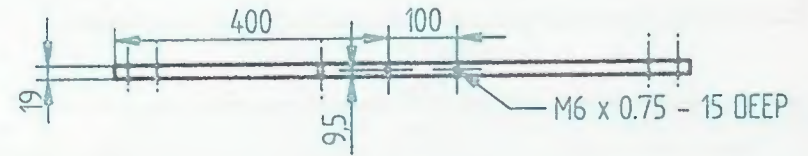
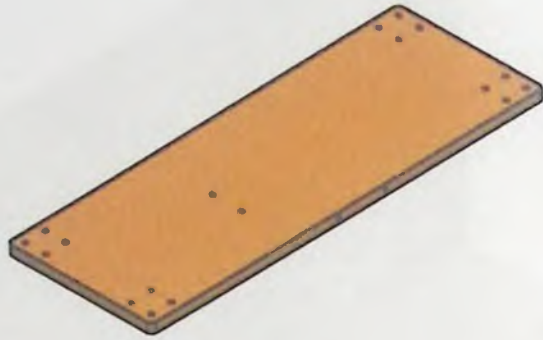


DETAIL M
ESCALA: 2:1

DATOS DEL ENGRANAJE	
MODULO	6
NUMERO DE DIENTES	14
DIAMETRO EXTERIOR	96

Ingenieria Electro-mecanica		Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 23 / 32		Engranaje central	
		FECHA 21/09/2015	Hoja 23 de 32 Escala 1:2

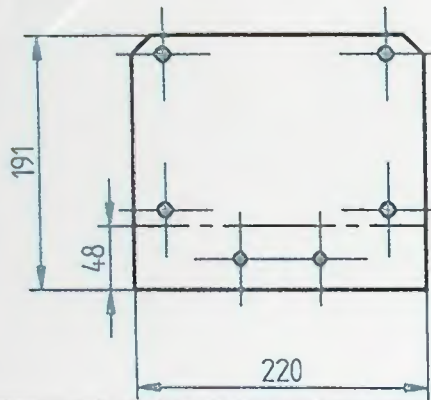
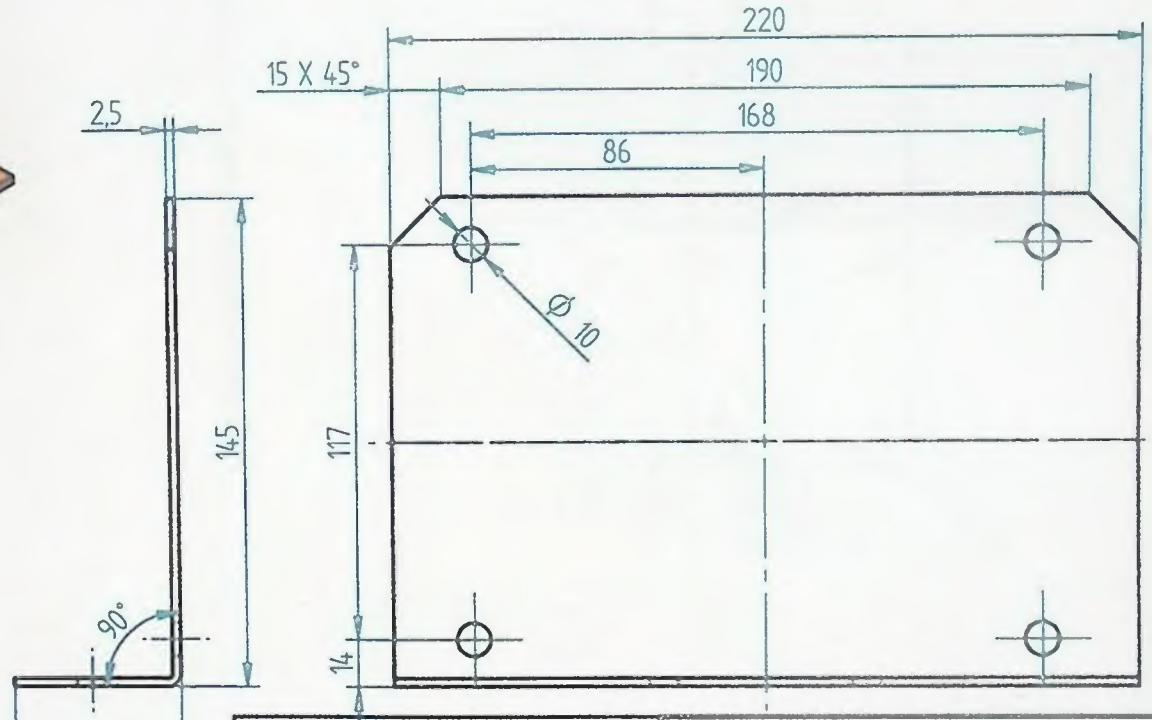
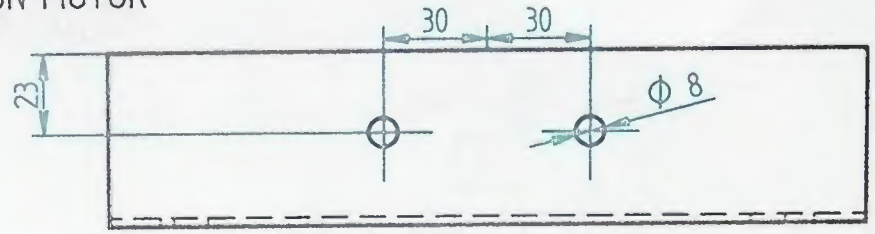
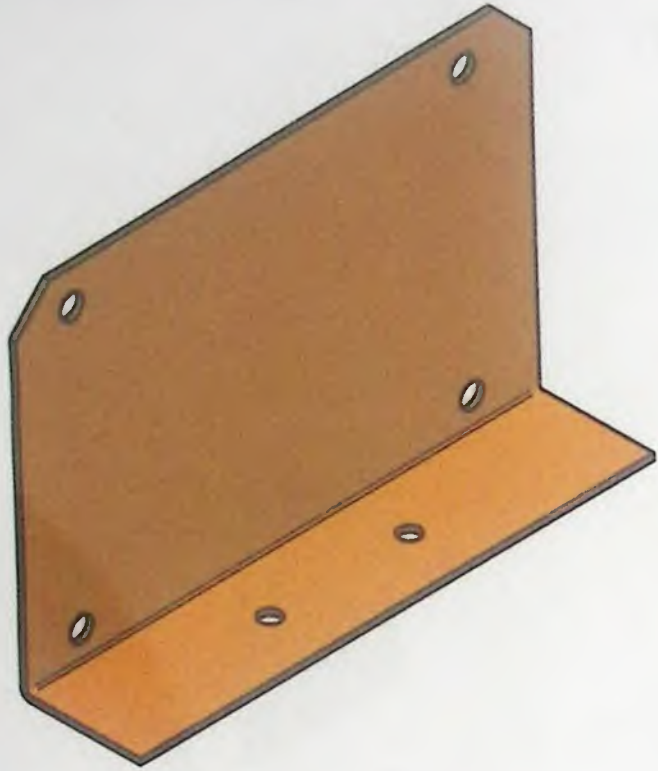
TAPA INFERIOR ESTRUCTURA



DETAIL B

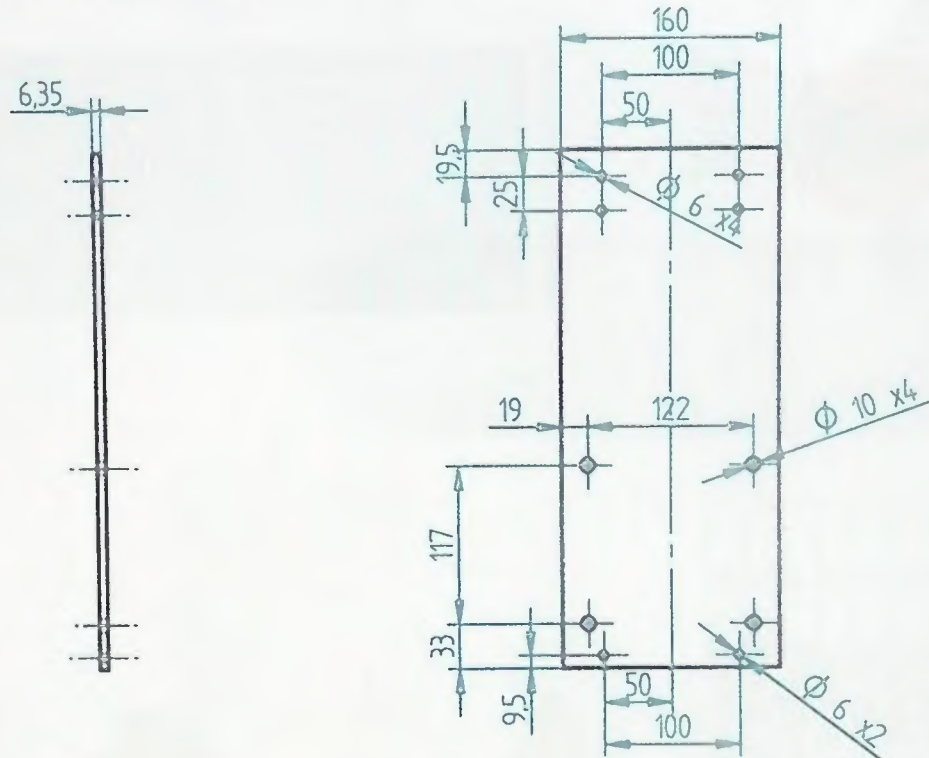
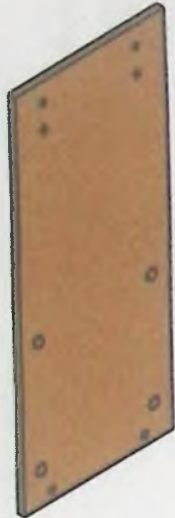
Ingeniería Electro-mecánica	Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central		
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros	TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros		
Plano: 24 / 32		Tapa inferior de la estructura	
		FECHA 21/09/2015	Hoja 24 de 32 Escala 1 : 10

PLACA SUJECION MOTOR



Ingenieria Electro-mecanica		Escuela Tecnologica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milimetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 25 / 32		Placa de sujecion motor	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 25 de 32 Escala 1:2

PLACA SUJETADORA MOTOR



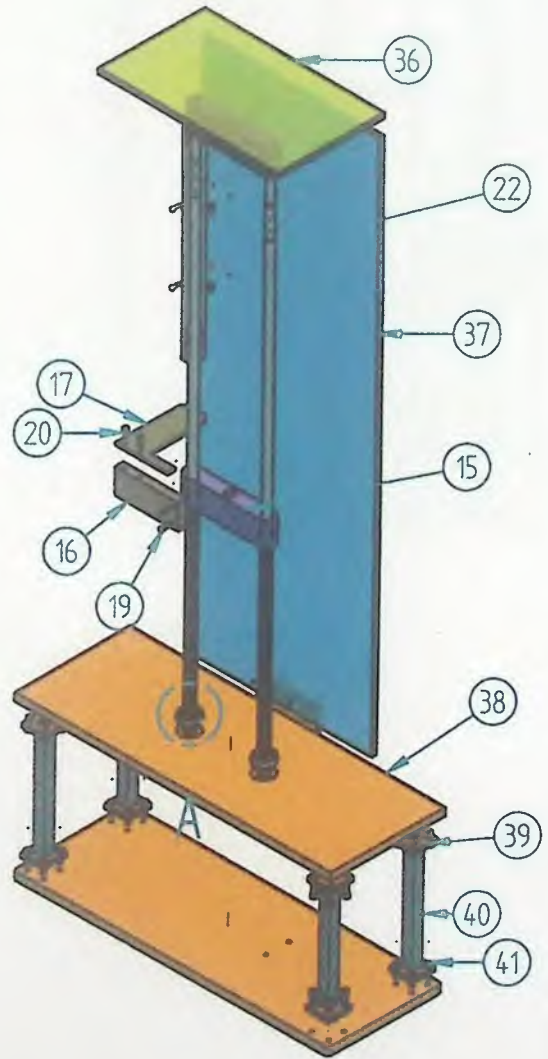
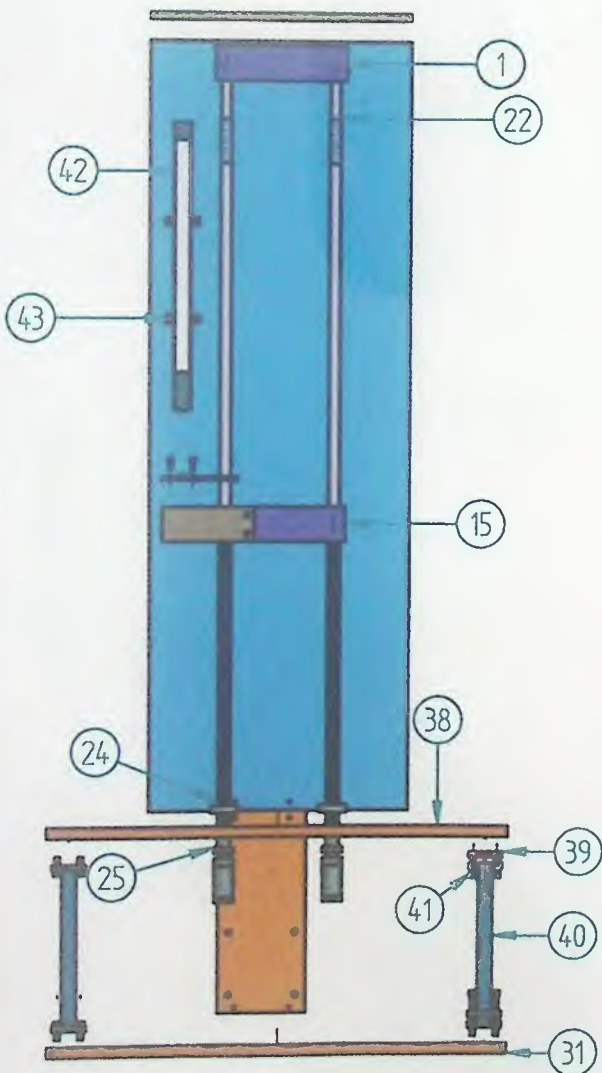
Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 26 / 32		Placa sijetadora motor	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 26 de 32 Escala 1 : 5

Maquina de ensayos de Tracción-Estructura

ITEM	Nombre de la Pieza	Cantidad
36	Placa superior	1
37	Placa trasera	1
38	Tapa superior estructura	1
39	Platina de acople a tubos	8
40	Tubo cuadrado soporte	4
41	Tornillo M8X25	16
42	Sensor LWH450	1
43	Tornillo M4X18	1

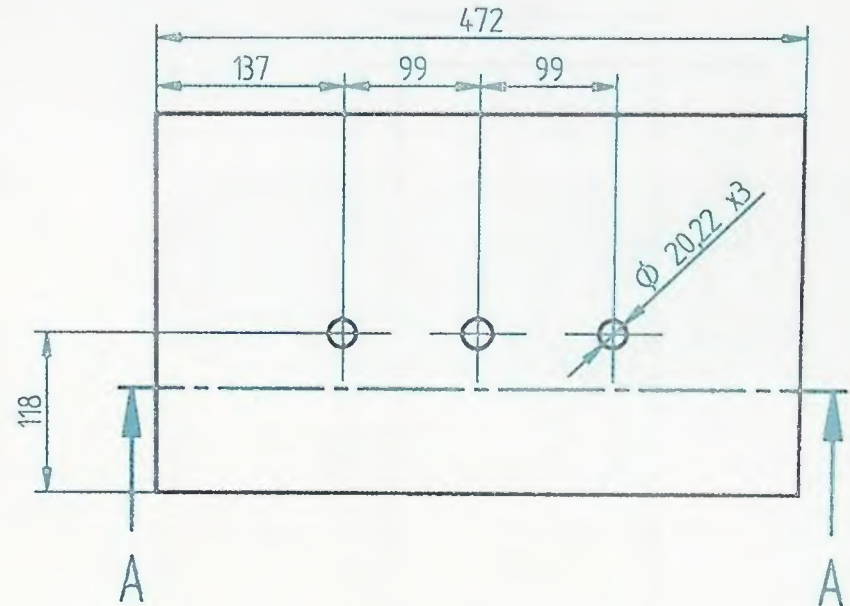
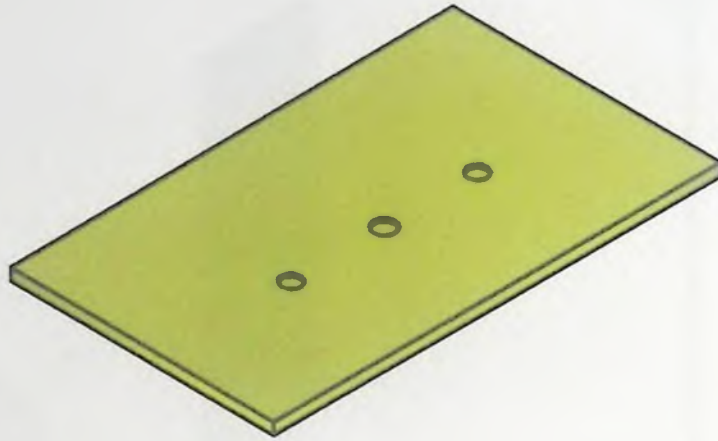


DETAIL A



Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central		
Todas las medidas de angulos, dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros		
Plano: 27 / 32		Conjunto estructura		
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 27 de 32	Escala: N.a

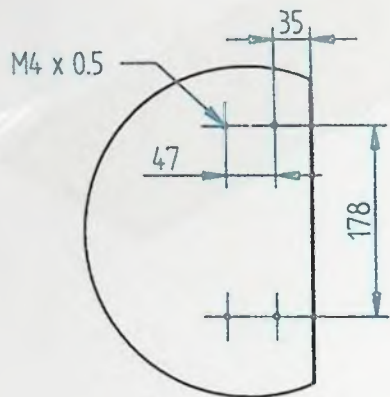
PLACA SUPERIOR



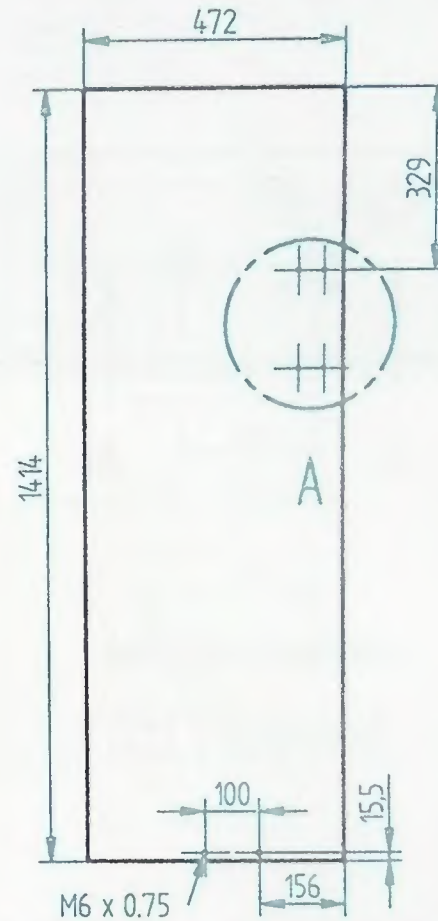
SECTION A-A

Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 28 / 32		Placa superior	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 28 de 32 Escala 1 : 5

PLACA TRASERA

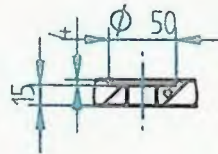
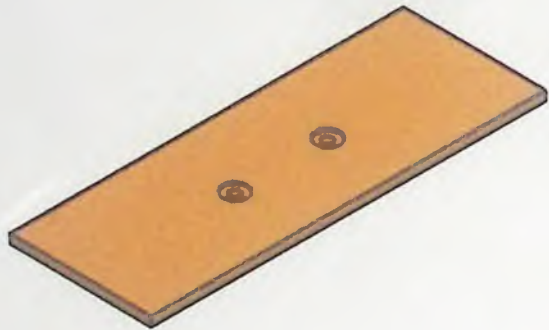
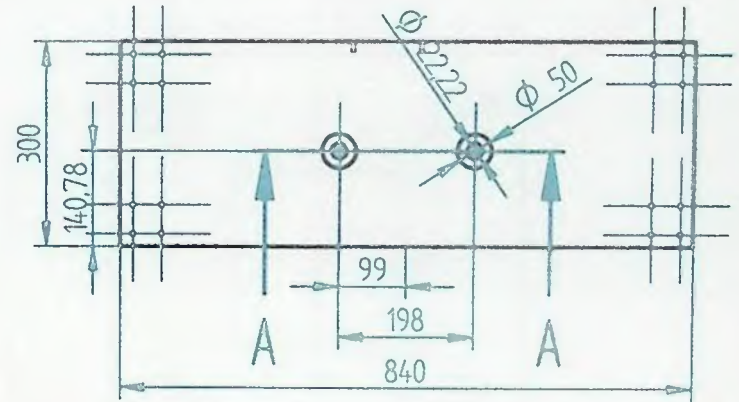
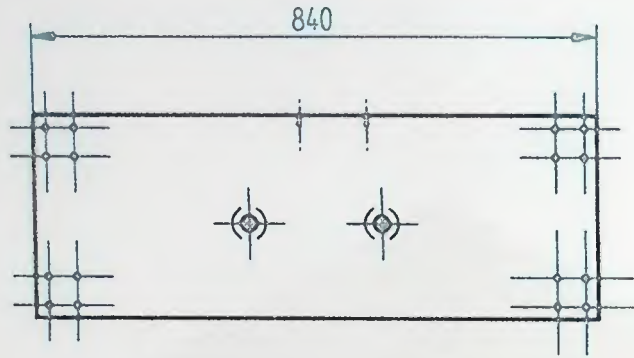


DETAIL A



Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 29 / 32		Plca trasera	
		FECHA: 2V09/2015	Hoja 29 de 32 Escala 1:12,5



TAPA SUPERIOR ESTRUCTURA



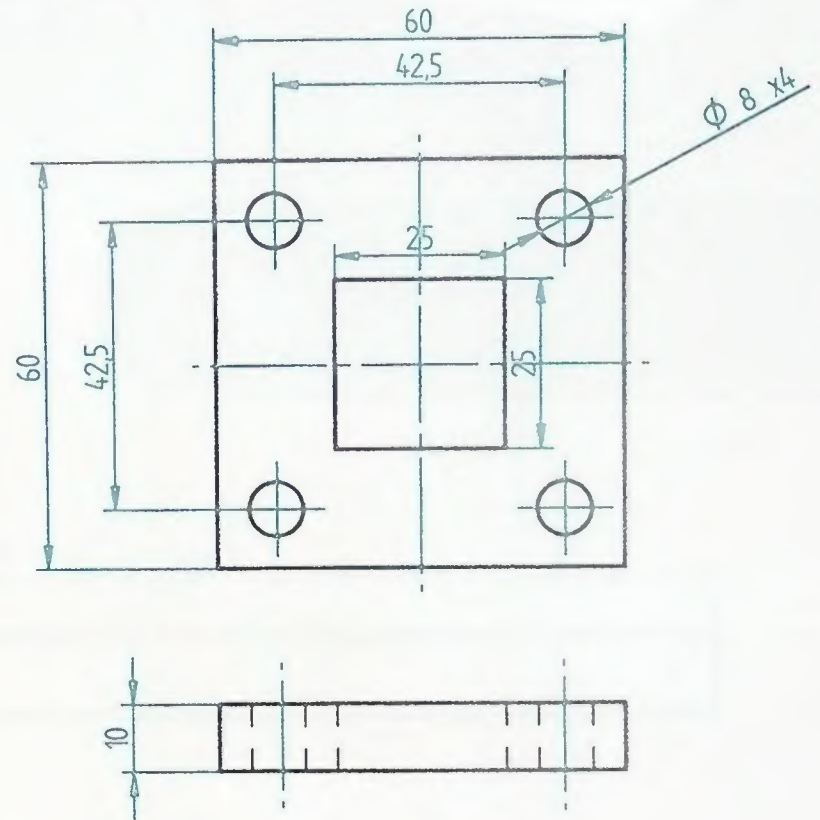
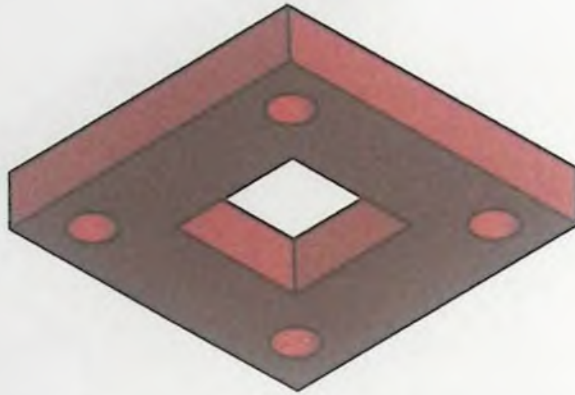
DETAIL B
ESCALA : 2:10



SECTION A-A

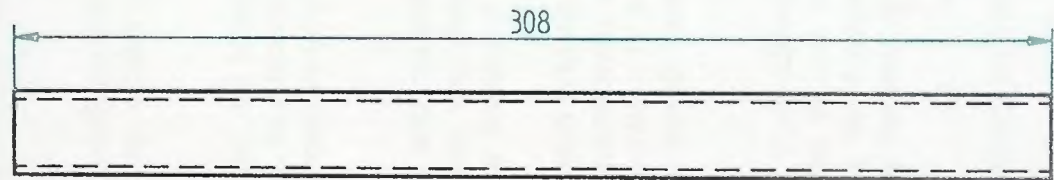
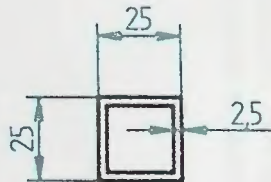
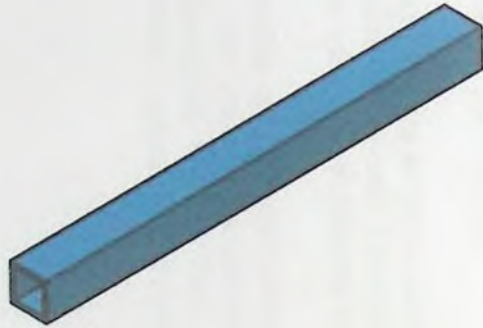
Ingeniería Electro-mecánica	Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros	TITULO	Maquina de ensayos de traccion para polimeros
Plano: 30 / 32	 	Tapa superior de la estructura
		FECHA: 21/09/2015

PLATINA DE ACOPLE A TUBOS



Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 31 / 32		Platina de acople tubos	
		FECHA: 21/09/2015	Hoja 31 de 32 Escala 1 : 1

TUBO CUADRADO SOPORTE



Ingeniería Electro-mecánica		Escuela Tecnológica Instituto Tecnico Central	
Todas las medidas de angulos dimensiones especificadas en milímetros		TITULO Maquina de ensayos de traccion para polimeros	
Plano: 32 / 32		Tubo cuadrado desoporte	
		FECHA 21/09/2015	Hoja 32 de 32 Escala 1 : 2

9 CONCLUSIONES

- Para concluir el proyecto, se observa que las metodologías utilizadas; tales como cálculo de cargas excéntricas, mecánica de tornillos de potencia, funciones de singularidad, cálculo de engranajes por la ecuación de flexión de Lewis, etc. Proporcionan la viabilidad para la construcción y funcionamiento de la máquina de ensayo de polímeros.
- Por otra parte que se evidencia que los factores de seguridad en algunas piezas son elevados debido a que el diseño de la máquina, lo exigen; por lo cual al aplicar esfuerzos mínimos a materiales con características mecánicas elevadas causa un aumento en el factor de seguridad más de lo usual.
- Se evidencia que los ensayos para polímeros están estandarizados bajo la norma técnica colombiana 595, la cual especifica desde el objeto de ensayo hasta la velocidad que se debe utilizar; logrando que el marco de aplicación sea más acertado.
- De los ensayos de tracción en polímeros se evidencia que sus curvas características de tensión versus deformación difieren muchos de unos tipos a otros, debido a sus características y estructuras moleculares por consiguiente no se puede realizar un estándar que las defina.
- Actualmente se evidencia que en el campo de estudio y campo de acción sobre polímeros, carece de avances que puedan generar un desarrollo sustentable en la actualidad Colombiana.
- Se observa que el motor eléctrico como sistema de fuerza para el banco de ensayos de polímeros es más económico frente al sistema de fuerza convencional hidráulico, ya que minimiza el número de componentes para que realice su labor.
- Se analiza que la plataforma de Hardware libre Arduino basada en una sencilla placa con micro-controlador, permite realizar tareas de control con las mismas características que un PLC convencional, con la ventaja que es más sencillo de programar, reduciendo considerablemente el tiempo de implementación.

BIBLIOGRAFIA

1. ARDUINO, Arduino genuino, [consultado el 20 de Septiembre] Disponible en internet: <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardUno&prev=search>
2. BEER, Ferdinand y RUSEEL, E. Mecánica vectorial para ingenieros: Estática. 6 ed. Madrid: McGraw-Hill, 1997.
3. Beer, Ferdinand, Mecánica de materiales, Caso general de carga excéntrica, Mac Graw Hill, Quinta edición, 2010, México.
4. Benavente, Ensayos de tracción, Normas UNE 539190, 2001, [consultado el 20 de agosto 2014], Disponible en internet: <http://www2.ictp.csic.es/qf/ppcontrol/bibliografia/D21-Propiedadesmecanicas-RBenavente.pdf>
5. Budynas; Nisbett, Richard G;Keith, Diseño en ingeniería mecánica; Mc Graw Hill, novena edición, 2011.
6. HBM, Hottinger Baldwin Messtechnik, Data sheet, sensor de fuerza; UM 10, Germany.
7. Iglesias; Arregui, Pedro; francisco, Instituto Tecnológico del agua, universidad politécnica de valencia,[consultado el 20 de Septiembre], disponible en internet: http://www.ita.upv.es/ventas/doc_prods/previews/18.pdf
8. NORTON, Robert L, Diseño de Maquinas, Factor de seguridad, Prentice Hall,1999, quinta edición,
9. STECKERL HIERRO Y ACEROS, Tabla 4.2 tubería de acero estructural cuadra, 2010.

10. Wikipedia, La enciclopedia libre, Precisión, Wikimedia Foubdation 2006, [consultado el 10 de Julio 2015]. Disponible en internet: http://es.wikipedia.org/wiki/Precisi3n_y_exactitud,

ANEXOS

Anexo A Especificaciones moto- reductor.

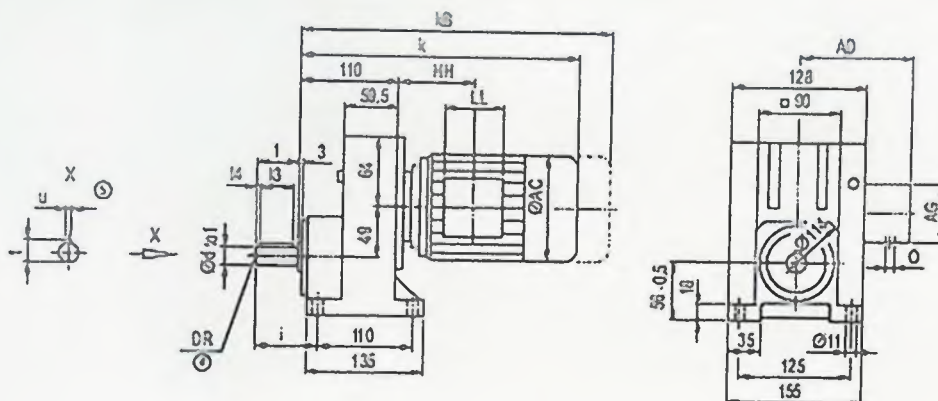
MOTOX Geared Motors

Helical geared motors

Dimensions

Gearbox E30 (1-stage), foot-mounted design

E011



d	tot	l	l ₁	l ₂	t	u	l	DR
20 ¹⁾	16	40	5	30	22.5	6	56	M6x16
25	16	50	7	40	20.0	8	66	M10x22

¹⁾ Preferred series

Motor	E30								Weight E30
	k	KB	AC	AD	AG	LL	HN	Ø	
LA71	300.5	421.5	133.0	146	90	90	114.5	M20x1.5/M25x1.5	12
LA71Z	307.5	442.5	133.0	146	90	90	114.5	M20x1.5/M25x1.5	12
LA90	405.5	489.0	156.5	155	90	90	114.0	M20x1.5/M25x1.5	16
LA90Z	420.0	491.5	156.5	155	90	90	117.0	M20x1.5/M25x1.5	20
LA90G/L	436.5	507.5	174.0	160	90	90	114.0	M20x1.5/M25x1.5	21
LA90ZL	431.5	552.5	174.0	160	90	90	230.0	M20x1.5/M25x1.5	27
LA100L	482.5	563.5	195.0	160	120	120	154.5	2xM32x1.5	30
LA100ZL	562.5	633.5	195.0	160	120	120	206.5	2xM32x1.5	40
LA1121A	512.5	593.5	219.0	181	120	120	160.5	2xM32x1.5	41
LA11221A	640.5	621.5	219.0	181	120	120	204.5	2xM32x1.5	43

© DIN 332

© Feather key / keyway DIN 6035



Siemens P.07.1 - 2011

Anexo B Especificaciones sensor de fuerza.

U10M

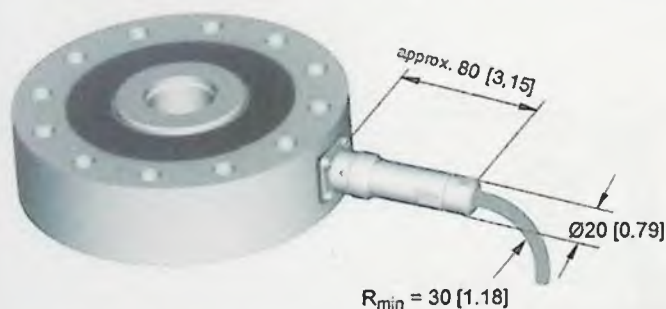
Force transducer

Special features

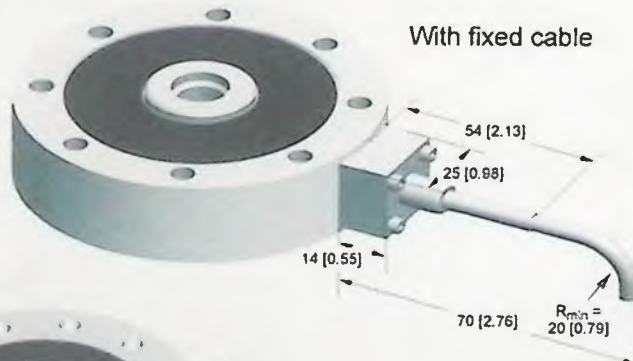
- Precise and robust load/force transducer for static and dynamic measuring tasks
- High lateral force and bending moment stability; bending moment influence is compensated electrically
- For forces of up to 1 MN
- Various configuration options (TEDS, double bridge, various electric connections, etc.) mean that it can be flexibly adapted to lots of measurement tasks
- Made of stainless steel materials, including protection class IP68 upon request
- High fundamental resonance frequency – Ideal for measuring fast processes



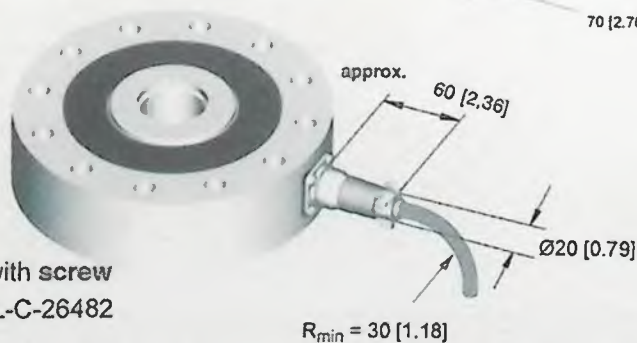
Mounting dimensions of the connection variants in mm [inch]



Connection cable KAB 157-3 with bayonet locking, compatible with an MIL-C-26482 series 1 connection



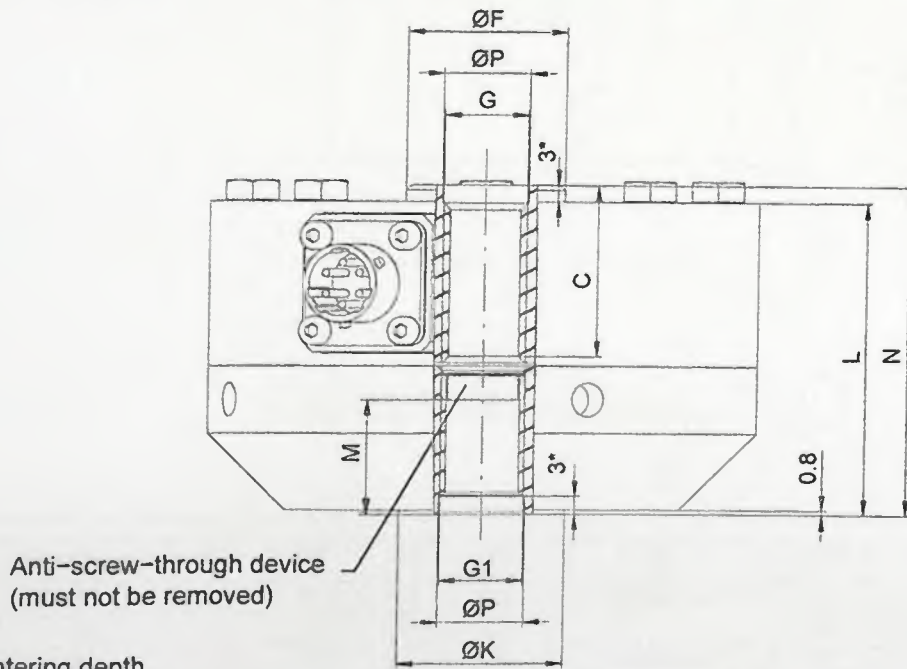
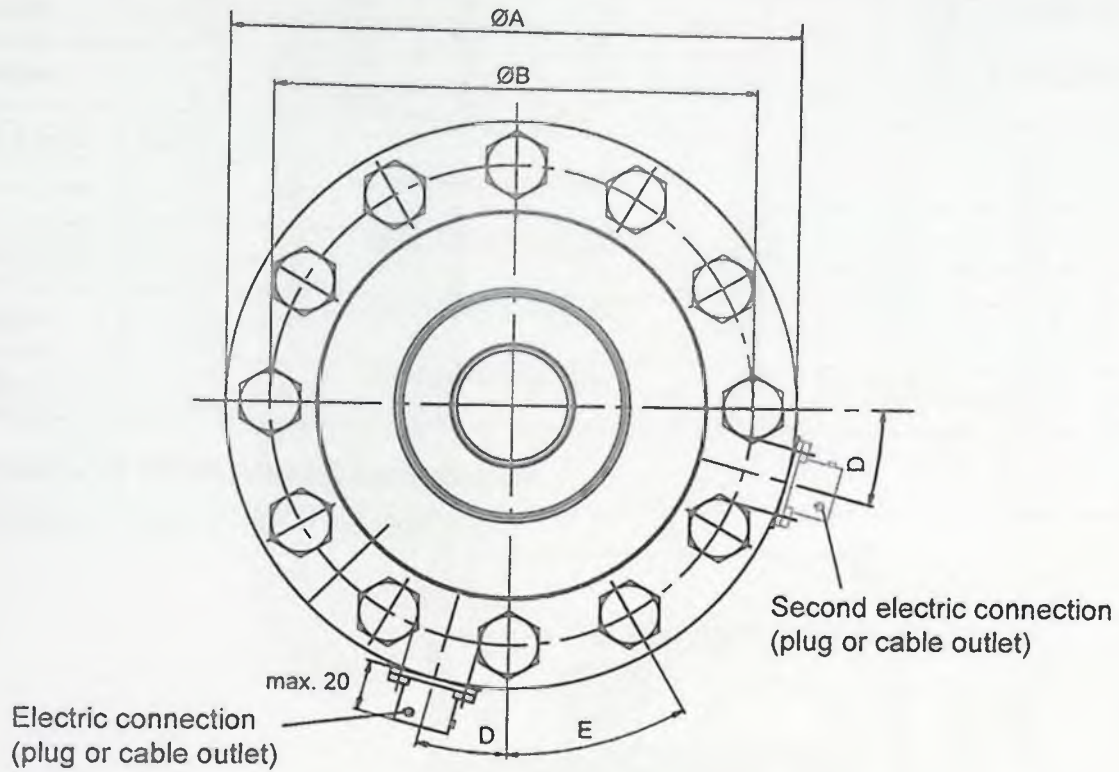
With fixed cable



Connection cable KAB 158-3 with screw locking, compatible with an MIL-C-26482 series 1 connection

Dimensions of U10M with foot adapter

Dimensions in mm; 1 mm = 0.03937 inch



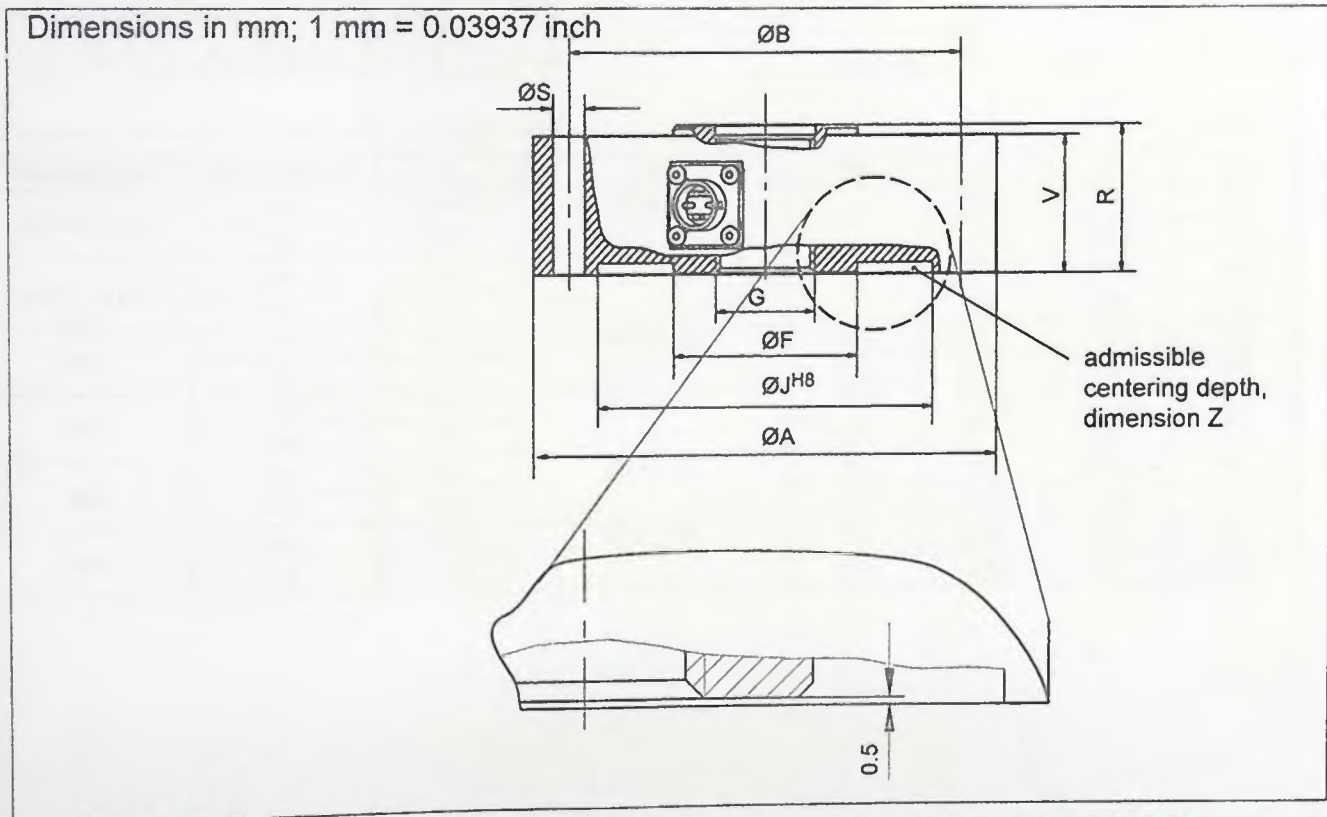
*) Maximum centering depth

Nominal force	Dimensions in	ØA	ØB	C	D	E	ØF	G	M
1.25 kN - 5 kN	mm	104.8	88.9	33.3	22.5°	45°	30.4	M16x2-4H	22
	inch	4.13	3.5	1.3					
12.5 kN - 25 kN	mm	104.8	88.9	33.3	22.5°	45°	31.5	M16x2-4H	22
	inch	4.13	3.5	1.3					
50 kN	mm	153.9	130.3	42.9	15°	30°	61.2	M33x2-4H	35.5
	inch	6.06	5.13	1.69					

Nominal force	Dimensions in	ØA	ØB	C	D	E	ØF	G	M
125 kN	mm	153.9	130.3	42.9	15°	30°	67.3	M33x2-4H	35.5
	inch	6.06	5.13	1.69			2.65		
250 kN	mm	203.2	165.1	61.9	11.25°	22.5°	95.5	M42x2-4H	44
	inch	8.00	6.51	2.4			3.76		
500 kN	mm	279	229	87.3	11.25°	22.5°	122.2	M72x2-4H	69.5
	inch	10.98	9.02	3.4			4.81		

Nominal force	Dimensions in	G1	ØK	L	N	ØP _{H8}
1.25 kN – 25 kN	mm	M16x2-4H 22.1 mm deep	31.8	60.3	63.5	16.5
	inch		1.25	2.37	2.5	0.65
50 kN – 125 kN	mm	M33x2-4H 35.6 mm deep	57.2	85.9	89	33.5
	inch		2.25	3.38	3.5	1.32
250 kN	mm	M42x2-4H 54.6 mm deep	76.2	108	114.3	43
	inch		3	4.25	4.5	1.69
500 kN	mm	M42x2-4H 82.6 mm deep	114	152.4	165.1	73
	inch		4.49	6	6.5	2.87

Dimensions of U10M without foot adapter

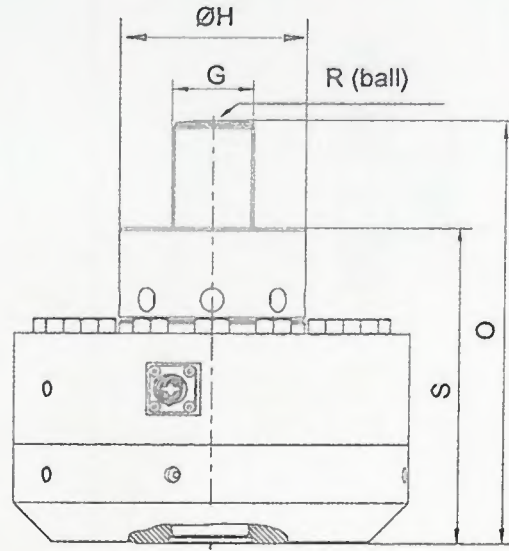
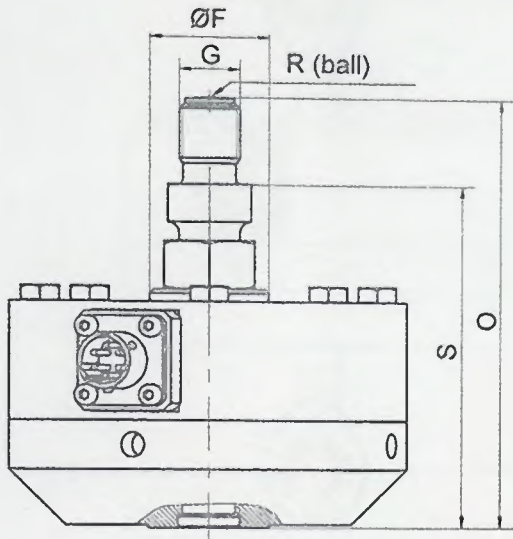


Nominal force	Dimensions in	ØA	ØB	ØS	ØF	G	ØJ _{H8}	V	R	Z
1.25 kN – 5 kN	mm	104.8	88.9	6.8	30.4	M16x2-4H	78	31.7	34.9	2.5
	inch	4.13	3.5	0.27	1.2		3.07	1.25	1.37	0.1
5 kN – 25 kN	mm	104.8	88.9	6.8	31.5	M16x2-4H	78	31.7	34.9	2.5
	inch	4.13	3.5	0.27	1.24		3.07	1.25	1.37	0.1
50	mm	153.9	130.3	10.4	61.2	M33x2-4H	111.5	41.4	44.5	2.5
	inch	6.06	5.13	0.41	2.41		4.39	1.63	1.75	0.1
125	mm	153.9	130.3	10.4	67.3	M33x2-4H	111.5	41.4	44.5	2.5
	inch	6.06	5.13	0.41	2.65		4.39	1.63	1.75	0.1
250	mm	203.2	165.1	13.5	95.5	M42x2-4H	143	57.2	63.5	3.5
	inch	8.00	6.51	0.53	3.76		5.63	2.25	2.5	0.14
500	mm	279	229	16.8	122.2	M72x2-4H	175	76.2	88.9	6
	inch	10.98	9.02	0.66	4.81		6.89	3	3.5	0.24

Dimensions of U10M with force application and foot adapter

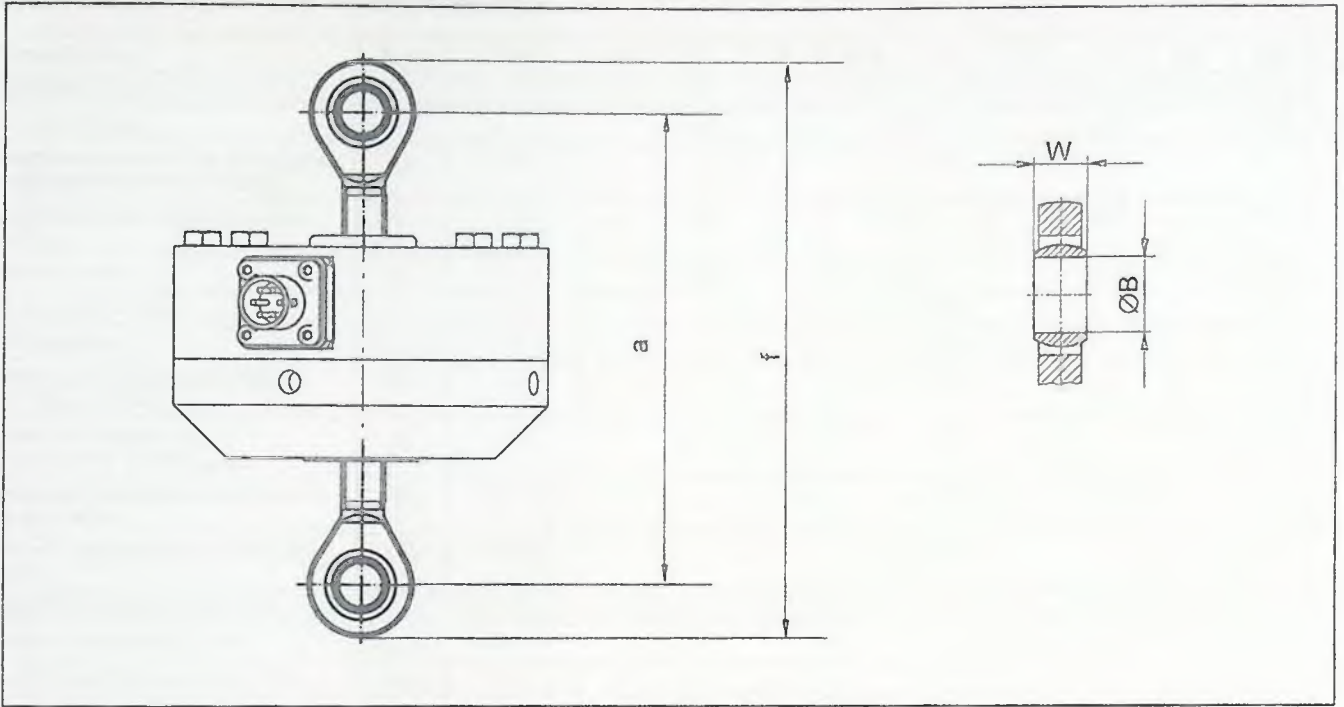
1.25 kN ... 25 kN

50 kN ... 500 kN



Nominal force	Dimensions in	ØF	G	ØH	S	O	R
1.25 kN – 5 kN	mm	30.4	M16x2	-	91.5	114.5	60
	inch	1.2			3.6	4.51	2.36
5 kN – 25 kN	mm	31.5	M16x2	-	91.5	114.5	60
	inch	1.24			3.6	4.51	2.36
50	mm	61.2	M33x2-6g	67.3	131.5	174.5	160
	inch	2.41		2.65	5.18	6.87	6.3
125	mm	67.3	M33x2-6g	67.3	131.5	174.5	160
	inch	2.65		2.65	5.18	6.87	6.3
250	mm	95.5	M42x2-6g	95.5	162.3	217.3	160
	inch	3.76		3.76	6.39	8.56	6.3
500	mm	122.2	M72x2-6g	135	230.1	307.3	400
	inch	4.81		5.31	9.06	12.1	15.75

Dimensions of U10M with knuckle eyes



Nominal force	Order number for knuckle eye	a (approx.)		f (approx.)		W		ØB	
		mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch
1.25 kN – 25 kN	1-Z4/20kN/ZGUW	150	5.9	192	7.5	21	0.827	16	0.630
50 kN – 125 kN	1-ZGAM33F	263	10.35	392	15.4	35	1.387	50	1.969
250 kN	1-ZGAM42F	301	11.85	437	17.2	44	1.732	60	2.362
500 kN	1-ZGAM72F	439.5	17.3	643.5	25.3	60	2.362	90	3.543

Please observe the instructions in the Operating Manual

Pin and cable assignment

Device plug PIN assignment		Cable assignment	
	B	Measurement signal (+)	wh (white)
	D	Excitation voltage (-) (TEDS*)	bk (black)
	C	Measurement signal (-)	rd (red)
	A	Excitation voltage (+)	bu (blue)
	F	Sensor lead (+)	gn (green)
	E	Sensor lead (-) (TEDS*)	gy (gray)
Cable shield, connected to the housing		Shield	

* Only with selected option T (transducer identification)

Specifications (for 100% calibration)

Nominal force	F_{nom}	kN	1.25	2.5	5	12.5	25	50	125	250	500
Accuracy											
Accuracy class			0.02			0.03		0.04		0.05	
Relative reproducibility and repeatability errors without rotation	b_{rg}	%	0.02								
rel. reversal error (hysteresis) at 0.4 F_{nom}	$v_{0.4}$	%	0.02			0.03		0.04		0.05	
Non-linearity	d_{lin}	%	0.02			0.025		0.035		0.05	
rel. zero point return		%	0.008								
Relative creep	$d_{cr, F+E}$	%	0.02								
Effect of the bending moment at 10% F_{nom} * 10 mm	d_{Mb}	%	0.01								
Effect of lateral forces (lateral force = 10% F_{nom})	d_Q	%	0.01								
Temperature influence on characteristic value	TK_C	%/10 K	0.015								
Effect of temperature on the zero signal	TK_0	%/10 K	0.015								
Electrical characteristic value											
Rated characteristic value	C_{nom}	mV/V	1				2				
Relative deviation of zero signal	$d_{S,0}$	%	1								
Deviation of the characteristic value (with optional "adjusted characteristic value")	d_C	%	0.1								
Characteristic value range (without optional "adjusted characteristic value")	C	mV/V	1 ... 1.5				2 ... 2.5				
Tensile/compression characteristic value variation	d_{zD}	%	0.2								
Input resistance	R_e	Ω	>345								
Output resistance (without optional "adjusted characteristic value")	R_a	Ω	280 ... 360								
Output resistance (with optional "adjusted characteristic value")	R_a	Ω	365								
Tolerance of the output resistance with optional "adjusted characteristic value"	d_{Ra}	%	$\pm 0.5 \Omega$								
Insulation resistance	R_{is}	G Ω	>2								
Operating range of excitation voltage	$B_{U,G}$	V	0.5 ... 12								
Reference excitation voltage	U_{ref}	V	5								
Connector	Six-wire circuit										
Temperature											
Reference temperature	T_{ref}	$^{\circ}C$	23								
	T_{ref}	$^{\circ}F$	73.4								
Nominal temperature range	$B_{T,nom}$	$^{\circ}C$	-10 ... +45								
	$B_{T,nom}$	$^{\circ}F$	14 ... 113								
Operating temperature range	$B_{T,G}$	$^{\circ}C$	-30 ... +85								
	$B_{T,G}$	$^{\circ}F$	-22 ... +185								
Storage temperature range	$B_{T,S}$	$^{\circ}C$	-30 ... +85								
	$B_{T,S}$	$^{\circ}F$	-22 ... +185								
Mechanical parameters											
Max. operating force	F_G	% of F_{nom}	240								
Limit force	F_L	% of F_{nom}	240								
Breaking force	F_B	% of F_{nom}	>400								
Limit torque	$M_G \max$	N*m	30	60	125	315	635	1270	3175	5715	11430
Limit bending moment	$M_b \max$	N*m	30	60	125	315	635	1270	3175	5715	11430

Specifications (for 100% calibration)

Nominal force	F_{nom}	kN	1.25	2.5	5	12.5	25	50	125	250	500
Static lateral limit force	F_Q	% of F_{nom}	100								
Nominal displacement	s_{nom}	mm	0.02			0.03			0.04	0.05	0.06
Fundamental resonance frequency	f_G	kHz	4.5	5.9	9.3	6.6	9.2	6.5	8.1	6.6	6.1
Relative permissible oscillatory stress	f_{rb}	% of F_{nom}	200								
Rigidity	F/S	10^5 N/mm	0.625	1.25	2.5	4.17	8.33	16.7	31.3	50	83.3
General information											
Protection class as per EN 60529, with bayonet connector (standard design), bushing connected to sensor			IP67								
Protection class as per EN 60529, with optional "threaded connector"			IP64								
Protection class as per EN 60529, with optional "integrated cable"			IP67			IP68 ¹⁾					
Spring element material			Aluminum			Stainless steel					
Measuring point protection			Measuring element sealed tightly			Hermetically sealed measuring element					
Cable (only with optional "integrated cable")			Six-wire connection, TPE – isolation. External diameter 5.4 mm								
Cable length		m	6 or 15								
Mechanical shock resistance as per IEC 60068-2-6											
Quantity		n	1000								
Duration		ms	3								
Acceleration		m/s ²	1000								
Oscillatory stress as per IEC 60068-2-27											
Frequency range		Hz	5 \square 65								
Duration		min	30								
Acceleration		m/s ²	150								
Weight (with adapter)	m	kg	1.2		3		10		23		60
	m	lbs	2.65		6.61		22.05		50.71		132.28
Weight (without adapter)	m	kg	0.5		1.3		5		11		28
	m	lbs	1.1		2.87		11.02		24.25		61.73

¹⁾ Test condition: 1 m water column, 100 hours

Specifications (for 200% calibration)

Nominal force	F_{nom}	kN	1.25	2.5	5	12.5	25	50	125	250	500
Calibrating force	F_{cal}	kN	2.5	5	10	25	50	100	250	500	1000
Accuracy											
Accuracy class			0.02			0.03		0.04		0.05	
Relative reproducibility and repeatability errors without rotation	b_{rg}	%	0.02								
Rel. reversal error (hysteresis) at 0.4 F_{cal}	$v_{0.4}$	%	0.02			0.03		0.04		0.05	
Non-linearity	d_{lin}	%	0.02			0.025		0.035		0.05	
rel. zero point return			0.01								0.02
Relative creep	$d_{cr, F+E}$	%	0.02								
Effect of the bending moment at 10% F_{cal} * 10 mm	d_{Mb}	%	0.01								
Effect of lateral forces (lateral force = 10% F_{cal})	d_Q	%	0.01								
Temperature influence on characteristic value	TK_C	%/10 K	0.015								
Effect of temperature on the zero signal	TK_0	%/10 K	0.0075								
Electrical characteristic value											
Rated characteristic value	C_{nom}	mV/V	2				4				
Relative deviation of zero signal	$d_{S,0}$	%	1								
Characteristic value range		mV/V	2 \square 3				4 \square 4.9				
Deviation of the characteristic value with optional "adjusted characteristic value"	d_C	%	0.1								
Tensile/compression characteristic value variation	d_{ZD}	%	0.2 (typ. 0.1)								
Input resistance	R_e	Ω	>345								
Output resistance (without optional "adjusted characteristic value")	R_a	Ω	280 ... 360								
Output resistance (with optional "adjusted characteristic value")	R_a	Ω	365								
Tolerance of the output resistance with optional "adjusted characteristic value"	d_{Ra}	%	$\pm 0.5 \Omega$								
Insulation resistance	R_{is}	G Ω	>2								
Operating range of excitation voltage	$B_{U,G}$	V	0.5 ... 12								
Reference excitation voltage	U_{ref}	V	5								
Connector			Six-wire circuit								
Temperature											
Reference temperature	T_{ref}	$^{\circ}C$	23								
	T_{ref}	$^{\circ}F$	73.4								
Nominal temperature range	$B_{T,nom}$	$^{\circ}C$	-10 ... +45								
	$B_{T,nom}$	$^{\circ}F$	14 ... 113								
Operating temperature range	$B_{T,G}$	$^{\circ}C$	-30 ... +85								
	$B_{T,G}$	$^{\circ}F$	-22 ... +185								
Storage temperature range	$B_{T,S}$	$^{\circ}C$	-30 ... +85								
	$B_{T,S}$	$^{\circ}F$	-22 ... +185								
Mechanical parameters											
Max. operating force	F_G	% of F_{nom}	240								
Limit force	F_L	% of F_{nom}	240								
Breaking force	F_B	% of F_{nom}	>400								
Limit torque	$M_{G,max}$	N*m	30	60	125	315	635	1270	3175	5715	11430
Limit bending moment	$M_{b,max}$	N*m	30	60	125	315	635	1270	3175	5715	11430
Static lateral limit force	F_Q	% of F_{nom}	100								

Specifications (for 200% calibration)

Nominal force	F_{nom}	kN	1.25	2.5	5	12.5	25	50	125	250	500
Nominal displacement	s_{nom}	mm	0.02			0.03			0.04	0.05	0.06
Fundamental resonance frequency	f_G	kHz	4.5	5.9	9.3	6.6	9.2	6.5	8.1	6.6	6.1
Relative permissible oscillatory stress	f_{rb}	% of F_{nom}	200								
Rigidity	F/S	10^5 N/mm	0.625	1.25	2.5	4.17	8.33	16.7	31.3	50	83.3
General Information											
Protection class as per EN 60529, with bayonet connector (standard design), bushing connected to sensor			IP67								
Protection class as per EN 60529, with optional "threaded connector"			IP64								
Protection class as per EN 60529, with optional "integrated cable"			IP67				IP68 ¹⁾				
Spring element material			Aluminum				Stainless steel				
Measuring point protection			Measuring element sealed tightly				Hermetically sealed measuring element				
Cable (only with optional "Integrated cable")			Six-wire connection, TPE - isolation. External diameter 5.4 mm								
Cable length		m	6 or 15								
Mechanical shock resistance as per IEC 60068-2-6											
Quantity		n	1000								
Duration		ms	3								
Acceleration		m/s^2	1000								
Oscillatory stress as per IEC 60068-2-27											
Frequency range		Hz	5 \square 65								
Duration		min	30								
Acceleration		m/s^2	150								
Weight (with adapter)		m	kg	1.2		3		10		23	60
		m	lbs	2.65		6.61		22.05		50.71	132.28
Weight (without adapter)		m	kg	0.5		1.3		5		11	28
		m	lbs	1.1		2.87		11.02		24.25	61.73

1) Test condition: 1 m water column, 100 hours

U10M versions and order numbers

Code	Measuring range	Order number
1k25	1.25 kN	1-U10M / 1.25 kN
2k50	2.5 kN	1-U10M / 2.5 kN
5k00	5 kN	1-U10M / 5 kN
12k5	12.5 kN	1-U10M / 12.5 kN
25k0	25 kN	1-U10M / 25 kN
50k0	50 kN	1-U10M / 50 kN
125k	125 kN	1-U10M / 125 kN
250k	250 kN	1-U10M / 250 kN
500k	500 kN	1-U10M / 500 kN

Preferred version, available at short notice

The order number for the preferred types is 1-U10M..., the order number for customer-specific versions is K-U10M...

Number of measuring bridges	Characteristic value	Calibration	Transducer identification	Mechanical design	Plug protection	El. connection bridge A	El. connection bridge B	Force application
Single bridge SB	Not adjusted N	100% (dyn.) 1	Without TEDS S	With adapter W	Without U	Bayonet connector B	Bayonet connector B	Without O
Double bridge DB	Adjusted J	200% (stat.) 2	With TEDS T	Without adapter N	With P	Threaded connector G	Threaded connector G	With L
						Fixed cable (6 m) K	Fixed cable (6 m) K	

K-U10M-	12k5	DB	J	2	T	W	P	B	G	O
---------	------	----	---	---	---	---	---	---	---	---

Number of measuring bridges	For reasons of redundancy, in devices relevant to safety it is necessary to check the plausibility of the measurement signal with a second measuring bridge (installed on the same measuring element). The signals are independently conditioned and evaluated using two separate measuring amplifiers.
Characteristic value	The exact nominal characteristic value is specified on the identification plate. The transducer can also be adjusted to an exact characteristic value of 1.0 mV/V or 2.0 mV/V (if 200% calibration selected: 2 mV/V or 4 mV/V). The rel. characteristic value error is then 0.1% of the nominal characteristic value. The characteristic value range of an unadjusted transducer is between 1 and 1.5 or 2 and 2.5 mV/V.
Calibration	In the standard version, the transducer is designed for dynamic application up to a vibration bandwidth of $\pm 100\% F_{nom}$. For quasistatic applications, the transducer can be used up to $200\% F_{nom}$. The option is available to calibrate accordingly to $200\% F_{nom}$.
Transducer identification	Integration of TEDS (integrated electronic data sheet) as per IEEE1451.4. If the relevant amplifier electronics are provided, the measurement chain will parameterize itself.
Mechanical design	The U10 can optionally also be ordered as a flange assembly. The version does not include the screwed adapter. During mounting, please observe the instructions in the Operating Manual
Plug protection	Mechanical protection provided by installation of additional square profile around the connector. Dimensions in mm approx.: WxHxB: 30x30x20
Electrical connection Bridge A	The standard version is the male device connector with bayonet locking (PT02E10-6P-compatible). The option is also available to install a screw-fitting male device connector (PC02E10-6P-compatible). A third variant where the force transducers are fitted with a fixed cable is also available. In this version, all U10 achieve degree of protection IP68 with a nominal force equal to or greater than 12.5 kN.
Electrical connection Bridge B	The standard version is the male device connector with bayonet locking (PT02E10-6P-compatible). The option is also available to install a screw-fitting male device connector (PC02E10-6P-compatible). Both of the connection variants are often used for differentiation purposes in the double-bridge version. A third variant where the force transducers are fitted with a fixed cable is also available. In this version, all U10 achieve degree of protection IP68 with a nominal force equal to or greater than 12.5 kN.
Force application	Mounted force application. Standard is supplied without force application, although a force application bolt can be mounted upon request. Dimensions, see Page 4.

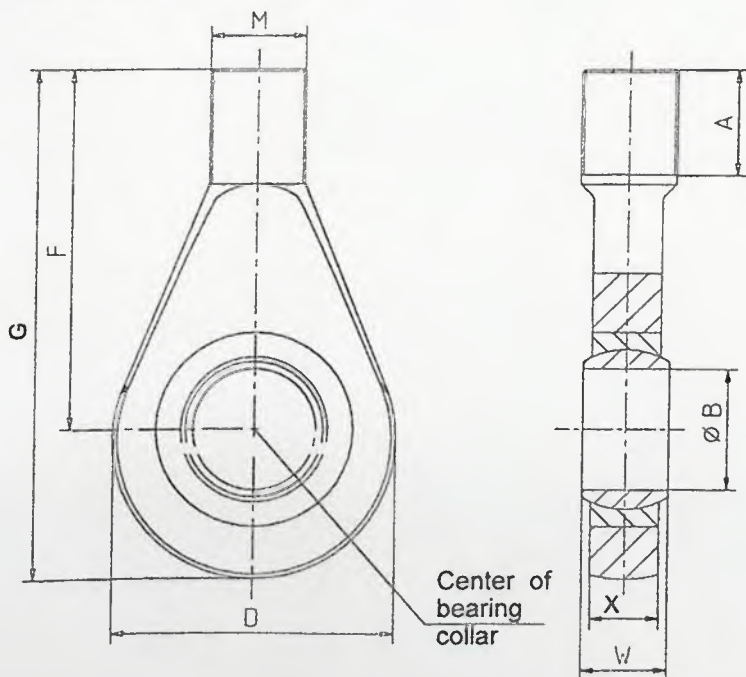
Accessories (to be ordered separately):

Cables/plugs	Order number
Connection cable KAB157-3; IP67 (with bayonet locking); 3 m long, TPE outer sheath; 6x0.25 mm ² ; free ends, shielded, outside diameter 6.5 mm	1-KAB157-3
Connection cable KAB158-3; IP54 (with screw locking); 3 m long, TPE outer sheath; 6x0.25 mm ² ; free ends, shielded, outside diameter 6.5 mm	1-KAB158-3
Cable, configurable with different plugs and lengths	K-KAB-F
Loose connecting socket (bayonet locking)	3-3312.0382
Loose connecting socket (screw locking)	3-3312.0354
Ground cable (400 mm long)	1-EEK4
Ground cable (600 mm long)	1-EEK6
Ground cable (800 mm long)	1-EEK8
Knuckle eye, M16 external thread	1-Z4/20kN/ZGUW
Knuckle eye, M33x2 external thread	1-ZGAM33F
Knuckle eye, M42x2 external thread	1-ZGAM42F
Knuckle eye, M72x2 external thread	1-ZGAM72F
Knuckle eye, M16 internal thread	1-Z4/20kN/ZGOW
Knuckle eye, M33x2 internal thread	1-ZGIM33F
Knuckle eye, M42x2 internal thread	1-ZGIM42F
Knuckle eye, M72x2 internal thread	1-ZGIM72F

Accessories – Knuckle eyes

ZGUW / ZGAM

Dimensions in mm; 1 mm = 0.03937 inch



Nominal force	Order no. knuckle eye	A	ØB	D	F	G	M	W	X	Weight
1.25 kN – 25 kN	1-Z4/20kN/ZGUW	41.7	16 ^{+0.018}	42	67.7	88.7	M16	21	15	0.2 kg
50 kN – 125 kN	1-ZGAM33F	35	50 ^{-0.012}	115	118	182.5	M33x2	35	28	2.5 kg
250 kN	1-ZGAM42F	45	60 ^{-0.015}	126	134	202	M42x2	44	36	3.8 kg
500 kN	1-ZGAM72F	70	90 ^{-0.02}	190	203	305	M72x2	60	50	12.6 kg

Knuckle eyes are only suitable for static tensile loads.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

© Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
Subject to modifications.
All product descriptions are for general information only. They
are not to be understood as a guarantee of quality or durability.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Im Tiefen See 45 · 64293 Darmstadt · Germany
Tel. +49 6151 803-0 · Fax: +49 6151 803-9100
Email: info@hbm.com · www.hbm.com



measure and predict with confidence

B1444-2.6 en

Anexo C Especificaciones sensor de distancia.

Position Transducers up to 900 mm

Series LWH



GUEMISA (Electrónica Guerra y Miró Guemisa S.L.)
Sta. Virgilia, 29 - local - 28033 Madrid (Spain)
Tlfn.: (034) 91 764 21 00 Fax.: (034) 91 764 21 32
Email.: ventas@guemisa.com Web.: www.guemisa.com



Special features

- very long life $>100 \times 10^6$ movements
- outstanding linearity
- high resolution 0.01 mm
- very high operating speed
- connection via plug and socket to DIN 43 650 (hydraulic connector)
- protection class IP 55

Designed for the direct, absolute measurement of displacement or length in control regulation and measuring applications.

High resolution (0.01 mm) combined with a stroke length of up to 900 mm permits the accurate measurement of linear displacement.

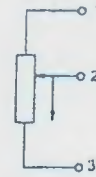
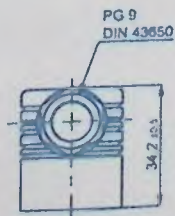
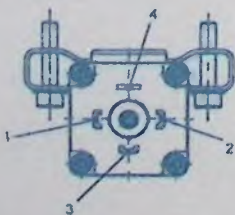
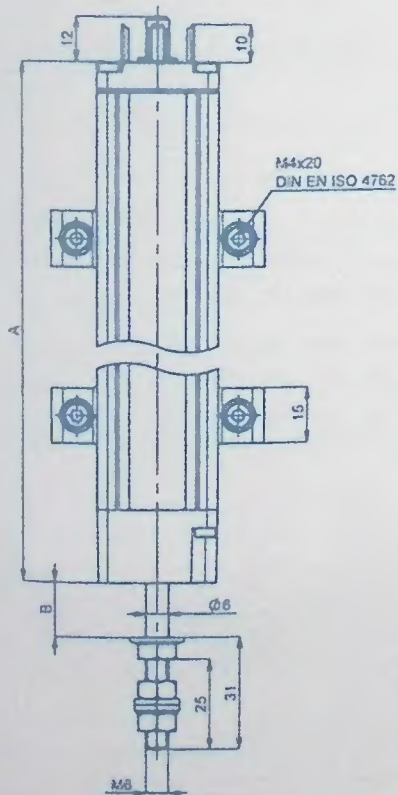
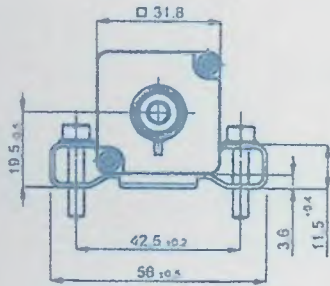
Rack and pinions or similar devices are not required because the design of the transducers is such that they may be built directly into the mechanical system.

Tighter tolerances on the extruded body combined with a special surface treatment permit high operating speeds and reduced wear. A pivoting front bearing over comes „stick-slip“ type of operation even where some angular or out of parallel errors are present. The technique for fixing and making connections to the resistance track ensures the highest degree of reliability even under harsh working conditions.

By mounting overhead on difficult-to-reach machines it is possible to premount the clamps to the mounting surface and then simply “snap-on” the transducer.

The transducer has mounting grooves on all four housing surfaces. Thus the transducer can always be mounted with the resistance element directed upwards (recognizable by the position of the middle mounting groove directly across from the resistance element), independent of the mounting surface.

Erosion particles from inside the transducer will therefore not remain on the resistance element, improving the life-span of the sensor.



Schematic

Description

Housing	aluminium, anodized
Fixings	adjustable clamps, snap on all sides
Actuator	stainless steel, rotatable
Bearings	pivoting sleeve bearing
Resistance element	conductive plastic
Wiper assembly	precious metal multi-finger wiper, elastomer-damped
Electrical connections	4pole socket to DIN 43650

Type designations	LWH 75	LWH 100	LWH 130	LWH 150	LWH 175	LWH 200	LWH 225	LWH 250	LWH 275	LWH 300	LWH 325	LWH 350	LWH 375	LWH 400	LWH 450	LWH 500	LWH 550	LWH 600	LWH 750	LWH 900	
Electrical Data																					
Defined electrical range	75	100	130	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	450	500	550	600	750	900	mm
Electrical stroke	77	102	132	152	176	203	228	254	279	304	330	356	381	406	457	508	559	610	762	914	mm
Nominal resistance	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	10	10	kΩ
Resistance tolerance																					±%
Independent linearity	0,1	0,1	0,09	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	±%
Repeatability																					mm
Recommended operating wiper current																					μA
Max. wiper current in case of malfunction																					mA
Max. permissible applied voltage																					V
Effective temperature coefficient of the output-to-applied voltage ratio	typical 5																				ppm/K
Insulation resistance (500 VDC, 1 bar, 2 s)																					MΩ
Dielectric strength (50 Hz, 2 s, 1 bar, 500 VAC)																					μA
Mechanical Data																					
Body length (dimension A)	146	171	201	222	248	273	298	324	349	375	400	436	451	476	527	578	629	680	832	984	±2 mm
Mechanical stroke (dimension B)	85	110	140	161	186	212	237	262	288	313	339	374	390	415	466	516	567	618	770	923	±2 mm
Total weight	220	250	290	320	350	380	410	440	470	500	530	570	590	620	680	740	805	870	1050	1230	g
Weight of actuator and wiper	50	55	60	65	72	78	85	90	95	100	105	115	120	125	135	145	160	170	210	245	g
Operating force horizontal																					N
vertical																					N
Environmental Data																					
Temperature range	-30... +100																			°C	
Vibration	5... 2000 A _{max} = 0.75 a _{max} = 20																			Hz mm g	
Shock	50 11																			g ms	
Life	>100 x 10 ⁵																			movements	
Operating speed	10																			m/s max.	
Operational acceleration	200 (20 g)																			m/g ² max.	
Protection class	IP 55 (DIN 400 50 / IEC 529)																				

Order designations	
Typo	Art.No.
LWH 50*	024302
LWH 75	024303
LWH 100	024304
LWH 110*	024360
LWH 130	024305
LWH 150	024306
LWH 175	027307
LWH 200	024308
LWH 225	024309
LWH 250	024310
LWH 275	024311
LWH 300	024312
LWH 325	024313
LWH 360	024314
LWH 375	024315
LWH 400	024316
LWH 425*	024317
LWH 450	024318
LWH 500	024320
LWH 550	024322
LWH 600	024324
LWH 650*	024325
LWH 750	024330
LWH 800*	024332
LWH 850*	024334
LWH 900	024336

*] Technical datas on request
Other lengths on request

Included in delivery

1 plug connector GDM 3009,
1 sealing gasket GDM 3-16,
2 fixing clamps with 4 screws

Recommended accessories

Pivot head (see accessoires)
Z 60
Process-controlled indicators
MAP... with display Signal
conditioner MUW.../MUK ...
for standardized output
signals

Important

All the values given in this data sheet for linearity, lifetime and temperature coefficient in the voltage dividing mode are quoted for the device operating with the wiper voltage driving on operational amplifier working as a voltage follower, where virtually no load is applied to the wiper ($I_e \leq 1 \mu A$).



GUEMISA (Electrónica Guerra y Miró Guemisa S.L.)

Sta. Virgilia, 29 - local - 28033 Madrid (Spain)

Tlfo.: (034) 91 764 21 00 Fax.: (034) 91 764 21 32

Email.: ventas@guemisa.com Web.: www.guemisa.com