Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de ingeniería

Departamento de ingeniería eléctrica

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA REALIZACIÓN DE ENSAYOS CUASI-ESTÁTICOS, EN MUESTRAS DE PEQUEÑAS DIMENSIONES

Autor

Rodrigo Civetta Martinez

DNI 35.620.892

r.civetta@hotmail.com

Ingeniería electromecánica

Tutor: Dr. Ing. Diego O. Fernandino

Evaluadores:

Ing. Guillermo Murcia

Ing. Alejo Mandri

Mar del Plata**, 19 de septiembre de 2025**

RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.
Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.
A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios

Esta obra está bajo una Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional.

ANEXO II

Autorización Repositorio Institucional RINFI

Facultad de Ingeniería - UNMDP

En calidad de TITULARES de los derechos de autor de la obra que se detalla a continuación, y sin infringir según mi conocimiento derechos de terceros, por la presente informo a la Facultad de Ingeniería de la UNMDP mi decisión de concederle en forma gratuita, no exclusiva y por tiempo ilimitado la autorización para:

- Publicar el texto del trabajo más abajo indicado, exclusivamente en medio digital, en el sitio web de la Facultad y/o Universidad, por Internet, a título de divulgación gratuita de la producción científica generada por la Facultad, a partir de la fecha especificada.
- Permitir a la Biblioteca que, sin producir cambios en el contenido, establezca los formatos de publicación en la web para su más adecuada visualización y la realización de copias digitales y migraciones de formato necesarias para la seguridad, resguardo y preservación a largo plazo de la presente obra:

Autor: Rodrigo Civetta Martinez Documento:35620892 Teléfono: 2235588321 E-mail: r.civetta@hotmail.com	 Firma
Director/a: Diego Omar Fernandino Documento: 31638342 Leg. 16689	 Firma Director/a

2. Título obtenido: Ingeniero Electromecánico

3. Identificación/Título de la Obra: DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA REALIZACIÓN DE ENSAYOS CUASI-ESTÁTICOS, EN MUESTRAS DE PEQUEÑAS DIMENSIONES

4. AUTORIZO la publicación bajo con la licencia Creative Commons BY-NC-ND Atribución-NoComercial-Sin Obra Derivada.

5. **Nota de Embargo:** Para aquellas obras que NO pueden ser de acceso a texto completo por razones de acuerdos previos con empresas o instituciones; por razones de índole comercial u otras razones; se procederá según lo establecido en Art. 6 de la Ley 26899 de Repositorios digitales institucionales de acceso abierto:

> **ARTICULO 6º —** En caso que las producciones científico-tecnológicas y los datos primarios estuvieran protegidos por derechos de propiedad industrial y/o acuerdos previos con terceros, los autores deberán proporcionar y autorizar el acceso público a los metadatos de dichas obras intelectuales y/o datos primarios, comprometiéndose a proporcionar acceso a los documentos y datos primarios completos a partir del vencimiento del plazo de protección de los derechos de propiedad industrial o de la extinción de los acuerdos previos antes referidos.

Asimismo, podrá excluirse la difusión de aquellos datos primarios o resultados preliminares y/o definitivos de una investigación no publicada ni patentada que deban mantenerse en confidencialidad, requiriéndose a tal fin la debida justificación institucional de los motivos que impidan su difusión. Será potestad de la institución responsable en acuerdo con el investigador o equipo de investigación, establecer la pertinencia del momento en que dicha información deberá darse a conocer. A los efectos de la presente ley se entenderá como "metadato" a toda aquella información descriptiva sobre el contexto, calidad, condición o características de un recurso, dato u objeto, que tiene la finalidad de facilitar su búsqueda, recuperación, autentificación, evaluación, preservación y/o interoperabilidad.

En razón de lo expuesto, si el Trabajo se encuentra comprendido en el caso de que su producción esté protegida por derechos de Propiedad Industrial y/o acuerdos previos con terceros que implique la confidencialidad de los mismos, el/la directora/a debe indicar a continuación motivos y fecha de finalización del embargo:

NO SE AUTORIZA la publicación antes de la fecha __/__/_____ por lo siguientes motivos: ……..

……

……

……

……

……

Cumplido el plazo del embargo, estará accesible a texto completo según contempla la normativa vigente.

_____

Director/a del TFG

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de ingeniería

Departamento de ingeniería eléctrica

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA REALIZACIÓN DE ENSAYOS CUASI-ESTÁTICOS, EN MUESTRAS DE PEQUEÑAS DIMENSIONES

Autor

Rodrigo Civetta Martinez

DNI 35.620.892

r.civetta@hotmail.com

Ingeniería electromecánica

Tutor: Dr. Ing. Diego O. Fernandino

Evaluadores:

Ing. Guillermo Murcia

Ing. Alejo Mandri

Mar del Plata**, 19 de septiembre de 2025**

RESUMEN

El objetivo principal del trabajo es el desarrollo del diseño conceptual de un equipo para hacer ensayos de tracción sobre probetas de pequeñas dimensiones, en condiciones de laboratorio, y que permita observaciones en el microscopio óptico in-situ. Este objetivo se enmarca en algunas de las líneas de investigación del área metalurgia, tendientes a entender la relación microestructura/mecanismos de daño/propiedades de aleaciones ferrosas de alta resistencia.

Las actividades y los principales resultados del trabajo se agrupan en cuatro capítulos:

En el **CAPÍTULO 1**, Se presenta el diseño global del dispositivo como así también cada uno de los diferentes subsistemas que componen el mismo. Se identifican diferentes características y restricciones del problema, y se especifican los requerimientos mínimos. Luego, se plantea un esquema general del diseño del equipo, el cual cuenta con tres subsistemas claramente diferenciados, el subsistema mecánico (sistema de transmisión y actuador), el subsistema sensor (sensor de carga y sensor de desplazamiento) y el subsistema de adquisición y control (controlador, adquisición de datos). Como resultado, se identifica y seleccionan los diferentes componentes de los subsistemas que forman parte del diseño general del equipo, considerando las restricciones de diseño y presupuestarias impuestas.

En el **CAPÍTULO 2**, se comienza a trabajar con el desarrollo específico del subsistema mecánico. Se presenta el detalle de cada uno de los componentes de este subsistema. Se desarrolla el cálculo y diseño del tornillo de movimiento, del sistema de reducción, sistema de transmisión de movimiento entre los tornillos propuestos, estructura, marcos y mordazas, etc. A su vez, se desarrollan los cálculos necesarios para verificar su correcto funcionamiento y montaje, como así también verificar la integridad de los componentes ante los esfuerzos máximos de diseño.

En el **CAPÍTULO 3**, se aborda la descripción del sistema sensor y la adecuación de las correspondientes señales. Se diseñó un marco adecuado para poder fijar la celda de carga, garantizando mediciones precisas y confiables, y, que, a su vez, cuente con un sector roscado, que permita la trasmisión de movimiento del tornillo. Además, se realizó el acondicionamiento de la señal mediante la amplificación de la misma utilizando un AD620 y la conversión analógica a digital mediante un AD1115. Esto permite la lectura de los datos de la celda de carga a través de una placa Arduino en sus entradas digitales. En relación con el sensor de fibra óptica tipo Y, se desarrollaron los circuitos de emisión y recepción de luz. Se utilizó un LED de alta potencia de color rojo para la emisión de luz y se empleó un sensor OPT para la recepción de la señal óptica.

En el **CAPÍTULO 4**, se presenta el subsistema de adquisición y control. Se abordan los algoritmos de control aplicables al motor paso a paso, así como el proceso de adquisición y almacenamiento de los valores obtenidos por los sensores de fuerza y desplazamiento. Se presenta el desarrollo de una interfaz que permite la visualización procesada de los datos adquiridos por los sensores, junto con el control de algunas de las variables que se pueden establecer del ensayo.

En el **CAPÍTULO 5** se presenta un análisis económico del costo asociado a la fabricación del equipo propuesto.

En el CAPÍTULO 6 se enuncian las conclusiones generales del trabajo, en el **CAPÍTULO 7** se mencionan posibles trabajos futuros, mientras que en el **CAPÍTULO 8** se presenta el listado de referencias utilizadas a lo largo del trabajo.

Por último, los **ANEXOS I** y **II** presentan los planos propuestos para el diseño general y los diferentes programas ARDUINO desarrollados respectivamente.

INDICE

1 Contenido

INDICE 4
INTRODUCCIÓN 7
CAPITULO 1 8
CARACTERÍSTICAS GENERALES DE DISEÑO 8
1.1 REQUERIMIENTOS GLOBALES DE DISEÑO 8
1.2 SUBSISTEMA MECANICO 10
1.2.1 SISTEMAS DE TRANSMISION 10
1.2.2 ACTUADOR 13
1.2.3 DISEÑO CONCEPTUAL DEL SUBSISTEMA MECANICO 18
1.3 SUBSISTEMA SENSOR 19
1.3.1 SENSORES DE FUERZA 19
1.3.2 SENSORES DE DESPLAZAMIENTO 24
1.3.3 SELECCIÓN DEL SENSOR DE DESPLAZAMIENTO 27
1.4 SUBSISTEMA ADQUISICION Y CONTROL 28
1.4.1 SISTEMAS DE CONTROL 28
1.4.2 SISTEMAS DE ADQUISICION 33
1.4.3 SELECCIÓN SISTEMA DE ADQUISICION Y CONTROL 33
1.5 CONLUSIONES DEL DISEÑO GENERAL 34
2 CAPITULO 2 35
SUBSISTEMA MECANICO 35
2.1 GENERALIDADES DE LOS TORNILLOS DE MOVIMIENTO 35
2.1.1. Tipos de roscas 35
2.1.2. Mecánica del tornillo de movimiento 37
2.2 CALCULO Y DISEÑO DEL TORNILLO DE MOVIMIENTO 46
2.2.1 Cálculo del diámetro medio 46
2.2.2 Cálculo del torque 48
2.2.3 Verificación de esfuerzo 50
2.2.4 Características finales del tornillo de movimiento propuesto 52
2.2.5 Verificación del torque necesario 53
2.3 CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN 53

2.3.1 Características Generales de sistemas de engranaje 54
2.3.2 Cálculo y diseño de la reducción 59
2.4 TRANMISION DE MOVIMIENTO ENTRE TORNILLOS 76
2.5 ESTRUCTURA 80
2.6 SUB-SISTEMA DE TRANMISION RESULTANTE 81
2.7 GENERAZION DE ESFUERZOS DE TRACCION SOBRE PROBETA 81
2.7.1 Diseño de marcos y mordazas 82
2.8 CONLUSIONES 96
3 CAPITULO 3 98
SUBSISTEMA SENSOR 98
3.1 SENSOR DE FUERZA 98
3.1.1 Acondicionamiento de señal 98
3.1.2 Conexión entre celda de carga, y placa Arduino UNO 101
3.2 SENSOR DE DESPLAZAMIENTO 102
3.2.1 Breve reseña de los sensores de fibra óptica 102
3.2.2 Diseño del sensor 105
3.2.3 Esquema de conexión 113
3.3 CONCLUSIONES DEL CAPITULO 114
4 CAPÍTULO 4 115
SUBSISTEMA ADQUISICIÓN Y CONTROL 115
4.1 Sistema de control del motor paso a paso 115
4.1.1 DRIVER TB6600 116
4.1.2 Configuración de TB6600 y Programa Arduino 117
4.1.3 Programación en Arduino para lectura de sensores 119
4.2 Adquisición de datos 120
4.3 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO 121
5 ANALISIS ECONÓMICO 122
5.1 COSTOS APROXIMADOS DEL SUBSISTEMA MECÁNICO 122
5.2 COSTOS APROXIMADOS SUBSISTEMA SENSOR Y AyC 123
5.3 CONLUSIONES 124
6 CONCLUSIONES GENERALES 125
7 TRABAJOS FUTUROS 126
8 REFERENCIAS 127

9 ANEXO I – PLANOS DE DISEÑO 129
10 ANEXO II – CODIGO ARDUINO: CONTROL DE MOTOR Y LECTURA DE SENSORES..... 147

INTRODUCCIÓN

La determinación de las **propiedades mecánicas** de un material heterogéneo y la identificación de los mecanismos de fractura predominantes son problemas de **gran importancia** tecnológica. Como es sabido, las propiedades mecánicas de un material en general se encuentran íntimamente relacionadas con la microestructura. Analizar la relación entre los fenómenos microestructurales y el comportamiento como continuo de un material no solamente permite **predecir** el comportamiento del mismo, sino que provee una **herramienta valiosa** para llevar a cabo un diseño microestructural tal que las propiedades macroscópicas resultantes exhiban las características requeridas para una dada función. En la actualidad existe un marco de extrema competencia entre los distintos materiales metálicos, escenario en el cual los desarrollos tecnológicos documentados juegan un rol sumamente importante, por cuanto aportan evidencias que soportan potenciales aplicaciones.

El análisis de **ensayos mecánicos** en los que se pueda evaluar el comportamiento detallado de la microestructura permitiría concluir acerca de la conveniencia de una microestructura dada, de acuerdo a la propiedad mecánica solicitada. De esta forma se puede, por ejemplo, analizar la nucleación y crecimiento de fisuras, zonas preferenciales de localización de las deformaciones, caminos preferenciales de degradación microestructural, secuencia y ocurrencia de los mecanismos de fractura e incluso transformaciones de fases inducida por deformación. Estas observaciones son típicamente llevadas a cabo cuando la muestra de análisis es sometida a diversas condiciones de carga en instrumentos como lupas estereoscópicas, microscopios ópticos (LOM), microscopios electrónicos de transmisión (TEM), microscopios electrónicos de barrido (SEM), entre otros.

En este contexto, en el **Área Metalurgia del INTEMA (AMI)** se están llevando a cabo estudios de la relación entre las variables microestructurales y las propiedades mecánicas a escala macroscópica, particularmente en Fundiciones de hierro con grafito libre, haciendo uso de modelado computacional multi-escala y estrategias experimentales de observación en el microscopio óptico. Para ello, resulta fundamental poder llevar a cabo ensayos experimentales que permitan, en algunos casos, tener datos de entrada mientras que, en otros, validar experimentalmente los modelos computacionales. Es justamente en estos casos, en donde los **ensayos in-situ** se vuelven una herramienta esencial, ya que, en primer lugar, se elimina la necesidad de desmontar una muestra para su posterior análisis en un microscopio e incluso posibilita la realización de estudios en los cuales solo se cuenta con una cantidad reducida de material, ya sea debido a su dificultad de fabricación o elevado costo, haciendo uso de probetas de dimensiones reducidas. Para ello, existen dispositivos comerciales que permiten la realización de estos tipos de ensayos, sin embargo, en muchos casos el alto costo asociado a estas unidades los hace “restrictivos”. Esta problemática sumada a la necesidad intrínseca del AMI, condujo a pensar en el desarrollo este proyecto final, el cual contempla el diseño de un dispositivo accesible y ajustado a las necesidades específicas de forma tal que permita desarrollar las estrategias experimentales necesarias antes expuestas.

CAPITULO 1

CARACTERÍSTICAS GENERALES DE DISEÑO

Lejos de ser un proceso metódico, el diseño mecánico conlleva un fuerte componente de inventiva para poder resolver adecuadamente el problema que se nos presenta. Por este motivo, no se trata de un procedimiento único, sino, como un proceso que es mejorado por la experiencia, el entendimiento de los procesos físicos y la observación. En este contexto, los requerimientos de diseño y las leyes físicas funcionan como condiciones de contorno que el diseñador debe prestar atención. La optimización del diseño se realizará de forma iterativa, mediante un análisis crítico y un correcto uso de la ingeniería de detalle. En las secciones siguientes, se presentará el diseño global del dispositivo como así también cada uno de los subsistemas que lo componen.

1.1 REQUERIMIENTOS GLOBALES DE DISEÑO

Como ya hemos mencionado, se diseñará un dispositivo capaz de realizar ensayos a tracción sobre probetas de **dimensiones reducidas** en ***condiciones de laboratorio***, es decir, sin agentes externos que puedan interferir con las lecturas de los sensores, y que permita la observación microestructural en un microscopio óptico metalográfico (in-situ) durante el desarrollo del ensayo. Para ello, resulta necesario registrar la ***fuerza aplicada*** en la probeta, a partir de la cual se calcula la tensión sobre la misma, y el ***alargamiento*** experimentado, que servirá para obtener el valor de deformación. La consideración de estas dos variables requiere que se tenga en cuenta dos puntos más en el proceso de diseño como son el rango de tensiones de trabajo (desde 0 a 1600MPa) y las deformaciones propuestas (desde 1% hasta 40%). Estos valores contemplan las propiedades mecánicas un amplio rango de materiales metálicos, particularmente aceros y fundiciones de hierro con grafito libre [13]. Por su parte, se trabajará con dos tipos de geometría de probetas de pequeñas dimensiones, las cuales contemplan tanto diseños utilizados en equipos comerciales como diseños ad-hoc desarrollados en otros laboratorios [14]. Las dimensiones de cada tipo de probeta se presentan en la Figura 1-1. Vale la pena señalar que la utilización de ambas geometrías en el diseño del equipo permite abarcar un rango mayor de propiedades mecánicas para la misma carga máxima de trabajo, y, en consecuencia, ensayar un número mayor de variables microestructurales y materiales.

Por otro lado, la necesidad de llevar a cabo observaciones microestructurales durante el desarrollo del ensayo impone la restricción de “anclar” el punto de observación en la zona calibrada de la probeta, con el fin poder desarrollar un correcto seguimiento de la zona de interés actuando lo menor posible sobre el equipo.

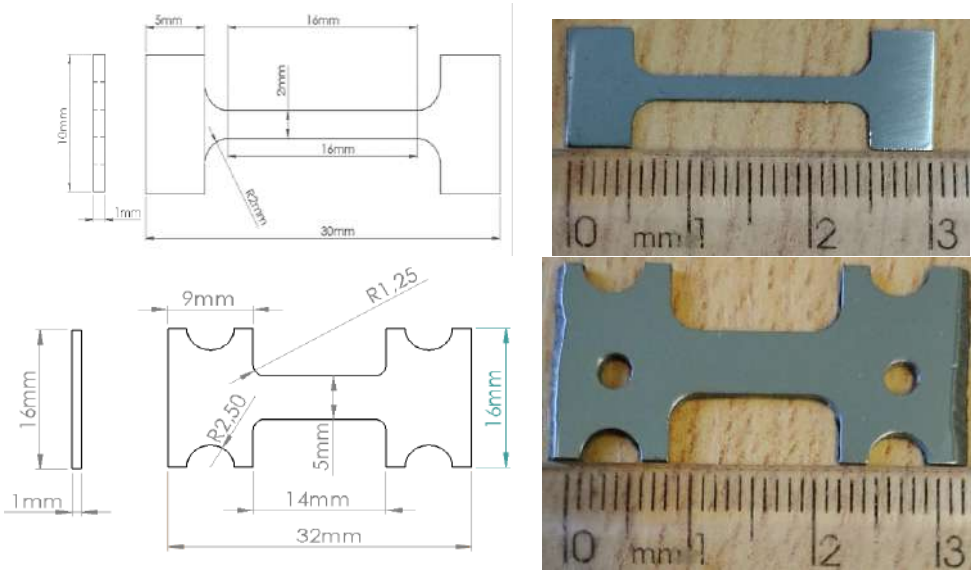


Figura 1- 1. Dimensiones de las probetas de pequeñas dimensiones. (a) Sección calibrada 2mm^2; (b)sección calibrada 5mm^2.

Considerando las características y restricciones que, a priori, se identificaron del primer planteo inicial del problema, se determinaron, como base para la realización del diseño del sistema de transmisión y movimiento, los siguientes requerimientos mínimos:

- **FORMA DE APLICACIÓN DE LA CARGA**: *Tracción uniaxial*
- **FUERZA MÍNIMA APLICABLE**: *500 [Kg]*
- **DESPLAZAMIENTO MÍNIMO NECESARIO**: *0,2 [mm]*
- **VELOCIDAD DE APLICACIÓN**: *0,05* $\left[\frac{\frac{m}{m\ longitud\ calibrada}}{minuto}\right]$ *y 0,5* $\left[\frac{\frac{m}{m\ longitud\ calibrada}}{minuto}\right]$
- **DIMENSIONES DE LAS PROBETAS**
  - Sección grande: 5 mm^2(5 mm x 1 mm), $L_0 = 14\ [mm]$
  - Sección pequeña: 2 mm^2(2 mm x 1 mm), $L_0 = 16\ [mm]$
- **LINEA DE VISIÓN**: El punto de observación en microscopio debe quedar fijo.

Como primera aproximación al diseño, el sistema global puede representarse mediante el diagrama en bloques presentado en la Figura 1- 2.

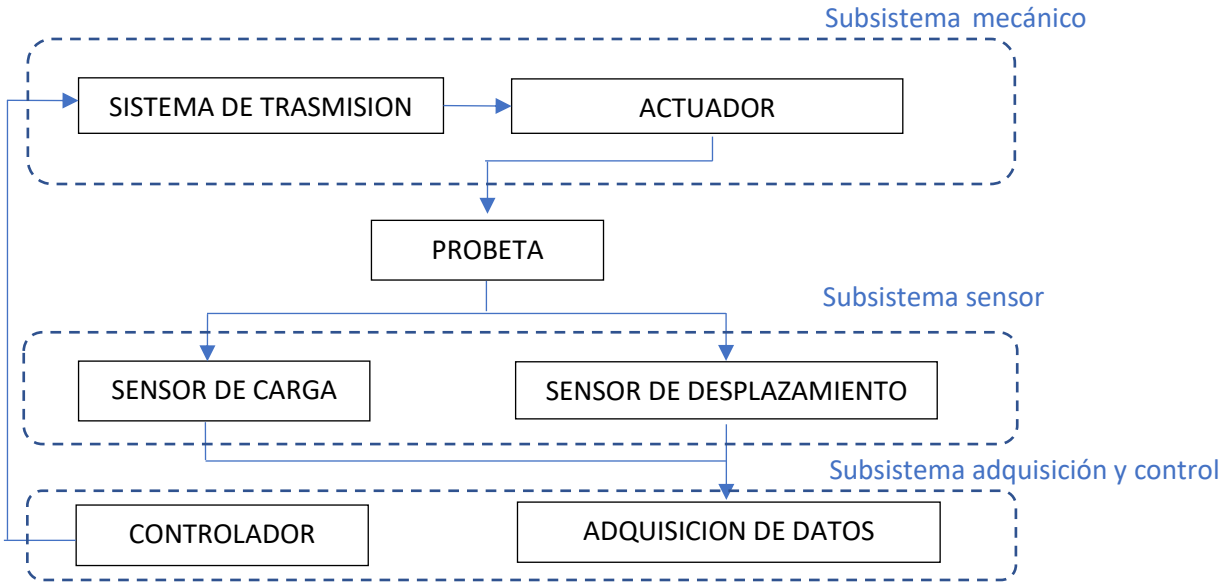


Figura 1- 2. Esquema general

A continuación, se desarrollará brevemente cada uno de los subsistemas y se evaluarán las variables disponibles tanto en el mercado como en desarrollo de cada uno de los componentes del mismo, con el fin de desarrollar una primera selección. Luego, en los siguientes capítulos, se describirán los procesos de ingeniería de detalle de cada subsistema y los componentes seleccionados.

1.2 SUBSISTEMA MECANICO

Este subsistema agrupa a las piezas mecánicas que proveen y transmiten el movimiento, generalmente por un dispositivo que genera un movimiento rotatorio, una transmisión que se encarga de transformar los valores de carga y desplazamiento a los requeridos por el diseño, y un actuador que transforma el movimiento rotatorio en un movimiento lineal. Dada la diversidad de actuadores disponibles para el fin que se pretende, se realizó en primera instancia un análisis de las distintas posibilidades en cuanto a rango de fuerza, desplazamientos obtenibles y precio.

1.2.1 SISTEMAS DE TRANSMISION

1.2.1.1 Motores de corriente continua (DC)

En general cuando se necesita la aplicación de una fuerza controlada, se recurre a la utilización de un motor de corriente continua. En estos, a diferencia de los de alterna, la velocidad del motor puede ser controlada en forma relativamente simple, a través de la variación de la tensión de alimentación. Sin embargo, presentan ciertas limitaciones en cuanto a su aplicación en dispositivos como los que se pretende diseñar. Lo más importante, es transformar el movimiento rotatorio, en un movimiento lineal, capaz de producir el torque necesario para la realización del ensayo. Generalmente, en conjunto con un motor DC, se deberá utilizar un tornillo sinfín con un reductor de velocidad, para poder obtener velocidades de desplazamiento controladas y fuerzas elevadas. Estos motores poseen un rotor sin núcleo de hierro, lo que resulta en una ausencia del

par de retención, con lo cual, en caso de que se requiera mantener la deformación para observarla o tomar una imagen, se deberá incluir un sistema adicional de frenado.
La empresa MAXON MOTORS ofrece una gran variedad de motores y reductores para poder obtener los requerimientos de desplazamiento y torque necesario. El sitio web del fabricante ofrece un sistema de selección bastante simple, en el cual luego de ingresar algunos datos de diseño, se recomienda una combinación posible de motor y reductor [11]. En la *Figura 1-3* se presenta un motor DC que podría cumplir con los requerimientos del presente proyecto. La Tabla 1 y la Tabla 2 presentan las características generales del motor DC y el reductor asociado respectivamente. En este caso, el reductor asociado se seleccionó en base a los requerimientos de desplazamiento y torque.

Figura 1- 3. Motor CC DXC-26L. [11]

Tabla 1- 1. Características generales del motor DC aplicable al presente proyecto.

Modelo	Tensión nominal	Velocidad nominal	Torque nominal	Corriente nominal
DCX 26L	9V	5530 RPM	32,9 mNm	2,2 A

Tabla 1- 2. Características generales del reductor asociado al motor DC.

Modelo	relación de transmisión	Rendimiento	Torque máximo
GPX 32 C	231:1	75%	6,6 NM

En lo referido al costo, el precio del motor de DC es de aproximadamente los 240 USD, mientras que el reductor los 230 USD. De optar por esta opción, el conjunto motor y reductor costaría un total de 470 USD.

1.2.1.2 Motor paso a paso

Los *Motores Paso a Paso* son motores, generalmente de imanes permanentes, comandados de forma electrónica. A diferencia de los motores DC, se caracterizan por poseer un movimiento discreto, lo que permite utilizar reducciones inferiores a la de los motores DC. Al igual que en los motores DC, se debe incluir una etapa para transformar el movimiento rotatorio en lineal. Estos motores están constituidos por el estator, el cual constituye la parte fija del motor y contiene los devanados, y el rotor, el cual, junto con los imanes permanentes, constituye la parte móvil del motor.

Las especificaciones de los motores pasan a paso requieren el uso de términos específicos. A continuación, se presenta la terminología utilizada en motores paso a paso:

- *Angulo de paso (step angle) [°]:* Angulo que se desplaza el eje del motor al cambiar de una posición estable a la siguiente. Este valor depende de las características constructivas del motor. Los valores más usuales se encuentran:0.9° ,1.8° ,7.5° y 15°. Se puede realizar cualquier movimiento incremental siempre que sea múltiplo entero del ángulo de paso.
- *Precisión de paso (step accuracy): Corresponde a la desviación de la posición actual del rotor respecto a la posición teórica para cada paso cuando el motor esta sin carga o bien con carga constante. Depende de cada motor, habitualmente se puede considerar un valor del 5% del ángulo de paso.* aunque aparentemente esta desviación es elevada, se debe de considerar que no es un valor acumulativo, por lo tanto, si con un motor de 200 pasos por vuelta (1.8º) se produce una secuencia de 10 pasos y posteriormente otra de 80 pasos, en ambos casos la desviación será la misma y aproximadamente de 0,09º.
- *Par de retención (holding torque):* Par resistente ejercido por el motor parado en una posición estable y con alimentación. Su valor varía según la posición que adopte el rotor entre dos pasos consecutivos, siendo máximo en la posición intermedia.
- *Par de detención (detent torque):* Es el par máximo que ofrece el motor sin alimentación. En los motores de imán permanente y en los motores híbridos este par es producido por el campo magnético generado por los imanes del rotor, siendo máximo en posiciones intermedias del rotor entre dos pasos consecutivos. Este efecto se puede ver acentuado si se cortocircuitan los extremos de los devanados.
- Curva característica par-frecuencia**:** El fabricante proporciona para cada motor una representación donde relaciona el par suministrado por el motor en función de la frecuencia de impulsos de excitación (par dinámico). En estas representaciones, se consideran dos curvas de trabajo denominadas *Curva de par pull-out* y *Curva de par pull-in* que delimitan el área de trabajo del motor, habitualmente denominada campo de giro (Figura 1- 4*)*. La curva de par pull-out relaciona el par que puede entregar el motor con la máxima velocidad sin perder pasos en condiciones de giro del eje del motor. La curva de par pull in relaciona el par que puede entregar el motor con la velocidad en condiciones de arranque o de parada sin perder pasos. En ambas curvas el fabricante está considerando la inercia y los rozamientos del motor. El diseñador deberá considerar el efecto de la inercia y los rozamientos de la carga para dimensionar la velocidad máxima de arranque y frenado del motor sin pérdida de pasos. Estos valores se estiman y se ajustan experimentalmente en la mayoría de los casos.

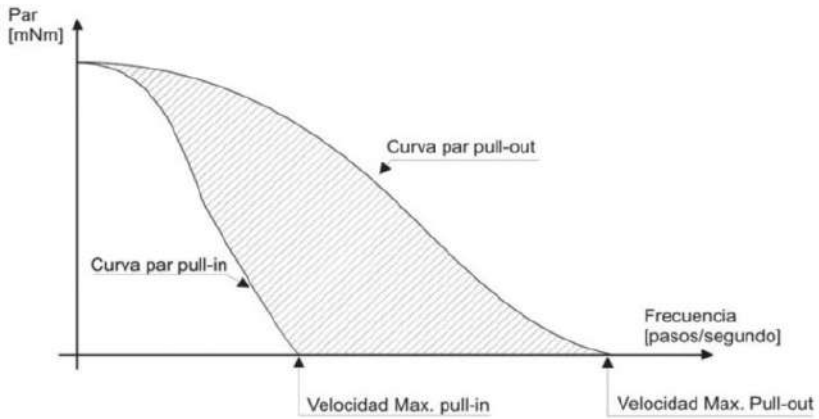


Figura 1- 4. Curva característica par-frecuencia. [12]

Generalmente, los motores paso a paso suelen combinarse con un dispositivo llamado ***Driver***.

El driver en los motores paso a paso desempeña un papel fundamental al traducir las señales de control del microcontrolador en corrientes adecuadas para los devanados del motor. Funciona como un puente entre la lógica digital de control y la potencia necesaria para el movimiento del motor. Además de esta función de traducción, también cumple un rol de protección al controlar la corriente y la energía suministrada al motor, evitando así sobrecargas que podrían dañarlo.

Algunos drivers también ofrecen características avanzadas, como la microstepping, que permite dividir aún más los pasos del motor para lograr movimientos más suaves y precisos, ideal para aplicaciones que requieren alta precisión en el posicionamiento

1.2.1.3 Selección del sistema de transmisión

De ambos modelos de motores mencionados, por las características propias del equipo que se requiere construir, y por la versatilidad a la hora del control, se optó por la utilización de un motor paso a paso Nema 23. Las características del modelo adoptado se listan a continuación:

Tabla 1- 3. Selección motora para sistema de transmisión

Modelo	CORRIENTE NOMINAL	TENSION NOMINAL	HOLDING TORQUE	STEP ANGLE
NEMA 23	2,8 A	3,2 V	18 kg-cm	0,9°

3DPrinter-StepperDriverTB6600

El costo del motor más el driver asociado es de 130 USD.

1.2.2 ACTUADOR

1.2.2.1 Actuadores lineales tradicionales

Los actuadores lineales tradicionales son básicamente dispositivos con un motor paso a paso, o un motor DC, acoplados, para poder producir el movimiento lineal.

La firma Physik Instrumente [9] ofrece algún tipo de actuador lineal comerciales de las siguientes características:

Modelo M-238 High-Load Linear Actuator

Este modelo cuenta con las siguientes características:

- Fuerza hasta 400 N
- Rango de desplazamiento de 50 mm
- Resolución de 0,1µm
- Velocidad de 30 mm/s

El precio ronda aproximadamente los 300 USD y las características ***no cumplen*** con los requerimientos de diseño.

Figura 1- 5. M-238 High-Load Linear Actuator. [9]

Modelo L-239 High-Load linear Actuator

Este modelo cuenta con las siguientes características:

- Fuerza hasta 300 N
- Rango de desplazamiento de 52 mm
- Resolución de 0,1µm
- Velocidad de 50 mm/s

El precio ronda aproximadamente los 250 USD y las características no cumplen con los requerimientos de diseño

Figura 1- 6. L-239 High-Load linear Actuator. [9]

Modelo L-220 High-Resolution Linear Actuator

Este modelo cuenta con las siguientes características:

- Fuerza hasta 125 N
- Rango de desplazamiento de 13 a 77 mm
- Resolución de 0,1µm
- Velocidad de 3,5 mm/s

El precio ronda aproximadamente los 250 USD y las características no cumplen con los requerimientos de diseño

*Figura 1- 7.*L-220 High-Resolution Linear Actuator. *[9]*

La marca **SMC**, nos ofrece el siguiente actuador línea, que cumple con las características de diseño requeridas

Modelo LEY-100. vástago, husillo a bolas.

Este modelo cuenta con las siguientes características:

- Fuerza hasta 1200 Kg
- Rango de desplazamiento de 10 a 300 mm
- Velocidad hasta 1200 mm/s

El precio ronda aproximadamente los 650 USD

*Figura 1- 8.*LEY-100. *[10]*

1.2.2.2 Tornillo de potencia

Los tornillos de potencia son aquellos destinados a la trasmisión de movimiento y potencia, y generalmente se utilizan para convertir un movimiento angular o de giro, en un movimiento lineal, acompañado de una transmisión de esfuerzo. En la mayoría de sus aplicaciones, estos elementos se utilizan para "aumentar" las fuerzas o pares de torsión, lo cual se hace mediante una relación de movimiento, mayor de la unidad, en la que el filete recorre una gran distancia a lo largo de la hélice, mientras que el elemento movido avanza una pequeña cantidad a lo largo del eje del tornillo.

La forma del filete puede ser variada dependiendo del tipo de uso que tenga el tornillo, pudiendo ser triangular, redonda, cuadrada, trapecial, diente de sierra, entre otras. Las roscas de tipo triangular son las más comúnmente usadas, las roscas cuadradas se emplean como medio para transmitir movimiento en husillos de máquinas herramientas y/o dispositivos de elevación. Las roscas circulares y circulares truncadas se emplean en husillos de transmisión de movimiento que tienen bolillas esféricas para garantizar continuidad de desplazamiento en ambos sentidos del husillo.

La terminología de las roscas de tornillo, que se ilustran en la Figura 1- 9, se explica de la manera siguiente:

El paso es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. En unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N.

El diámetro **mayor d** es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

El diámetro **menor (o raíz) dr** es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El **diámetro de paso dp** es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

El **avance l**, que no se muestra, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple el avance es igual al paso.

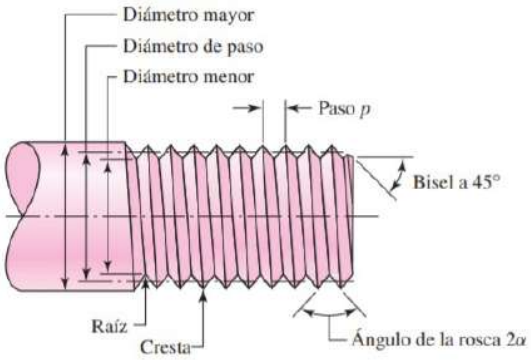


Figura 1- 9. Tornillo de potencia. [8]

Dentro de los distintos tipos de rosca mencionados, los más comunes a la hora de utilizar tornillos de potencia, son las roscas del tipo cuadrada o las roscas Acme.

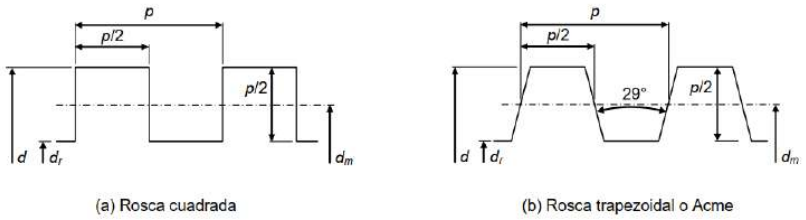


Figura 1- 10. Tipos de roscas más comunes. [8]

Tabla 1- 4. Principales dimensiones de las roscas Acme americana estándar. [8]

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in^2)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.909
3.000	2.750	2.500	0.500	2	5.412
3.500	3.250	3.000	0.500	2	7.670
4.000	3.750	3.500	0.500	2	10.32
4.500	4.250	4.000	0.500	2	13.36
5.000	4.750	4.500	0.500	2	16.80

Este tipo de tornillos, están sometidos a rozamientos elevados, con lo cual, los factores de desgaste excesivo o el calentamiento serán muy importantes en su diseño. Para solucionar este inconveniente, suele utilizarse un tipo de tornillo especial, denominado de bolas recirculantes, el cual consiste en un eje roscado que proporciona un camino de rodadura helicoidal a unos rodamientos de **bolas** que actúan como un **tornillo** de precisión. Como el movimiento se realiza por rotación, no por deslizamiento, el rozamiento es menor, la fricción del conjunto es baja.

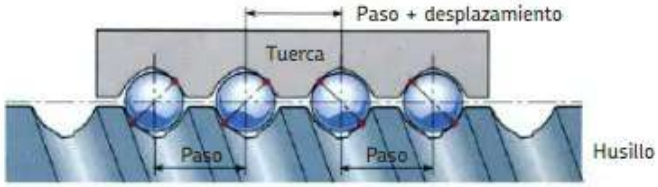


Figura 1- 11. Husillo de bolas recirculantes. [8]

El fabricante Fon ofrece varios tornillos que cumplen con las características de diseño [7].

La Tabla 1- 5 presenta un listado de modelos disponibles. Se observa que el modelo **SFK0250** cumple con los requerimientos de cargas necesarias para la realización del ensayo, teniendo una carga estática de 540 Kg. El costo de los mismos ronda los 200 USD.

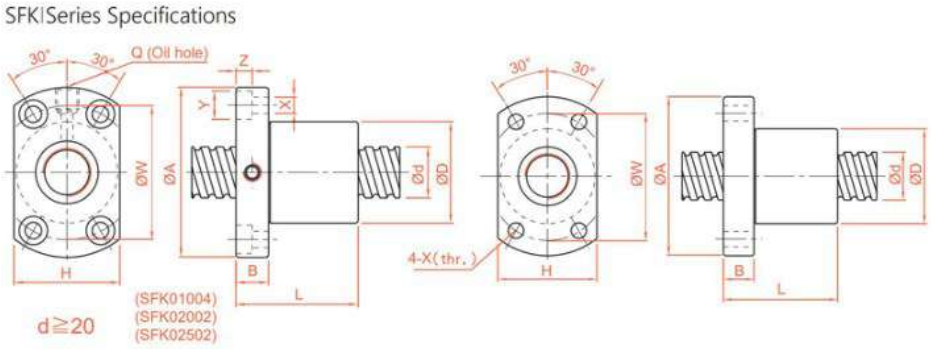


Figura 1- 12. Dimensiones tornillo de bolas recirculantes. [7]

Tabla 1- 5. Modelos de tornillos de bolas recirculantes

Unit : mm

Model No.	d	I	Da	Dimension											Ca (kgf)	Coa (kgf)	K kgf/µm
				D	A	B	L	W	H	X	Y	Z	Q	n			
SFK00401	4	1	0.8	10	20	3	12	15	14	2.9	-	-	-	1x2	64	97	5
SFK00601	6	1	0.8	12	24	3.5	15	18	16	3.4	-	-	-	1x3	111	224	9
SFK00801*	8	1	0.8	14	27	4	16	21	18	3.4	-	-	-	1x4	161	403	14
SFK00802*		2	1.2	14	27	4	16	21	18	3.4	-	-	-	1x3	222	458	13
SFK0082.5		2.5	1.2	16	29	4	26	23	20	3.4	-	-	-	1x3	221	457	13
SFK01002*	10	2	1.2	18	35	5	28	27	22	4.5	-	-	-	1x3	243	569	15
SFK01004		4	2	26	46	10	34	36	28	4.5	8	4.5	M6	1x3	468	905	17
SFK01202*	12	2	1.2	20	37	5	28	29	24	4.5	-	-	-	1x4	334	906	22
SFK01402*	14	2	1.2	21	40	6	23	31	26	5.5	-	-	-	1x4	354	1053	24
SFK01602*	16	2	1.2	25	43	10	40	35	29	5.5	-	-	M6	1x4	373	1200	26
SFK02002	20	2	1.2	50	80	15	55	65	68	6.5	10.5	6	M6	1x6	581	2284	48
SFK02502	25	2	1.2	50	80	13	43	65	68	6.5	10.5	6	M6	1x5	540	2381	46

1.2.2.3 Selección del actuador

Conocidas y evaluadas las diferentes características de los distintos actuadores presentes en el mercado, se considera que la opción que mejor se adapta con las necesidades propias del equipo de tracción es el **tornillo de potencia**. El motivo principal reside en la capacidad de transmitir grandes valores de potencia, a un costo relativamente bajo. Otro de los motivos para proponer un actuador conformado por una combinación de un motor paso a paso y un tornillo de potencia, es la necesidad de dejar el punto de observación fijo en el microscopio. Para ello, se planteará la utilización de dos tornillos, roscados en sus extremos de forma opuesta, es decir, un lado del tornillo con rosca derecha, y, el lado opuesto, con rosca izquierda. De esta forma se busca que ambas mordazas se desplacen una con respecto a la otra, hacia atrás, quedando el punto de observación en microscopio inmóvil, o con la menor variación posible. Con el fin de adaptarse a las condiciones de diseño que posee el equipo, se plantea el diseño y fabricación propia del tornillo de potencia.

Vale la pena resaltar que los actuadores lineales presentes en el mercado que cumplían con esta característica quedaban muy por fuera del presupuesto asignado inicialmente, por lo que esta opción fue descartada.

1.2.3 DISEÑO CONCEPTUAL DEL SUBSISTEMA MECANICO

En las secciones previas se presentaron los requerimientos de diseño y se desarrolló un análisis de los tipos de actuadores disponibles en el mercado. Teniendo en cuenta las especificaciones de diseño, es posible hacer énfasis en un conjunto de variables, las cuales se encuentran limitadas a:

- *Fuerza aplicable*
- *Desplazamientos Máximos*
- *Velocidad*

Resulta evidente que, empleando un mismo actuador, un aumento en una de las variables listadas produce una reducción en las otras, dada por la propia dinámica de los sistemas. Las prestaciones de los actuadores encontrados en el mercado no coinciden exactamente con las condiciones de diseño, por si solos. En la mayoría de los casos, no se encontró satisfactoriamente ningún actuador comercial, que se adapte en dimensión y que genere el esfuerzo requerido. Esto hace necesario idear un sistema de transmisión que logre una combinación satisfactoria de las tres variables mencionadas.

Partiendo de la base de que lo que se quiere construir, es un dispositivo que genere un esfuerzo uniaxial sobre una determinada muestra con la suficiente fuerza para romper la misma, se propone la utilización de un ***motor paso a paso*** acoplado a un ***tornillo de potencia***, el cual será el encargado de suministrar la suficiente fuerza para la realización del ensayo. La implementación de esta solución permite flexibilizar la construcción del dispositivo, adecuándolo directamente a los requerimientos de diseño y a su vez, conlleva una conveniencia económica. En consecuencia, el mecanismo de transmisión se diseñará de forma tal que, al generar un determinado giro sobre el tornillo, se producirá el torque necesario capaz de efectuar la rotura de la probeta de tracción del material a ensayar, la cual ira ubicada entre dos mordazas, con el objetivo de generar un esfuerzo de tracción puro.

Dada la necesidad de dejar el punto de observación fijo con respecto a la mesa del microscopio, se optó por utilizar un mismo tornillo de potencia, que contiene dos sectores roscados, con sentidos opuestos. De esta forma, se cuenta con una rosca tipo izquierda en la mordaza que contiene a la celda de carga, y una rosca derecha en la mordaza contraria, produciendo que ambas mordazas se desplacen en sentido contrario. El diseño conceptual del sistema de transmisión propuesto se presenta en la *Figura 1-13.* El diseño del sistema de transmisión y movimiento y el cálculo del par necesario aplicable al tornillo se calcularán en los ***capítulos siguientes***.

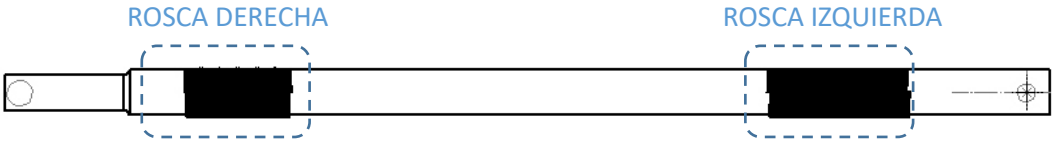


Figura 1- 13. Tornillo de potencia

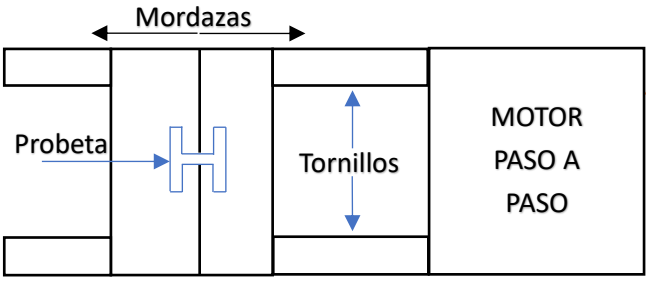


Figura 1- 14. Esquema general

1.3 SUBSISTEMA SENSOR

Como se mencionó en la subsección 1.1: ***REQUERIMIENTOS GLOBALES DE DISEÑO,*** resulta necesario registrar dos tipos de variables; fuerza y desplazamiento. Teniendo en cuenta los límites máximos y mínimos mencionados, en esta sección se realizará una breve introducción de los distintos sensores disponibles en el mercado, y se seleccionará aquellos que cumplan con los requerimientos tanto técnicos, geométricos como presupuestarios para ser utilizados en el proyecto.

1.3.1 SENSORES DE FUERZA

Los sensores de fuerza son dispositivos que, a partir de una fuerza aplicada sobre ellos, son capaces de obtener una señal eléctrica. Existen dos tipos principales de sensores de fuerza, los sensores piezoeléctricos y los piezoresistivos. A continuación, se describirá brevemente el principio de funcionamiento de ambos y luego, se presentará la búsqueda de sensores en el mercado para finalmente optar por aquel que mejor se adapte a las necesidades tanto técnicas como económicas.

1.3.1.1 Sensores Piezoeléctricos

El principio de funcionamiento de este tipo de sensores se basa en la propiedad de los materiales piezoeléctricos, los cuales generan una carga eléctrica cuando están sometidos a un esfuerzo mecánico. Esta carga eléctrica es directamente proporcional al esfuerzo mecánico aplicado, con lo cual el principio de medición es sencillo, utilizando un amplificador adecuado.

Una característica especial de los transductores de fuerza piezoeléctricos es que cubren intervalos de medición muy amplios. Dicho de otro modo, el mismo sensor se puede utilizar para medir fuerzas muy pequeñas y grandes. Por lo tanto, los transductores de fuerza piezoeléctricos son muy flexibles y se encuentran disponibles en un tamaño miniaturizado de tan solo unos milímetros de espesor. Su elevada rigidez hace que la deformación que sufren cuando se someten a un esfuerzo sea insignificante. En consecuencia, el sensor tiene una influencia excepcionalmente baja sobre la estructura en la que está integrado. Por su rigidez, a su vez, presentan una muy buena respuesta en frecuencia, por lo que resultan muy útiles para la medición de fuerzas dinámicas. Sin embargo, la desventaja de este tipo de sensores es que, debido a su principio de funcionamiento, poseen una deriva a lo largo del tiempo, produciendo una cierta incertidumbre en la medición.

1.3.1.2 Sensores piezoresistivos

El principio de funcionamiento de este tipo de sensores se basa en que la resistencia eléctrica de un material varía cuando a éste se le ejerce una fuerza externa, con lo cual es posible determinar la fuerza aplicada sobre el cuerpo elástico por medio de la medición del cambio en su resistencia. La medición de la variación de la resistencia se realiza mediante la utilización de un puente de Wheatstone. Este tipo de fenómeno físico ocurre en las **galgas extensométricas**. El conjunto de la galga extensiométrica (Strain Gauges) adosado a un cuerpo elástico deformable diseñado para soportar esfuerzos de compresión, tensión, flexión, recibe el nombre de **celda de carga**.

Actualmente existen una amplia variedad de celdas de carga, las cuales pueden variar en forma, tamaño, material, etc. Dentro de los distintos tipos de celda de carga podemos mencionar:

- Celda de carga de anillo
- Celda de carga en línea
- Celda de carga tipo pastel o perfil bajo
- Celda de carga de columna
- Celda de carga tipo S
- Celda de carga tipo botón

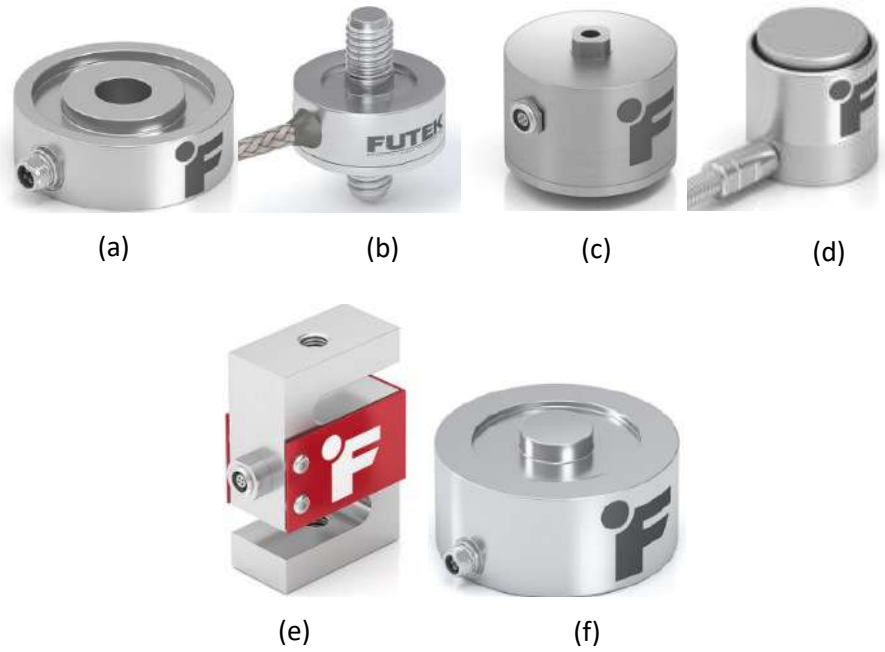


Figura 1- 15. Tipos de celdas de carga. (a) Anillo (b) línea (c) Perfil Bajo (d) Columna (e) Tipo S (f) Botón. [6]

Las celdas de carga **tipo anillo** son una variante de las celdas de carga de perfil bajo (c), presentando un interior no roscado, ideal para medir cargas de compresión que sufre una barra o eje a pasar a través del agujero. Su uso típico es en la medición de carga de bulones.

Las celdas de carga **en línea** son conocidas comúnmente como transductores de fuerza en línea con rosca macho, este tipo de transductores de fuerza pueden ser usados tanto en aplicaciones de carga de tracción como en carga de compresión. Este tipo de sensores ofrecen una construcción robusta, alta precisión y rigidez, y un amplio rango de capacidades con una necesidad de espacio de montaje mínimo. Son excelentes para aplicaciones duraderas y para su aplicación en prensas.

Las celdas de carga **tipo perfil bajo** son usadas comúnmente en aplicaciones que requieren una precisión alta y una baja sensibilidad a las condiciones de carga. Se suministran normalmente con un agujero pasante roscado central y múltiples agujeros pasantes en el disco exterior para el montaje. Mediante el fijado de los agujeros de montaje exterior, pueden ser utilizados también en tracción. Además, añadiendo una placa base de tracción, pueden ser utilizados en línea tanto en aplicaciones de tracción como de compresión. Poseen un amplio rango de capacidades que van desde 20 kg a 400 Ton.

La celda de carga de **columna** ofrece un diseño compacto para aplicaciones de alta capacidad de compresión como las pruebas de fuerza de tornillos de banco de máquinas CNC. Estos modelos ofrecen una construcción robusta con capacidades desde 1000 a 15000 Kg.

Las celdas **tipo S** son uno de los tipos de celda de carga más populares. Fueron diseñadas inicialmente para aplicaciones en las que se transforman medidas mecánicas a valores digitales mediante la sustitución de muelles u otros dispositivos en línea. Está disponible en una gran variedad de rangos de carga con roscas métricas e imperiales. Son muy populares debido a su alta

precisión, bajo precio y facilidad de instalación. Sin embargo, están diseñadas estrictamente para aplicaciones en línea y son muy sensibles a las cargas, pares y momentos externos. Las cargas excéntricas deben ser evitadas para obtener unas mejores prestaciones y una mejor vida en servicio.

Por último, las celdas de carga tipo **botón** están diseñadas para aplicaciones de compresión y son conocidas por su pequeño tamaño. Son utilizadas en espacios ajustados y limitados. Poseen un amplio margen de capacidad, que va desde 0,5 a 500000 kg y carcasas desde 6 mm a 76mm de diámetro externo.

1.3.1.3 Sensores de fuerza disponibles en el mercado

Dentro de la amplia gama de celdas de carga, la marca FUTEK ofrece una gran variedad de estas. Por ejemplo, en la *Figura 1-16(a)* se puede observar el modelo FSH04607 correspondiente a una celda de carga tipo botón, con una capacidad nominal máxima de 907 kg, posee un diámetro exterior de 31 mm y un valor aproximado de **600 euros**.

Otro modelo, que cumple con los requerimientos de diseño, es la celda de carga tipo línea, de la marca FUTEK, con una carga de 907 Kg, un diámetro de 25 mm y un valor aproximado de **690 euros**

En la *Figura 1-16(b)* se puede observar este modelo de sensor.

(a) (b)

Figura 1- 16. Celdas de carga disponibles en el mercado. (a)Tipo botón (FSH04607) (b) En línea (FSH04534). [6]

La marca HBM cuenta con sensores piezoeléctricos. Un modelo que se adapta a nuestro diseño podría ser el **CFT 5.** Como característica especial, poseen un elemento sensor de fosfato de galio que duplica la sensibilidad en comparación con los transductores piezoeléctricos convencionales de cuarzo. La serie está formada por sensores de tamaño extremadamente reducido, construidos en acero inoxidable, con todas las ventajas típicas del principio piezoeléctrico: son capaces de medir fuerzas de unos pocos kilogramos —incluso con cargas iniciales elevadas— y también miden variaciones de fuerza muy rápidas. Estos transductores de fuerza tienen desplazamientos de unos pocos µm. En la Figura 1-17 se observa el modelo mencionado.

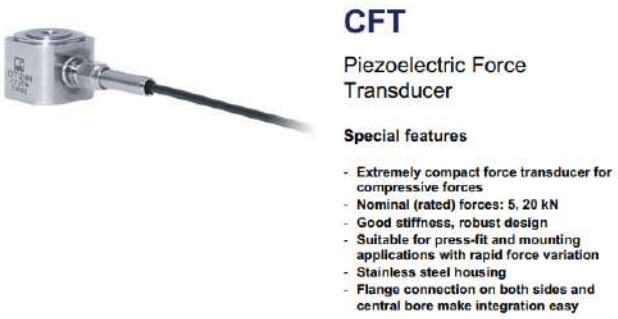


Figura 1- 17. Sensor CFT

1.3.1.4 Selección del sensor de fuerza

Para determinar el tipo de sensor a utilizar, se siguieron los siguientes pasos:

- *Paso 1*: Tipo de aplicación y que valor se está midiendo
- *Paso 2*: Definir las características de montaje del sensor y su ensamblaje
- *Paso 3*: Definir sus requisitos de capacidad máxima y mínima.
- *Paso 4*: Definir los requisitos de tamaño y geometría (anchura, peso, altura, longitud, etc.)
- *Paso 5*: Defina el tipo de señal de salida que requiere su aplicación.

Respondiendo esta serie de preguntas, el sensor en línea indicado en la Figura 1- 16 (b), por su tamaño y su capacidad de medir cargas de tracción, resulta ser el más apropiado para la aplicación en cuestión, pero, por una cuestión de presupuesto, se optó por un sensor de carga tipo S, de la firma ***Saqr-ATEX,*** con las siguientes características:

- Carga nominal: 500 Kg
- Estructura de aluminio
- Elevada precisión

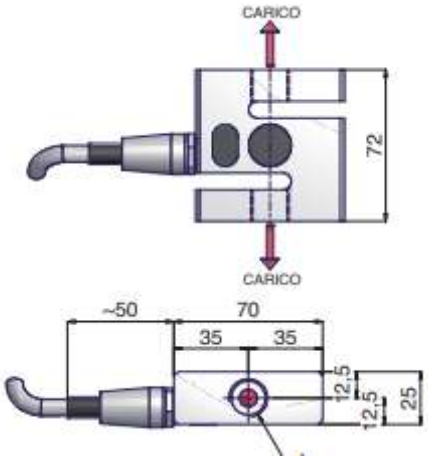


Figura 1- 18. Celda de carga tipo S

Por las características constructivas de este tipo de celda, se deberá adaptar una de las mordazas de tracción, de forma tal de alinear la carga a medir y a su vez desarrollar un diseño lo más compacto posible.

1.3.2 SENSORES DE DESPLAZAMIENTO

En el mercado se presentan diversos sensores que se ocupan de registrar el desplazamiento de forma precisa, en mayor o en menor medida. Dentro de esta gama de dispositivos, podemos encontrar:

- Sensores resistivos
- Sensores inductivos
- Sensores Magnéticos
- Sensores capacitivos
- Sensores ópticos

1.3.2.1 Sensores resistivos

Este tipo de sensores se caracteriza por poder variar su resistencia, en función del desplazamiento (POTENCIOMETRO). Su característica constructiva consta de una resistencia de valor fijo sobre la que se desplaza un contacto deslizante llamado cursor y que la divide eléctricamente. El movimiento de dicho cursor origina un cambio en la resistencia, el cual puede utilizarse para medir desplazamientos lineales o angulares de piezas acopladas a este.

Los potenciómetros lineales o sensores de desplazamiento resistivos de la serie PM, de la marca ELAP, Figura 1-19, son los elementos más económicos para la medida de distancia o posición. Son pequeños y de fácil montaje. La serie PM es el potenciómetro más compacto del fabricante italiano ELAP y cuenta con vástago guiado libre, es decir, tiene que ser amarrado a un elemento que mueva el vástago. El rango de aplicación de estos sensores varia de 25 mm a 150 mm, haciendo que no se satisfagan las condiciones de desplazamiento mínimas de diseño, con lo cual, este tipo de sensores no resulta apto para el proyecto en cuestión.

Figura 1- 19. Sensor de desplazamiento resistivo ELAP. [5]

1.3.2.2 Sensores inductivos

Dentro de los sensores inductivos, podemos diferenciar en 3 grupos:

- Resolvers y Sincroresolvers
- Transformador diferencial lineal (LVDT)
- Transformador diferencial rotatorio (RVDT)

Dentro de los tres grupos de sensores inductivos mencionados, los más comunes y de mayor aplicación para registrar desplazamientos lineales son los LVDT. Su funcionamiento se basa en la utilización de un núcleo de material ferromagnético unido al eje cuyo movimiento se quiere medir. Este núcleo se mueve linealmente entre un devanado primario y dos secundarios haciendo con su movimiento que varié la inductancia entre ellos. Los dos devanados secundarios conectados en oposición en serie ven como la inducción de la tensión alterna del primario, al variar la posición del núcleo, hace crecer la tensión de un devanado y disminuirá en el otro. Del estudio de la tensión E se deduce que esta es proporcional a la diferencia de inductancias mutuas entre el devanado primario con cada uno de los secundarios, y que por tanto depende linealmente del desplazamiento del vástago solidario al núcleo.

El sensor comercial de la marca TE, modelo DC-EC 250 (ver Figura 1-20), ofrece las siguientes características

- Rango de medición: +- 6,35 mm
- Voltaje de entrada: 15 VDC
- Corriente de entrada: 25 mA
- Salida de voltaje para +-6,35 mm: +-10 VDC
- Sensibilidad: 1,6 VDC/mm

Figura 1- 20. LVDT Comercial. [4]

Costo aproximado de 150 USD.

1.3.2.3 Sensores magnéticos

Dentro de los sensores magnéticos, podemos destacar dos grupos:

- Sensores magnetoresistivos
- Sensores de efecto Hall

Básicamente, el primer grupo, utilizan el efecto magneto-resistivo, que se basa en la propiedad de un material que cambia su resistividad por la presencia de un campo magnético externo. Este efecto se usa principalmente para la ***medición angular y la velocidad rotacional***, donde no se requiera la linealización de la característica del sensor.

Los sensores de efecto Hall están basados en el principio de una fuerza de Lorentz que actúa sobre una partícula cargada que se desplaza a través de un campo magnético. Esta fuerza actúa sobre un eje perpendicular al plano establecido por la dirección de movimiento de la partícula cargada y la dirección del campo. Es decir, la fuerza de Lorentz viene dada por F = q(v x B), en donde q es la carga, v es el vector de velocidad, B es el vector del campo magnético y x es el signo indicativo del producto vectorial. Al llevar un material ferromagnético cerca del dispositivo de imán semiconductor disminuirá la intensidad del campo magnético, con la consiguiente reducción de la fuerza de Lorentz y, finalmente, la tensión a través del semiconductor. Esta caída en la tensión es la clave para detectar la proximidad con sensores de efecto Hall.

1.3.2.4 Sensores capacitivos

A diferencia con los sensores inductivos y de efecto Hall que detectan solamente materiales ferromagnéticos, los sensores capacitivos son potencialmente capaces (con diversos grados de sensibilidad) de detectar todos los materiales sólidos y líquidos. Como su nombre lo indica, estos sensores están basados en la detección de un cambio en la capacidad inducido por una superficie que se lleva cerca del elemento sensor.

1.3.2.5 Sensores ópticos (encoders)

Los codificadores ópticos o encoders incrementales constan, en su forma más simple, de un disco transparente con una serie de marcas opacas colocadas radialmente y equidistantes entre sí de un sistema de iluminación en el que la luz es colimada de forma correcta, y de un elemento fotorreceptor. El eje cuya posición se quiere medir va acoplado al disco transparente. Con esta disposición a medida que el eje gire se ira generando pulsos en el receptor cada vez que la luz atraviese cada marca, y llevando una cuenta de estos pulsos es posible conocer la posición del eje.

Si bien, se puede utilizar para medir tanto desplazamiento lineal y rotatorio, solamente los del tipo lineal se ajustarían a nuestros requerimientos.

1.3.2.6 Sensor con fibra óptica

Los sensores con fibra óptica utilizan luz para medir una perturbación externa y fibra óptica para transmitir dicha luz. El esquema general consta de una fuente de luz, un sistema de sensado y un detector óptico, interconectados mediante fibra óptica. La configuración de un sensor de este tipo, la podemos observar en la *Figura 1-21*.

Figura 1- 21. Esquema de sensores con fibra óptica. [3]

En función de cómo se realice la medición de perturbación externa se clasifican en dos grandes clases:

Sensores extrínsecos: Son aquellas aplicaciones en donde la fibra actúa solamente como guía de onda llevando la luz hasta una caja negra, que modula el haz en respuesta al parámetro que se pretende medir.

Sensores intrínsecos: También llamados ***"All-Fiber sensors"***, en donde se utiliza la fibra óptica como guía de onda hasta el lugar donde la magnitud de interés se quiere medir, pero, a diferencia del caso anterior, la perturbación externa actúa directamente sobre la fibra. La luz permanece dentro de la fibra en todo momento.

Actualmente, es posible encontrar en el mercado distintos productos diseñados para medir distancias o desplazamientos de forma no invasiva, mediante el uso de diversas técnicas ópticas. En argentina es posible encontrar por pedidos productos OPTEX, que presenta una amplia gama de instrumentos en sus catálogos.

De acuerdo con los requerimientos de diseño planteados, la serie CD33 de OPTEX cubre con las necesidades, más que nada, su modelo más básico: CD33-30PV

- Resolución: 0,004 mm
- Distancia nominal: 30 mm
- Tango de medición: 30 +/- 4 mm
- Señal de salida: 0-10 V

Se consultó el valor de dicho modelo de sensor, a la empresa IC Industrial controles, empresa argentina encargada de su distribución, y el valor ronda los 600 U$S.

1.3.3 SELECCIÓN DEL SENSOR DE DESPLAZAMIENTO

De las secciones anteriores se observa que varios sensores comerciales cumplen con los requerimientos geométricos y de diseño necesarios para tener una lectura fiable del desplazamiento. Sin embargo, y con el fin de reducir los costos asociados a este sensor, se optó por utilizar un sensor laser desarrollado por el Laboratorio laser de la Facultad de Ingeniería, el cual se debe adaptar a nuestros requerimientos propios, asegurando que cumpla con todas las características necesarias y que, a su vez, estén dentro del presupuesto asignado para el proyecto.

Uno de los principales problemas identificados en estos sensores son las perturbaciones que pueden generar los ambientes sucios o con polvo libre en el aire. Sin embargo, debido a que las condiciones de realización del ensayo son condiciones propias de un laboratorio, y una de las

restricciones generales del diseño es que sea un dispositivo de laboratorio, no se tendrían agentes externos que interfieran con las lecturas de dicho sensor.

1.4 SUBSISTEMA ADQUISICION Y CONTROL

El correcto control del sistema de trasmisión y la adquisición de los parámetros involucrados en un ensayo de tracción, son dos aspectos sumamente fundamentales para el correcto funcionamiento de la máquina de ensayos, ya que, el correcto funcionamiento del sistema motor se traducirá en el torque necesario para la realización del ensayo, mientras que un fiable tratamiento de los datos será necesario para el análisis del material bajo estudio. En esta sección, se presenta un resumen de las formas más comunes de controlar y registrar distintos sistemas, teniendo en cuenta la selección inicial de componentes presentada en las secciones anteriores.

1.4.1 SISTEMAS DE CONTROL

El sistema de transmisión estará comandado por un motor paso a paso. Tal como se explicó, es un dispositivo electromecánico que convierte pulsos eléctricos en movimientos mecánicos discretos, con lo cual, la secuencia de los pulsos aplicados se relaciona directamente con la velocidad de giro del motor. Esto se puede traducir en una gran ventaja, en donde no es necesario realizar un sistema de control a lazo cerrado, es decir, con retroalimentación, eliminando la necesidad de utilizar dispositivos costosos. Se plantea entonces un control del tipo **lazo abierto**, el cual se puede representar mediante el diagrama de bloques que se observa en la *Figura 1-22*.

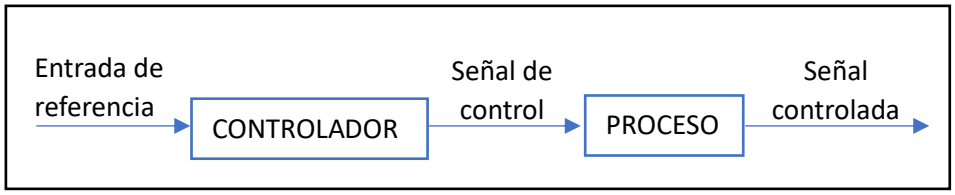


Figura 1- 22. Esquema lazo abierto

Con esta consideración, a continuación, se presentan los distintos controladores disponibles en el mercado, con el fin de realizar un análisis comparativo y poder seleccionar el adecuado para este trabajo.

1.4.1.1 CONTROLADORES

Microcontroladores

Un microcontrolador es un Circuito Integrado con una escala de integración muy grande que internamente contiene una Unidad Central de Procesamiento (CPU, Cental Processing Unit), memoria para código, memoria para datos, temporizadores, fuentes de interrupción y otros recursos necesarios para el desarrollo de aplicaciones, por lo general con un propósito específico.

Existe una gama muy amplia de fabricantes de microcontroladores y cada fabricante maneja diferentes familias con una variedad de modelos. Sin embargo, se presentan bloques que son comunes a la mayoría de los modelos. En la Figura *1-23* se muestra la organización típica de un microcontrolador y en los siguientes apartados se describen sus bloques internos.

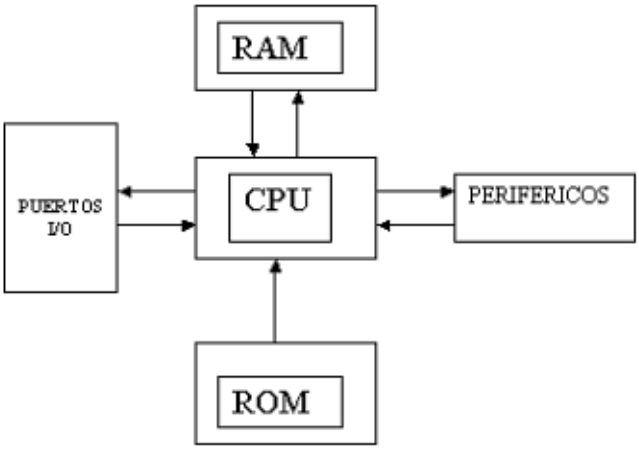


Figura 1- 23. Organización típica de microcontrolador

Los microcontroladores incluyen puertos de **Entradas/Salidas** digitales y analógicas para intercambiar datos con el mundo exterior. Todos los microcontroladores tienen puertos digitales, aunque el número de puertos o el número de bits por puerto puede variar entre dispositivos. Se suelen utilizar como entrada para el monitoreo de dispositivos digitales como botones, interruptores, teclados, sensores con salida a relevador, etc., y como salidas para el manejo de LEDs, displays de 7 segmentos, **activación de motores**, LCDs, etc. Para entradas analógicas algunos microcontroladores incorporan Convertidores Analógico/Digital (ADC, Analogic-Digital Converter) o comparadores analógicos. Éstos son muy útiles porque sin elementos externos, permiten obtener información analógica del exterior, para monitorear parámetros como temperatura, velocidad, humedad, etc. Para salidas analógicas podría pensarse en un Convertidor Digital a Analógico (DAC, Digital-Analogic Converter) pero no es común que se incluya en un microcontrolador. Para solventar esta carencia, algunos microcontroladores incluyen salidas con Modulación por Ancho de Pulso (PWM, Pulse Width Modulation), por medio de ellas, con pocos elementos externos es posible generar una señal analógica en una salida digital.

Dentro de la amplia gama de microcontroladores, podemos encontrar los PIC. Un PIC es un circuito integrado programable (Programmable Integrated Circuit), el cual contiene todos los componentes para poder realizar y controlar una o varias tareas. El microcontrolador PIC 16F877A (*Figura 1-24*), cumple con todas las características necesarias para realizar el control sobre nuestro motor. Posee a su vez, 33 pines de entrada/salidas programables y posee un costo de 34 USD. (Fuente: Mercado libre, dólar oficial 1150)

Figura 1- 24. PIC 16F877A. [1]

Variadores de frecuencia

Otra buena manera de realizar un control sobre la velocidad de un determinado motor es a través de un variador de frecuencia o velocidad. Un variador de frecuencia (siglas VFD, del inglés: Variable Frequency Drive o bien AFD Adjustable Frequency Drive) es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor.

Estos equipos se los suele utilizar cuando las necesidades de la aplicación sean:

- Dominio de par y la velocidad
- Regulación sin golpes mecánicos
- Movimientos complejos
- Mecánica delicada

Dentro de los distintos tipos de variadores, podemos encontrar, en la página de Schenider Electric, un módulo de variador directamente acoplado a un motor paso a paso, tal como se esquematiza en la *Figura 1-25*.

El conjunto que cumple con los requerimientos establecidos es el modelo **ILS2E853PC1F0.**

Figura 1- 25. Motor Paso a Paso con variador integrado. [2]

Las principales características de este motor:

- Tensión de alimentación: 24 o 48 V
- N°de polos: 6
- Par nominal: 6nM
- Alimentación: Corriente continua

El conjunto fue presupuestado en 645 USD + IVA

Placa ARDUINO

Arduino es una plataforma de hardware libre, que está basada en un microcontrolador y un entorno de desarrollo, que posee una amplia gama de productos con distintas características, siendo la más utilizada, la denominada placa, **Arduino UNO.** Arduino UNO posee 14 entradas/salidas digitales y 6 entradas analógicas. A su vez, posee conexión USB. En la *Figura 1-26* se observa una imagen de dicha placa. El microcontrolador puede programarse utilizando lenguaje C++ mediante software suministrado por Arduino o por el fabricante del microcontrolador Amtel. Su gran versatilidad, y la amplia cantidad de bibliotecas disponibles en la web, convierte a este microcontrolador en uno de los más potentes del mercado. A su vez, posee gran variedad de módulos, que permiten operar una gran variedad de dispositivos, ya sea desde el control de un motor hasta el registro de distintas variables. Dentro de las ventajas de este tipo de controladores podemos destacar:

- Entorno de programación multiplataforma
- Lenguaje de programación de fácil comprensión
- Bajo costo
- Re-usabilidad y versatilidad

Figura 1- 26.ARDUINO UNO. [1]

Las distintas partes que componen una placa Arduino UNO se esquematizan en la F*igura 1-27 y se describen a continuación:*

ALIMENTACION USB/5 VDC (1 y 2): Arduino UNO puede ser alimentado desde un cable USB tipo B o mini, procedente desde una PC o una fuente que sea entre 6 a 18 V

REGULADOR DE VOLTAJE (3): Controla la cantidad de voltaje que se deja entrar a la placa

CONEXIONES (4): Se utilizan para conectar los cables que se van a necesitar para construir un circuito. Este tipo de conexiones tiene varios pines, cada uno de los cuales está impreso en la placa y se utilizan para diferentes funciones, Reset, 5V y 3,3 V, GND, VIN.

PUERTO DE ENTRADAS ANALOGICAS (5): El área de pines bajo la etiqueta 'Analog In' (A0 a A5 en la UNO) son los pines de entrada analógica. Estos pines pueden leer la señal de un sensor analógico y convertirla en un valor digital que podemos leer e interpretar.

MICROCONTROLADOR ATMEGA 328(6): Esta zona de la placa es el circuito integrado que actúa como cerebro/procesador de la placa de Arduino sobre el que vamos a implementar la programación.

ENTRADAS ICSP (7): Esta entrada realiza la función de acceso directo para grabar, desde el PC al circuito, cualquier programa sin necesidad de utilizar el puerto USB.

INDICADOR LED ALIMENTACION (8): LED de encendido de la placa de Arduino que indica si el microprocesador está activo.

LED TX RX (9): TX es la abreviatura de transmisión de datos y **RX** es la abreviatura de recepción de datos. Estas marcas comunes aparecen con regularidad en la electrónica para indicar los pines responsables de la comunicación serie. Así mismo, Estos LED se activan visualmente cuando la placa está recibiendo o transmitiendo datos.

PUERTOS DIGITALES (10): Estos pines se pueden utilizar tanto para la entrada digital (como para indicar si se pulsa un botón) como para la salida digital (como para alimentar un LED).

PUERTOS DE CONEXION (11):

- 5 entradas o salidas auxiliares (de la 8 a la 12).
- 3 salidas 9, 10 y 11 que permiten la modulación por ancho o de pulso.
- Salida 13 que sirve para conectar un led directamente a tierra.
- Salida a tierra GND.
- Pin AREF que se utiliza para fijar una tensión de referencia externa (entre 0 y 5 voltios) como límite superior de las clavijas de entrada analógica.

CHIP ARDUINO (12): Permite identificar un dispositivo USB por el ordenador, es como su tarjeta de identificación o D.N.I. personal

BOTON RESET (13): Al presionarlo conectará temporalmente el pin de reset a tierra y reiniciará cualquier código que esté cargado en el micro-controlador de Arduino.

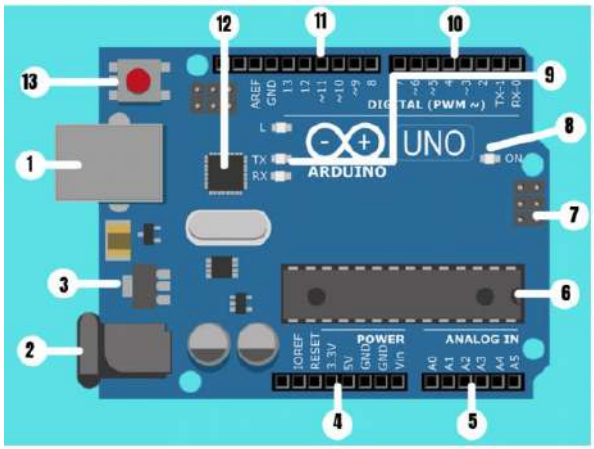


Figura 1- 27. Componentes

1.4.2 SISTEMAS DE ADQUISICION

La **adquisición de datos** es un proceso mediante el cual fenómenos físicos del mundo real (sistema analógico) son transformados en señales eléctricas, estas señales son medidas y convertidas en formato digital (**conversión analógica-digital**) para su procesamiento, análisis y almacenamiento en una computadora. Para ello se utiliza un módulo de digitalización o tarjeta de adquisición de datos (**DAQ**). Una representación esquemática de los componentes principales de un sistema DAQ se muestra en la *Figura 1-28*. Un sistema de adquisición de datos se compone básicamente de sensores y transductores, acondicionamiento de la señal y de hardware y software para la adquisición de datos (DAQ).

Figura 1- 28. SISTEMA DAQ

Los sensores son la interfaz entre el mundo real y el sistema de adquisición, convirtiendo fenómenos físicos en señales eléctricas. Estas señales eléctricas pueden resultar ruidosas o demasiado peligrosas para ser medidas directamente, por lo que se necesita un circuito de acondicionamiento de la señal para poder manipularla y convertirla en una señal apropiada para el sistema DAQ. Luego, la señal analógica medida se convierte a formato digital, usando un conversor A/D, y finalmente los datos se transfieren a una PC mediante un software para su posterior almacenamiento y análisis.

Tanto los **microcontroladores** programables, como las placas **Arduino** cumplen la función de sistemas de adquisición de datos. Las características de cada uno han sido presentadas en las secciones previas.

1.4.3 SELECCIÓN SISTEMA DE ADQUISICION Y CONTROL

Una vez analizada todas las opciones, se optó por utilizar el mismo dispositivo para poder llevar adelante el control del motor paso a paso y para adquirir los datos que entreguen los sensores de fuerza y desplazamiento. Por este motivo, dada la versatilidad que presenta, la gran biblioteca de programas de acceso libre y gratuito con la que se puede contar, y las características de producto de laboratorio ad-hoc del dispositivo que se pretende desarrollar, se seleccionó como controlador y adquisidor de datos, a la placa arduino en su versión **Arduino UNO**.

Como se menciona en secciones previas, la placa Arduino UNO posee 14 entradas/salidas digitales y 6 entradas analógicas, más que suficiente para poder controlar el motor paso a paso seleccionado, y la lectura de los dos sensores presentes en el sistema. Sin embargo, debido a que la placa arduino, por si sola, no es capaz de alimentar el movimiento del motor, será necesario adquirir un módulo extra compatible con la placa. Dicho modulo recibe el nombre de Driver, y viene en varias configuraciones posibles. Su función principal es poder suministrarle la corriente necesaria para su funcionamiento del motor paso a paso seleccionado, y, de esta forma, controlar su velocidad de giro. Por lo tanto, el sistema de control compuesto por la placa arduino, deberá contar con el driver necesario, ubicado entre la placa y el motor.

Con respecto a la adquisición de datos, se podrá utilizar 2 de las 6 entradas analógicas que presenta la placa y se podrán leer los valores directamente desde una computadora.

1.5 CONLUSIONES DEL DISEÑO GENERAL

De las secciones previas se logró identificar y seleccionar los diferentes componentes de los subsistemas que forman parte del diseño general del equipo. Para ello, se debieron tener en cuenta las restricciones de diseño y presupuestarias. Como resultado, se logró seleccionar del mercado casi la totalidad de los componentes. Se propone la fabricación del tornillo de potencia perteneciente al subsistema mecánico y el sensor de desplazamiento perteneciente al subsistema sensor, considerando que esto permitirá especificar el componente para la aplicación buscada y mejorar de esta forma la relación entre el costo y los requerimientos de diseño.

La *Figura 1-29* muestra la representación esquemática resultante de los subsistemas y sus componentes, seleccionados para cada bloque de función.

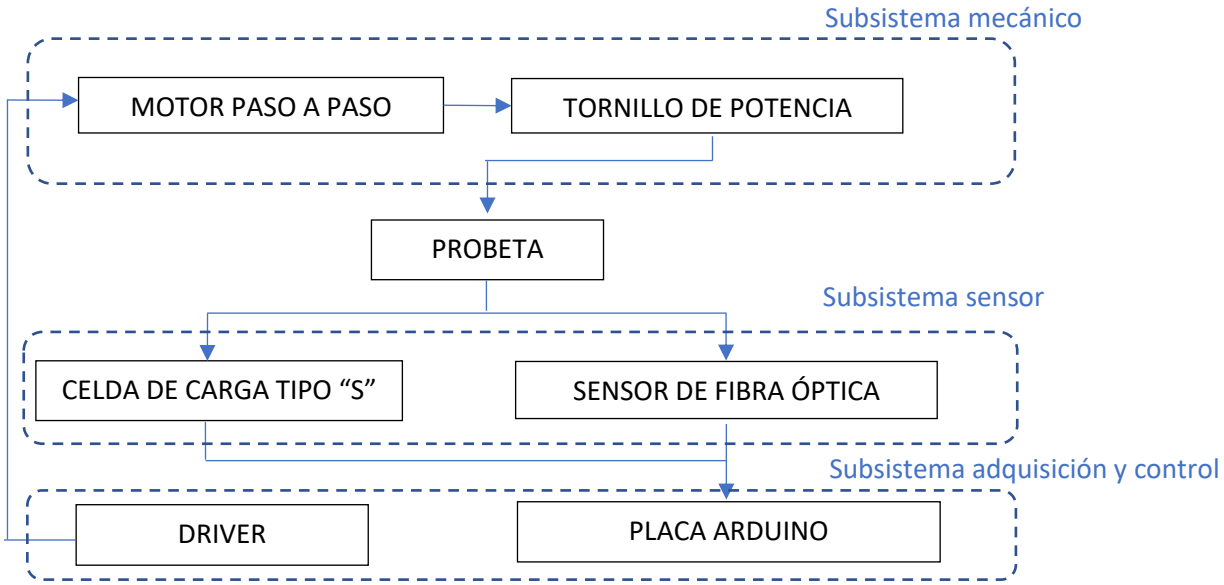


Figura 1- 29. Esquema final global.

En los capítulos subsiguientes se desarrollarán con mayor profundidad cada uno de los bloques principales que componen el diseño global del dispositivo encargado de la realización de ensayos a tracción, teniendo en cuenta 3 bloques principales: Subsistema mecánico, subsistema sensor y el subsistema adquisición y control.

2 CAPITULO 2

SUBSISTEMA MECANICO

Como se mencionó en el Capítulo 1, el **subsistema mecánico** estará compuesto, en principio, por un **motor paso a paso**, y un **tornillo de movimiento**, encargado de suministrar la fuerza necesaria para realizar el ensayo. En este capítulo, se presentará el detalle de cada uno de los componentes perteneciente a este subsistema, junto con las consideraciones y los cálculos necesarios para verificar su correcto funcionamiento y montaje.

2.1 GENERALIDADES DE LOS TORNILLOS DE MOVIMIENTO

Los tornillos de movimiento, llamados también tornillos de transmisión son dispositivos mecánicos que convierten un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo, transmitiendo fuerza y potencia mecánica. Este tipo de configuraciones, suelen usarse en dispositivos como como prensas de mesa, gatos mecánicos, husillos o ejes de avance de tornos, máquinas herramientas y elementos elevadores.

En la mayoría de sus aplicaciones, estos elementos se utilizan para "aumentar" las fuerzas o pares de torsión, lo cual se hace mediante una relación de movimiento, mayor de la unidad, en la que el filete recorre una gran distancia a lo largo de la hélice, mientras que el elemento movido avanza una pequeña cantidad a lo largo del eje del tornillo.

A continuación, se definirán algunos elementos importantes para tener en cuenta a la hora de realizar un cálculo de diseño de un determinado tornillo de movimiento.

2.1.1. Tipos de roscas

La forma del filete puede ser variada dependiendo del tipo de uso que tenga el tornillo, pudiendo ser triangular, redonda, cuadrada, trapecial, diente de sierra, entre otras. Las roscas de tipo triangular son las más comúnmente usadas, las roscas cuadradas se emplean como medio para transmitir movimiento en husillos de máquinas herramientas y/o dispositivos de elevación. Las roscas circulares y circulares truncadas se emplean en husillos de transmisión de movimiento que tienen bolillas esféricas para garantizar continuidad de desplazamiento en ambos sentidos del husillo.

La terminología de las roscas de tornillo, que se ilustran en la Figura 2-1, se explica de la manera siguiente:

- ***Paso***: Es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N.
- **Diámetro mayor(D):** Es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.
- **Diámetro menor o raíz (Dr):** Es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.
- **Diámetro de paso (Dp):** Es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.
- **Avance:** Es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, como en la *Figura 2-1*, el avance es igual al paso.

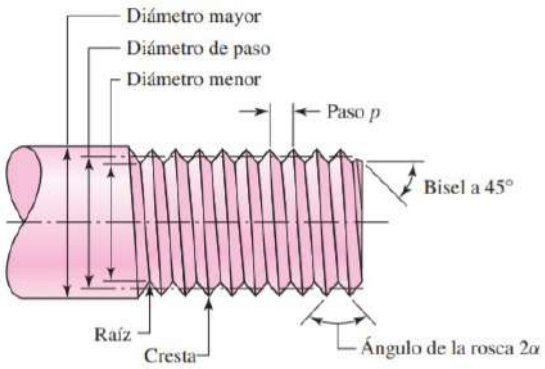


Figura 2-1. Detalle de un tornillo de movimiento. [8]

Dentro de los distintos tipos de rosca mencionados, los más frecuentes a la hora de utilizar tornillos de potencia, son las roscas del tipo **cuadrada** o las roscas **Acme** (*Figura 2-2a y b* respectivamente). Las principales dimensiones de roscas ACME americana estándar se listan en la Tabla 2-1

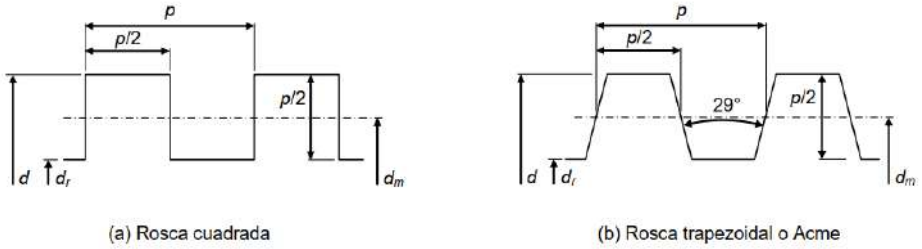


Figura 2-2. Perfil de las roscas comúnmente utilizadas en tornillos de potencia (a) Detalle de rosca cuadrada, (b) rosca Acme. [8]

Tabla 2- 1. Principales dimensiones de roscas ACME americana estándar. [8]

Diámetro Mayor d (in)	Diámetro medio Dn(in)	Diámetro menor Dr(in)	Paso *p* (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo tracción *Ar* (in^2)
0,250	0,219	0,188	0,063	16	0,03
0,313	0,277	0,241	0,071	14	0,05
0,375	0,333	0,292	0,083	12	0,08
0,438	0,396	0,354	0,083	12	0,11
0,500	0,450	0,400	0,100	10	0,14
0,625	0,563	0,500	0,125	8	0,22
0,750	0,667	0,583	0,167	6	0,31
0,875	0,792	0,708	0,200	6	0,44
1,000	0,900	0,800	0,200	5	0,57
1,125	1,025	0,925	0,200	5	0,75
1,250	1,150	1,050	0,200	5	0,95
1,375	1,250	1,125	0,250	4	1,11
1,500	1,375	1,250	0,250	4	1,35
1,750	1,625	1,500	0,250	4	1,09
2,000	1,875	1,750	0,250	4	2,58
2,250	2,083	1,917	0,333	3	3,14
2,500	2,333	2,167	0,333	3	3,98

Diámetro Mayor d (in)	Diámetro medio Dn(in)	Diámetro menor Dr(in)	Paso *p* (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo tracción *Ar* (in^2)
2,750	2,583	2,417	0,333	3	4,91
3,000	2,750	2,500	0,500	2	5,41
3,500	3,250	3,000	0,500	2	7,67
4,000	3,750	3,500	0,500	2	10,32
4,500	4,250	4,000	0,500	2	13,36
5,000	4,750	4,500	0,500	2	16,80

2.1.2. Mecánica del tornillo de movimiento

Todo tornillo de potencia puede ser representado, de una manera muy sencilla, en un problema de un plano inclinado. La *Figura 2-3* representa un tornillo de potencia de rosca cuadrada con rosca simple, con un diámetro medio ***dm***, un paso ***p***, un ángulo de avance ***λ***, y el ángulo de la hélice ***ψ*** sometido a la fuerza de compresión axial ***F***.

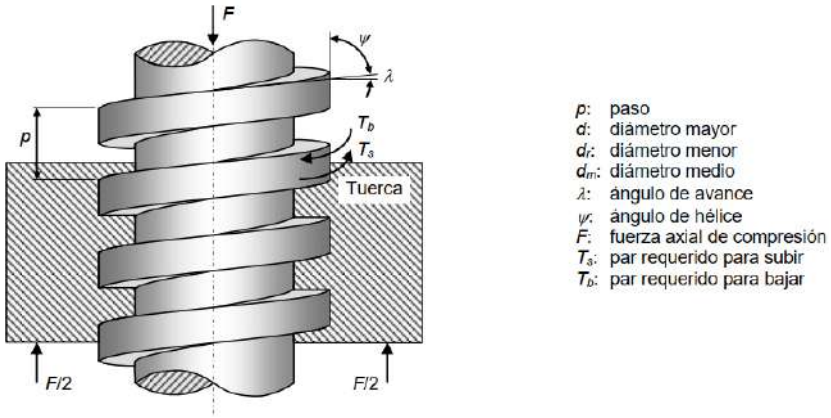


Figura 2-3. Tornillo de rosca cuadrada. [18]

La determinación del par necesario para elevar o bajar una carga requiere del análisis de las fuerzas que actúan en la rosca de un determinado tornillo, imaginando que esta se desarrolla y forma un triángulo rectángulo, donde la hipotenusa es el borde de la rosca, la base es la circunferencia del círculo del diámetro medio de la rosca y la altura del triángulo queda representada por el avance. Una representación esquemática se observa en la Figura 2-4, donde el ángulo λ, es el ángulo de avance de la rosca.

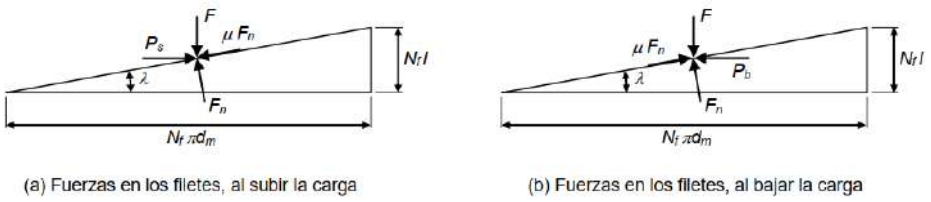


Figura 2- 4. Fuerzas presentes en un filete de un tornillo de movimiento. (a) Al subir una carga, (b) al bajar una carga. [18]

La suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca se representa por ***F***. Para elevar la carga, una fuerza ***Ps*** actúa a la derecha y para bajar la carga, ***Pb*** actúa hacia la izquierda. La fuerza de fricción es el producto del coeficiente de fricción ***F*** por la fuerza normal **N**, y actúa oponiéndose al movimiento. El sistema está en equilibrio bajo la acción de estas fuerzas, por lo que, para elevar la carga, se tiene:

$$\sum F_H = 0 \ \rightarrow P_s - \mu F_n cos\lambda - F_n sen\lambda = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_V = 0 \ \rightarrow F_n cos\lambda - F - \mu F_n sen\lambda = 0 \quad (2)$$

Para eliminar la fuerza normal ***Fn***, se despeja de la ecuación ***(1)*** y se reemplaza en la ***(2)***:

$$F_n[sen(\lambda) + \mu\cos(\lambda)] = P_s \rightarrow F_n = \frac{P_s}{sen(\lambda) + \mu\cos(\lambda)} \quad (3)$$

$$\frac{P_s}{sen(\lambda) + \ \mu cos(\lambda)}[cos(\lambda) - \mu sen(\lambda)] - F = 0 \quad (4)$$

de donde:

$$P_s = F\frac{sen(\lambda) + \ \mu\cos(\lambda)}{\cos(\lambda) - \ \mu sen(\lambda)} \quad (5)$$

dividiendo por cos (λ) todos los términos del numerador y del denominador se obtiene:

$$P_s = F\frac{\tan(\lambda) + \ \mu}{1 - \ \mu\tan(\lambda)} \quad (6)$$

la fuerza P_s es la debida al par T_s, entonces

$$T_s = P_s\left(\frac{d_m}{2}\right) \quad (7)$$

de las ecuaciones ***(6)*** y ***(7)*** se obtiene que:

$$T_s = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{\tan(\lambda) + \ \mu}{1 - \ \mu\tan(\lambda)} \quad (8)$$

También se puede obtener una expresión para el par de torsión para subir, T_s, en función de la fuerza ***F***, el **diámetro medio** y el **avance del tornillo**.

De acuerdo con la *Figura 2- 4:*

$$\tan(\lambda) = \frac{1}{\pi d_m} \quad (9)$$

remplazando en la ecuacion ***(8)*** , obtebemos:

$$T_s = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{\frac{l}{\pi d_m} + \ \mu}{1 - \ \mu\frac{l}{\pi d_m}} = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{\frac{l + \ \mu\pi d_m}{\pi d_m}}{\frac{\pi d_m - \ \mu l}{\pi d_m}} \quad (10)$$

entonces:

$$T_s = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{l + \mu\pi d_m}{\pi d_m - \mu l} \quad (11)$$

expresión que tambien permite obtener el par de torsion necesario para hacer subir una determinada carga.

Para determinar el par necesario para descender una determinada carga, partimos del diagrama de esfuerzos de la Figura 2- 4 (b), y con un razonamiento similar obtenemos:

$$T_b = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{\mu\pi d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \quad (12)$$

Vale la pena resaltar que las ecuaciones presentadas anteriormente son válidas para rosca cuadrada. Un caso más general es el de una rosca trapezoidal con un ángulo entre flancos $\boldsymbol{2\alpha_F}$ (las roscas Acme tienen un ángulo entre flancos de 29°, tal como se muestra en la Figura 2-2(b).

Finalmente, las ecuaciones generales para roscas trapezoidales resultan:

$$T_s = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{l + \frac{\mu\pi d_m}{\cos(\alpha_F)}}{\pi d_m - \frac{\mu l}{\cos(\alpha_F)}} \quad (13)$$

$$T_b = F\left(\frac{d_m}{2}\right)\frac{\frac{\mu\pi d_m}{\cos(\alpha_F)} - l}{\pi d_m + \frac{\mu l}{\cos(\alpha_F)}} \quad (14)$$

Estas ecuaciones pueden utilizarse tanto para roscas trapezoidales como para roscas cuadradas. Para el caso de rosca Acme, el angulo α_F = 14,5° , mientras que para rosca cuadrada α_F = 0

2.1.2.1. Tornillo autofrenante

Puede resultar, en casos específicos donde el avance sea grande o la fricción baja, que la carga baje por sí misma, lo que provoca que el tornillo gire sin ningún esfuerzo externo. En esos casos, el par de torsión T_b, de acuerdo con la ecuación ***(12)***, será negativo o igual a cero. Cuando se obtiene un par de torsión positivo mediante esta ecuación, se dice que el tornillo es autobloqueante. Así, la condición para el autobloqueo es:

$$\frac{\pi\mu d_m}{\cos(\alpha)} > l \quad (15)$$

dividiendo ambos lados de la desigualdad entre ***πdm***. Con base en que ***l/πdm = tan λ***, se obtiene:

$$\mu > \frac{l\cos(\alpha)}{\pi d_m} = \tan(\lambda)\cos(\alpha) \quad (16)$$

Esta relación establece que el autobloqueo se presenta cuando el coeficiente de fricción de la rosca es igual o mayor que la tangente del ángulo de avance de la rosca.

2.1.2.2. Eficiencia

Parte del trabajo realizado en una transmisión de tornillo de potencia se entrega al sistema que se está accionando, pero la otra se pierde en forma de calor, debido a la fricción en los flancos. La eficiencia mecánica de un tornillo de potencia se define igual que en otros sistemas. El trabajo que entra al sistema, debido al par aplicado, es igual al trabajo que sale (el que recibe la máquina accionada), más el trabajo de pérdidas debido a la fuerza de fricción:

$$U_{entra} = U_{sale} + U_{pérdids} \quad (17)$$

La eficiencia, *e*, se define como:

$$e = \frac{U_{sale}}{U_{entra}} \leq 1 \quad (18)$$

Para hacer la deducción de una ecuación apropiada para la eficiencia, se calcula el trabajo para una vuelta del tornillo. El trabajo efectuado por el par de torsión es igual a éste, multiplicado por el ángulo de giro producido (una vuelta), entonces:

$$U_{entra} = 2\pi T_s \quad (19)$$

el trabajo que sale es el de la elevación de la carga:

$$U_{entra} = Fl \quad (20)$$

reemplazando estas dos expresiones en la ecuación ***(18)***, tenemos que:

$$e = \frac{Fl}{2\pi T_s} \quad (21)$$

Al reemplazar en ésta la ecuación ***(13)*** se obtiene:

$$e = \frac{Fl}{2\pi F \frac{d_m}{2} \tan(\lambda) + \frac{\mu}{\cos(\alpha_F)}} \frac{1 - \frac{\mu tan\lambda}{\cos(\alpha_F)}}{} \quad (22)$$

simplificando, y teniendo en cuenta que:

$$\frac{l}{\pi d_m} = \tan\lambda \quad (23)$$

se obtiene:

$$e = \tan\lambda \frac{\frac{1 - \mu\tan\lambda}{\cos(\alpha_F)}}{\tan\lambda + \frac{\mu}{\cos(\alpha_F)}} \quad (24)$$

La ecuación (24) permite obtener la eficiencia del tornillo de movimiento. Se puede observar, que al aumentar el ángulo $\boldsymbol{\alpha_F}$, menor será la eficiencia, es de esperar que, un tornillo de ***rosca ACME*** posee menor eficiencia que un tornillo de ***rosca cuadrada***.

2.1.2.3. Solicitación en tornillos de movimiento

Debido a la complejidad geométrica y a la forma en que se transmiten las cargas en los tornillos de potencia, éstos están expuestos a diferentes tipos de falla:

- El núcleo está sometido a una combinación de carga axial y torsión.
- Los filetes del tornillo y de la tuerca pueden fallar por cortante o por flexión.
- Los flancos de los filetes están sometidos a aplastamiento, el cual puede producir deformación plástica.
- Los flancos están sujetos a fuerzas de fricción que pueden producir desgaste prematuro.

Carga axial y en el núcleo

El núcleo del tornillo está sometido a una combinación de carga axial y torsión, tal como se muestra en la *Figura 2-5*:

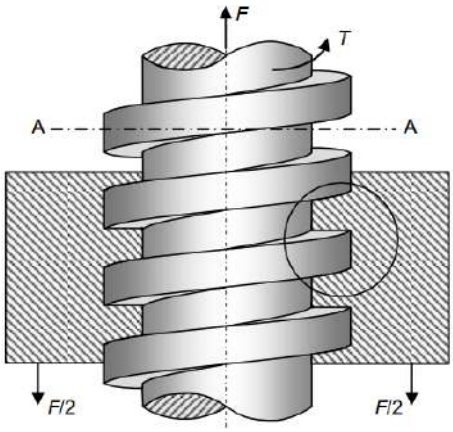


Figura 2-5.Núcleo de tornillo de potencia. [18]

La fuerza axial puede ser de tracción o de compresión dependiendo de la forma en que opere el tornillo. Teóricamente, y sin tener en cuenta la concentración de tensiones causada por la hélice del filete, el esfuerzo debido a la fuerza axial, ***St***, se distribuye uniformemente y está dado por:

$$S_t = \pm \frac{F}{A_t} \quad (25)$$

donde ***F*** es la carga axial, el signo "+" se toma cuando la carga es de tracción y el signo "–" cuando la carga es de compresión. ***At*** es el área de esfuerzo a tracción, la cual, de acuerdo con datos experimentales [8], puede calcularse como:

$$A_t = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_m + d_r}{2}\right)^2 \quad (26)$$

Para el cálculo de las tensiones de corte producido por el par de torsión, se asume que el área del núcleo es igual a la de un círculo con diámetro igual al diámetro interior del tornillo, **dr**; el esfuerzo cortante máximo ocurre en la periferia de la sección y está dado por:

$$S_{sT} = \frac{16T_s}{\pi {d_r}^3} \quad (27)$$

Considerando ambas solicitaciones, se puede realizar la comparación del estado tensional, utilizando el criterio de Von Mises, teniendo en cuenta la distribución de tensiones indicada en la Figura 2-6.

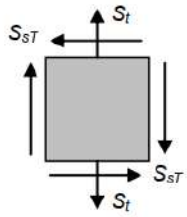


Figura 2-6.Estado de esfuerzos en el punto crítico del núcleo del tornillo. [18]

Esfuerzo en los filetes

Los filetes se encuentran solicitados por cargas de ***corte, flexión*** y ***aplastamiento***. A continuación, se describirá cada uno de estos esfuerzos.

Esfuerzo de corte en los filetes

Las partes roscadas del perno y de la tuerca de una conexión están sometidas a esfuerzos cortantes, ya que los filetes se encargan de transmitir la fuerza de tracción del perno. La falla ocurre dependiendo de las resistencias relativas del perno y de la tuerca. El caso más común es aquel en el que la tuerca sea más débil que el tornillo, en estas condiciones los filetes de la tuerca podrían fallar por los esfuerzos cortantes, en las raíces de estos. Cuando el perno es más débil que la tuerca, los filetes del primero podrían fallar por sus raíces. Finalmente, cuando el perno y la tuerca tienen igual resistencia, el conjunto podría barrerse por el diámetro de paso.

Un problema que se tiene en las conexiones es que la falta de exactitud de los filetes hace que la carga no se distribuya uniformemente en todos los pares de filetes, sino que la carga podría ser tomada por algunos pares de filetes. Cuando el tornillo y la tuerca son muy duros, la carga se tiende a distribuir en unos pocos filetes, mientras que cuando la tuerca (o el tornillo) es muy dúctil, la carga tiende a distribuirse de manera más uniforme, ya que hay mayor posibilidad de fluencia del material. Si en un material dúctil el esfuerzo cortante es lo suficientemente grande como para producir el barrido de los filetes, todos éstos habrán fluido plásticamente antes de la rotura, compensando las inexactitudes existentes, de tal manera que la carga tiende a distribuirse uniformemente en todos los filetes. Con los materiales frágiles sucede algo diferente. Debido a las inexactitudes de los filetes, la carga se distribuye en algunos pares de filetes, y si la carga es lo suficientemente grande como para producir la falla, éstos fallarán (sin deformación plástica apreciable) dejando toda la carga a los pares de filetes siguientes, produciéndose el mismo fenómeno hasta la rotura de todos los filetes.

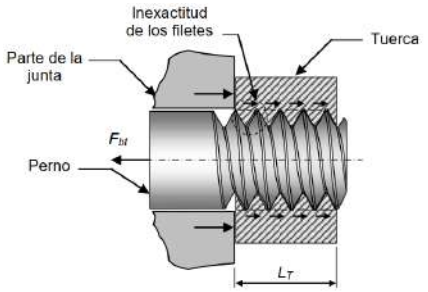


Figura 2- 7. Esfuerzos cortantes en los filetes. [18]

El esfuerzo máximo cortante puede calcularse como el esfuerzo promedio, que es igual a la fuerza total que se transmite del perno a la tuerca, es decir $\boldsymbol{F_{bt}}$, dividida por el área total de la raíz del filete, A_{ba}:

$$S_{sba} = \frac{F_{bt}}{A_{ba}} \quad (28)$$

El área A_{ba} del perno y el de la tuerca son diferentes. La Figura 2- 8 muestra el área de la raíz de un filete del perno, la cual es aproximadamente igual al perímetro de un círculo de diámetro ***dr***, es decir $\boldsymbol{\pi dr}$, multiplicado por el ancho del filete en la raíz, ***Wi p***, el cual se ha expresado en función del paso de la rosca, donde ***Wi*** es una constante que depende del tipo de rosca.

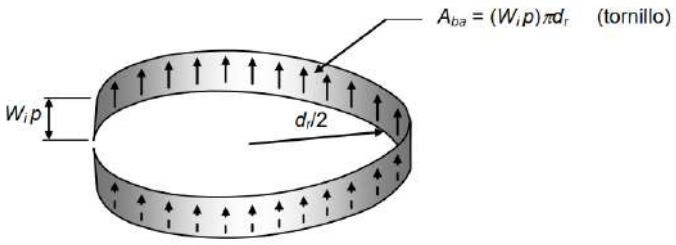


Figura 2- 8. Área de raíz de un filete de tornillo sometido a esfuerzo de corte. [18]

El área total **a** de corte es igual al área de la raíz de un filete,$\boldsymbol{\pi dr W_i p}$, multiplicada por el número de filetes en contacto. Como se dijo, el esfuerzo no se distribuye uniformemente en todos los filetes debido a los errores de manufactura. Norton [15] recomienda que el número de filetes que toman la carga, $\boldsymbol{n_f}$, se tome:

$$1 \leq n_f \geq N_f \quad (29)$$

donde ***Nf*** es el número de filetes del perno en contacto con la tuerca, dado por:

$$N_f = \frac{L_t}{p} \quad (30)$$

siendo $\boldsymbol{L_t}$ es la longitud de la tuerca.

Se recomienda tomar valores de $\boldsymbol{n_f}$ más cercanos a 1 que a $\boldsymbol{N_f}$ [15]. Se deben tomar valores más cercanos a 1 en la medida en que se prevean mayores imperfecciones en la elaboración del tornillo y la tuerca, y cuando se esté trabajando con materiales frágiles.

En conclusión, para el perno:

$$A_{ba} = \pi d_r (W_i p) n_f, \qquad donde\ 1 \leq n_f \geq \frac{L_t}{P} \quad (31)$$

El área de corte de la tuerca es diferente a la del tornillo, ya que el ancho del filete en la raíz es diferente y el diámetro de la zona de corte de la tuerca es mayor (igual a d); para la tuerca tenemos:

$$A_{ba} = \pi d_r (W_o p) n_f, \qquad donde\ 1 \leq n_f \geq \frac{L_t}{P} \quad (32)$$

donde $\boldsymbol{W_o p}$ es el ancho del filete en la raíz de la tuerca y $\boldsymbol{W_o}$ es una constante que depende del tipo de rosca. Los valores de $\boldsymbol{W_i}$ y $\boldsymbol{W_o}$ están consignados en la Tabla 2- 2.

Tabla 2- 2. Coeficientes Wi y Wo para roscas estándar. [18]

Tipo filete	Wi	Wo
UNS/ISO	0,80	0,88
Cuadrada	0,50	0,50
Acme	0,77	0,63
Diente de sierra	0,90	0,83

Según *Norton* [15], el esfuerzo máximo de corte puede calcularse como el esfuerzo promedio, que es igual a la fuerza total que se transmite del tornillo a la tuerca, ***F***, dividida por el área total de la raíz del filete, ***Aba***. Por otro lado, *Budynas y Nisbett* [8] consideran el filete como una viga en voladizo y, consecuentemente el esfuerzo cortante máximo sería 1,5 veces el esfuerzo promedio. Adoptando el método más conservador:

$$S_{sba} = \frac{3}{2}\frac{F}{A_{ba}} \quad (33)$$

Puede asumirse que el estado de esfuerzos de corte en los filetes es simple; entonces, debe verificarse que el esfuerzo de corte en la tuerca y en el perno no sobrepasen un valor permisible o de diseño:

$$S_{sba} \leq \frac{S_{ys}}{N_{ba}} \quad (34)$$

Esfuerzo de flexión en los filetes

Como se observa en la *Figura 2- 9*, los filetes actúan como vigas en voladizo soportando una carga transversal distribuida. Consecuentemente, éstos pueden fallar por flexión.

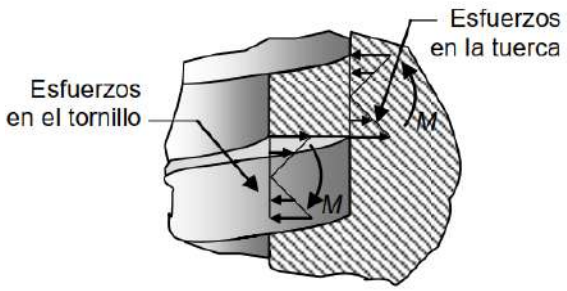


Figura 2- 9. Esfuerzos normales por flexión. [18]

El máximo esfuerzo normal por flexión, para el tornillo, puede calcularse como:

$$S_{flex} = \frac{M_c}{I_{flex}} = \frac{F\left(\frac{h}{2}\right)\left(\frac{W_i p}{2}\right)}{\frac{1}{12}(\pi d_r n_f)(W_i p)^3} \quad (35)$$

entonces:

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{(\pi d_r n_f)(W_i p)^2}, \qquad donde\ 1 \leq n_f \geq \frac{L_t}{P} \quad (36)$$

similarmente, para la tuerca:

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{(\pi d_r n_f)(W_o p)^2}, \qquad donde\ 1 \leq n_f \geq \frac{L_t}{P} \quad (37)$$

Los esfuerzos normales en los filetes de la tuerca y del tornillo no deben sobrepasar los valores permisibles o de diseño:

$$S_{flex} \leq \frac{S_y}{N_{flex}} \quad (38)$$

Aplastamiento en los filetes

Los flancos de los filetes del tornillo y de la tuerca soportan una carga de aplastamiento (compresión) a lo largo y ancho de toda la superficie de contacto, debido a que la fuerza ***F*** es transmitida del tornillo a la tuerca a través de los flancos (*Figura 2- 10*).

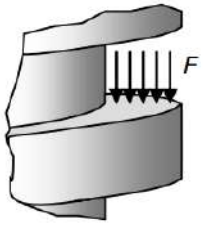


Figura 2- 10. Esfuerzos de aplastamiento. [18]

La carga puede producir deformación plástica si el esfuerzo normal de compresión excede la resistencia de fluencia en compresión. Suponiendo que el esfuerzo se distribuye uniformemente en toda la superficie, éste puede calcularse como:

$$S_{ap} = \frac{F}{A_{ap}} \quad (39)$$

donde $\boldsymbol{A_{ap}}$ *(ver) es el área sometida a aplastamiento, la cual puede determinarse como:*

$$A_{ap} = \pi d_m h n_f, \qquad donde\ 1 \leq n_f \geq \frac{L_t}{P} \quad (40)$$

siendo ***h*** la altura de trabajo del filete, dada en la

Tabla 2- 3

Tabla 2- 3. Altura de trabajo del filete de roscas estándar. [18]

Tipo filete	H
Cuadrada	*p/2*
Acme	*p/2*
Diente de sierra	*0,663p*

Para el aplastamiento, debe verificarse que el esfuerzo (que es igual para el tornillo y para la tuerca) no sobrepase los valores permisibles o de diseño de los materiales del tornillo y de la tuerca:

$$S_{ap} \leq S_{d-ap} = \frac{S_{yc}}{N_{ap}} \quad (41)$$

2.2 CALCULO Y DISEÑO DEL TORNILLO DE MOVIMIENTO

El diseño estará dividido en dos partes. En una primera instancia se determinará el tamaño mínimo de tornillo y el torque necesario para poder obtener los esfuerzos de tracciones mencionados en el ***Capítulo 1***. Luego, se deberá verificar que los esfuerzos producidos en el núcleo y en los filetes no generen deformaciones plásticas en nuestro sistema de movimiento, es decir, que las tensiones generadas tanto en el núcleo y en los filetes, estén por debajo de la tensión admisible del conjunto.

2.2.1 Cálculo del diámetro medio

Como primera medida, se determinó el diámetro medio del tornillo que asegurara una adecuada resistencia al desgate y una buena resistencia al aplastamiento. El esfuerzo de aplastamiento se calculará teniendo en cuenta la ecuación (39):

$$S_{ap} = \frac{F}{A_{ap}}$$

donde el área A_{ap} se calculará utilizando la ecuación (40):

$$A_{ap} = \pi d_m h n_f$$

Si asumimos que $\boldsymbol{n_f = N_f}$, el esfuerzo de aplastamiento se calculara como:

$$S_{ap} = \frac{F}{\pi d_m h N_f} = \frac{F}{\pi d_m h \frac{L_t}{p}} \quad (42)$$

Se definió $\boldsymbol{\varphi}$ como:

$$\varphi = \frac{L_t}{d_m} \quad (43)$$

Con lo cual, se obtiene:

$$S_{ap} = \frac{F.p}{\pi {d_m}^2 h \varphi} \quad (44)$$

Si se adopta un determinado esfuerzo de diseño S_{ap}, se puede obtener el diámetro medio mínimo requerido que asegure una buena resistencia al desgaste y aplastamiento:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{F.p}{S_{ap} \pi h \varphi}} \quad (45)$$

Si la rosca es del tipo ACME o cuadrada, se sabe que $\boldsymbol{h = \frac{p}{2}}$ con lo cual, la ecuación (45) la podemos escribir como:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2F}{S_{ap} \pi \varphi}} \quad (46)$$

Considerando que:

$$S_{ap} = \frac{\sigma_{YS}}{3} = 365{,}33\ [Mpa] \quad (47)$$

y teniendo en cuenta que el valor de φ se obtiene de la recomendación de **Dobrovoslki** [17] **y Norton** [15]:

$$\varphi = \begin{cases} \text{1,8 a 2,5 (tuercas de una sola pieza)} \\ \\ \text{2,5 a 3,5 (tuerca partida)} \end{cases}$$

de donde se deberán tomar valores cercanos a los limites inferiores, cuando la tuerca y el tornillo sean de materiales ***similares***, y valores **mayores** cuando el material de la tuerca sea menos resistente que el material del tornillo. En este caso, el material de la tuerca tendrá una resistencia menor al material del tornillo, por ende, se adoptará un valor de $\boldsymbol{\varphi = 2.}$

El valor del diámetro medio resulta:

$$d_m \geq 1{,}85\ [mm] = 0{,}08[in] \quad (48)$$

Dada la factibilidad y facilidad de adquisición en el mercado local, se propone, a priori, la utilización de una barra cilíndrica de $0{,}5[in]$ de diámetro de un acero del tipo AISI/SAE 1045. En consecuencia, $0{,}5[in]$ resulta en el diámetro propuesto para mecanizar ambos tornillos, cuyas características principales se presentan en la Tabla 2- 4.

Tabla 2- 4. Datos de diseño del tornillo

diámetro externo [in]	Fuerza requerida [Kg]	Material tornillo	Material tuerca
1/2	500	ACERO SAE 1045	ACERO SAE 1045

2.2.2 Cálculo del torque

En una primera instancia, el cálculo del torque necesario y verificación de esfuerzos se lleva a cabo para 3 tipos de roscas diferente

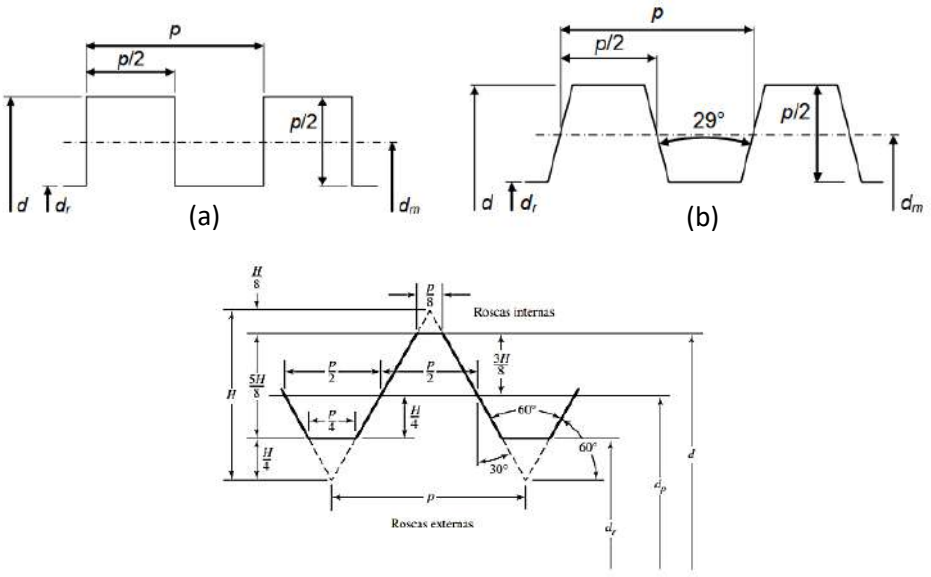


Figura 2- 11. Diferentes perfiles de roscas. (a) Perfil de la rosca cuadrada, (b)perfil de rosca ACME, (c) perfil de la rosca UNF. [15]

Los cálculos de torque se realizaron considerando una fuerza de **500 Kg**, haciendo uso de la ecuación (13):

$$T = \frac{F.d_m}{2}.\frac{1+\frac{\pi\mu d_m}{Cos(\alpha_f)}}{\pi d_m - \frac{\mu l}{Cos(\alpha_f)}}$$

La condición de autofrenado se verificó aplicando la ecuación (16):

$$\mu > \frac{\mathrm{l}\cos(\alpha)}{\pi d_m}$$

y la eficiencia con la ecuación (24):

$$e = tan\lambda \frac{1 - \mu . tan\lambda}{tan\lambda + \mu}$$

Un resumen de los parámetros de cálculo utilizados se presenta en la Tabla 2- 5. Los resultados se listan en la Tabla 2-6, donde se presentan valores de torque y eficiencia para los 3 tipos de roscas evaluadas.

Tabla 2- 5. Parámetros utilizados para el cálculo de tornillo de movimiento

TIPO DE ROSCA	Dint [mm]	Dmed [mm]	Dext [mm]	Paso mm]	F [Kg]	μ	α_f
CUADRADA	10,5	11,4	12,7	2	500	0,15	0°
ACME	10,2	11,4	12,7	2,54	500	0,15	29°
UNF	11,0	11,9	12,7	1,27	500	0,15	60°

Tabla 2- 6. Resultados

Tipo de rosca	Torque requerido [Kg.mm]	EFICIENCIA	TORQUE [Kg.mm]	AUTO FRENADO	Condición de auto bloqueo
Cuadrada	591	0,63	591	0,15>0,06	SI
ACME	652	0,31	652	0,15>0,06	SI
UNF paso fino	620	0,16	620	0,15>0,03	SI

Como era de esperar, la ***rosca cuadrada*** es la mejor opción para la utilización del tornillo de movimiento, sin embargo, para la selección del tipo de rosca a utilizar en este dispositivo se tuvieron en cuenta los siguientes factores adicionales:

En primer lugar, la facilidad constructiva desempeña un papel crucial en la selección de componentes mecánicos. La rosca **ACME** es conocida por ser más fácil de mecanizar y fabricar en comparación con la rosca cuadrada, que requiere tolerancias más ajustadas y, por lo tanto, un proceso de fabricación más costoso y complejo, con lo cual, es un punto a favor, teniendo en cuenta que se planea la construcción del tornillo utilizando las instalaciones de la facultad.

Otro aspecto importante por considerar es la disponibilidad de materiales y componentes. Debido a que la rosca tipo ACME es ampliamente utilizada en una variedad de aplicaciones industriales, los componentes compatibles como tuercas y tornillos son fácilmente accesibles en el mercado. Esto facilita la adquisición de repuestos y la realización de mantenimiento en caso de desgaste o daño. Además, es esencial tener en cuenta la durabilidad y la resistencia al desgaste a lo largo del tiempo. La rosca ACME, con su forma trapezoidal y mayor capacidad de carga en comparación con la rosca cuadrada, ofrece una vida útil más prolongada y una mayor resistencia al desgaste. Esto se traduce en un menor mantenimiento y una mayor confiabilidad operativa a lo largo del ciclo de vida del sistema, lo que puede ser crítico en aplicaciones industriales.

Con lo cual, la rosca ACME, aunque inicialmente puede parecer menos eficiente en cuanto al torque necesario, los beneficios mencionados anteriormente en términos de **facilidad constructiva**,

disponibilidad de componentes, **durabilidad** y **tipo de aplicación,** pueden resultar en un costo total más bajo a lo largo del tiempo. Bajo estas consideraciones, se seleccionó una rosca ***tipo ACME*** para la construcción del tornillo de movimiento.

2.2.3 Verificación de esfuerzo

Tal como se mencionó con anterioridad, el núcleo del tornillo de movimiento está sometido a esfuerzos axiales y de torsión, mientras que los filetes del tornillo y la turca están sometidos a aplastamiento y pueden fallar por esfuerzos de corte y flexión. A continuación, se presenta la verificación del tornillo propuesto, tanto para el núcleo como para los filetes.

2.2.3.1 Verificación del núcleo del tornillo

Para el cálculo de la tensión axial, utilizamos la ecuación (25)

$$S_t = \frac{F}{A_t}$$

donde

$$A_t = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_m + d_r}{2}\right) \quad (49)$$

$$A_t = \ 91{,}52\ [mm^2]$$

con lo cual, la tensión axial tiene un valor de:

$$S_t = 5{,}46\ \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Para el cálculo de la tensión de corte debido a los esfuerzos de torsión, utilizamos la ecuación (26)

$$S_{sT} = \frac{16T_s}{\pi {D_r}^3} = 3{,}16\left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Calculando la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{({S_t}^2 - S_t S_{sT} + {S_{sT}}^2)} = 4{,}74\left[\frac{Kg}{mm^2}\right] \quad (50)$$

Considerando que el material del tornillo propuesto para la fabricación es un acero del tipo ***SAE 1045*** normalizado, y un coeficiente de seguridad igual a 3, la tensión admisible resulta:

$$\sigma_{YS}\ para\ el\ 1045\ Normalizado = 390 - 460MPA \approx 40 - 47\ \left(\frac{kg}{mm^2}\right)\ [\mathbf{3}]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{YS}}{3} = \frac{40\left[\frac{Kg}{mm^2}\right]}{3} = 13{,}33\left[\frac{Kg}{mm^2}\right] \quad (51)$$

$$\sigma_{adm} > \sigma_{VM}$$

Con lo cual, queda ***verificado*** el núcleo del tornillo.

2.2.3.2 Verificación de los filetes del tornillo

Los filetes de un tornillo de movimiento están sometidos a esfuerzos cortantes, esfuerzos de flexión y a sufrir aplastamiento. A continuación, se verificarán cada una de las solicitaciones mencionadas.

Esfuerzos de corte

Mediante la ecuación (33) se obtiene el esfuerzo cortante tanto para la tuerca como para el tornillo:

$$S_{sba} = \frac{3}{2}\frac{F}{A_{ba}}$$

El área A_{ba} se determina mediante la siguiente ecuación, y varia si se considera el tornillo o la tuerca:

$A_{ba} = \pi d_r (W_i p) n_f \;\; Siendo \; 1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p}$ Para calcular el área cortante del tornillo

$A_{ba} = \pi d (W_o p) n_f \;\; Siendo \; 1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p}$ Para calcular el área cortante de la tuerca

Donde los coeficientes W_i y W_o se obtienen de la Tabla 2- 2 y se adopta el valor promedio de n_f=2,7.

Considerando que $A_{ba-tornillo} = 168{,}55[mm^2]$ y que el $A_{ba-tuerca} = 172{,}38[mm^2]$, el esfuerzo de corte para el tornillo y para la tuerca resulta:

$$S_{sba-tornillo} = 4{,}49 \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

$$S_{sba-tuerca} = 4{,}35 \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Como se mencionó anteriormente, se propone como material de fabricación tanto para el tornillo como para la tuerca un acero del tipo ***SAE 1045***, con lo cual la tensión admisible resulta:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{YS}}{3} = \frac{40\left[\frac{Kg}{mm^2}\right]}{3} = 13{,}33\left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Tanto para el caso del tornillo como la tuerca, se ***verifica*** que la tensión admisible resultó mayor a los esfuerzos de corte en el filete de la rosca.

Esfuerzos de flexión

Mediante la ecuación (36) y (37), se calculan los esfuerzos de flexión en los filetes, tanto para el tornillo como para la tuerca:

$$S_{flex-Tornillo} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_i p)^2}$$

$$S_{flex-Tuerca} = \frac{3Fh}{\pi d n_f (W_o p)^2}$$

Utilizando los valores de W_i, W_o y n_f indicados en el punto anterior, y teniendo en cuenta que el valor de $h = \frac{p}{2}$ surge observando la Figura 2- 11, los esfuerzos debido a la flexión de los filetes se calculan como:

$$S_{flex-Tornillo} = 6{,}07 \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

$$S_{flex-Tuerca} = 7{,}25 \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Nuevamente, la tensión admisible de la tuerca y del tornillo resultan ***mayores*** a los esfuerzos provocados por la flexión en los filetes.

Aplastamiento

Por último, se verifica el aplastamiento. Para ello, se utiliza la ecuación (39)

$$S_{ap} = \frac{F}{A_{ap}}$$

donde el área surge de la relación:

$$A_{ap} = \pi d_m h n_f = 123{,}13\ [mm^2] \quad (52)$$

$$S_{ap} = \frac{F}{A_{ap}} = 4{,}06 \left[\frac{Kg}{mm^2}\right] \quad (53)$$

Se puede observar, que tanto la tensión admisible de la tuerca y del tornillo es ***mayor*** a la tensión producida por el aplastamiento.

2.2.4 Características finales del tornillo de movimiento propuesto

Las características finales de los tornillos de movimiento propuestos se listan en la Tabla 2-7.

Tabla 2- 7. Dimensiones finales del tornillo de movimiento

Dint [mm]	Dmed [mm]	Dext [mm]	Paso [mm]	Torque [Kg.mm]	μ	α_f	MATERIAL
10,16	11,43	12,7	2,54	652	0,15	29°	SAE 1045

2.2.5 Verificación del torque necesario

Como se propuso en secciones previas, el torque necesario para mover el tornillo, y poder realizar el ensayo de tracción, se produce mediante un motor paso a paso **NEMA 23**. El mismo posee una curva característica **torque** vs **velocidad** como la indicada en la *Figura 2-12*. Se puede observar, que a medida que aumentan las revoluciones por minuto, el torque que entrega el motor disminuye. Para la realización de nuestro ensayo, se deberá cumplir con una relación de ***velocidad*** y **torque** entregado que permita llevar a cabo la factura del material ensayado.

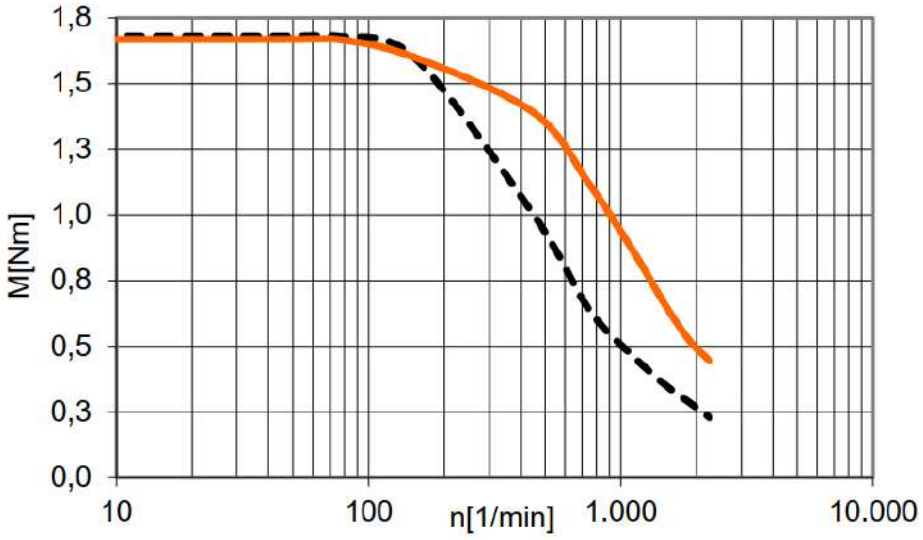


Figura 2- 12. Curva característica de NEMA 23

En nuestro caso, al realizarse un ensayo de tracción, con la característica de ser "cuasi-estatico", se tomarán como valores máximos y mínimos de velocidad, los mencionados en la norma ASTM E8/E8M "*Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*" [19]. En dicha norma, se detalla que la cota mínima de velocidad es de 0,05metros/metro de longitud calibrada/minuto. y la máxima es de 0,5 m/m/min. La probeta cuenta con una longitud calibrada de 20 mm, con lo cual, la velocidad del ensayo quedara restringida de la siguiente forma:

$$1\left[\frac{mm}{min}\right] < \vec{v}_{ensayo} < 10\left[\frac{mm}{min}\right] \quad (54)$$

De la Tabla 2- 7, se observa que, para lograr la carga de ensayo requerida, se debe realizar un torque de $\mathbf{652}\ [\boldsymbol{Kg.mm}]$ lo que equivale a $\mathbf{6,4}\ [\boldsymbol{N.m}]$. Si observamos la Figura 2- 12, el Motor **Nema 23**, como máximo puede entregar $1{,}76\ [N.m]$. Esto implica que resulta necesario contar con una reducción que nos permita obtener el torque necesario. Bajo estas consideraciones, se presenta a continuación el cálculo y diseño del sistema de reducción.

2.3 CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN

Debido a las necesidades propias del sistema, se deberá contar con una reducción que permita obtener los valores de torque necesarios cumpliendo con las velocidades de la ecuación (54). Teniendo en cuenta las limitaciones geométricas, se propone realizar dicha reducción mediante un sistema de engranajes del tipo recto ya que las velocidades de giro serán demasiado bajas y se considera que el ruido que producen en su giro no será un problema.

2.3.1 Características Generales de sistemas de engranaje

Algunas de las características y conceptos propios de los sistemas de engranajes, los cuales serán necesarios para comprender los cálculos posteriores, se presentan a continuación:

2.3.1.1 Ley fundamental del engrane

El problema básico que resuelven los engranajes es asegurar que los discos en contacto giren uno contra el otro sin deslizarse, y, de esta forma, no interferir en la transmisión de movimiento. La acción de que los dientes adicionados a estos discos no interfieran con la rotación uniforme que uno de los discos induce en el otro, se conoce como acción conjugada o *ley de engrane*. La declaración formal de la ley es:

> *"Para transmitir un movimiento rotatorio uniforme de un eje a otro por medio del engrane, la perpendicular a un perfil de dientes en su punto de contacto con un diente del otro engrane siempre debe pasar a través de un punto fijo sobre la línea de centros entre los dos ejes"*

Las curvas que satisfacen esta ley, se denominan *curvas*, o *superficies conjugadas*. Existen un número infinito de este tipo de superficies para realizar perfiles de dientes que, acoplados, cumplan con la ley fundamental del engrane, sin embargo, solamente unas cuantas curvas tienen aplicaciones prácticas. En la mayoría de los engranes, se utiliza perfiles de dientes de **evolvente**.

La razón de velocidad angular m_v es igual a la razón entre el radio de paso del engrane de entrada y el del engrane de salida.

$$m_v = \frac{\omega_{sal}}{\omega_{ent}} = \frac{r_{ent}}{r_{sal}} \quad (55)$$

La razón de torque, o, ventaja mecánica m_a resulta ser el reciproco de la razón de velocidades m_v.

$$m_a = \frac{1}{m_v} = \frac{\omega_{ent}}{\omega_{sal}} = \frac{r_{sal}}{r_{ent}} \quad (56)$$

De modo que un tren de engranes es básicamente un dispositivo para intercambiar torque por velocidad o viceversa. Una aplicación común de engranaje reduce la velocidad e incrementa el torque para impulsar cargas pesadas.

2.3.1.2 Nomenclatura y definiciones sobre engranajes

***Circunferencia primitiva**:* Las circunferencias **primitivas** de las **ruedas dentadas** son los lugares geométricos de los contactos con deslizamiento nulo

Circunferencia Base: Circunferencia a partir de la cual se desarrolla el perfil evolvente del diente. El radio r_b de la circunferencia base resulta menor al radio r_p de la circunferencia primitiva. La relación entre ambas circunferencias es: $r_b = r_p \cos(\emptyset)$

***Línea de acción**:* Recta de acción de la fuerza con la que el perfil de la rueda conductora actúa sobre el perfil de la rueda conducida y coincide con la recta normal al punto de contacto ambas superficies.

***Línea de engrane**:* Lugar geométrico de los puntos donde se verifica el contacto de superficies conjugadas.

***Angulo de presión (∅)*:** Se define como el ángulo entre la línea de acción (normal común) y la dirección de la velocidad en el punto de paso (tangente común a ambas circunferencias). El ángulo de presión define el contorno del diente porque lo define la relación entre el radio primitivo y el radio base. Los valores más utilizados son de 20°, 22 ½° y 25°.

***Circunferencia exterior* (De):** Límite superior o addendum que ubica el punto superior en la construcción del diente.

***Circunferencia interior* (Di):** Límite inferior o dedendum donde se ubica el punto inferior del diente.

***Paso circular*:** El sector del diente delimitado por el addendum y el dedendum transmitirá movimiento en un arco de giro limitado, con lo cual se deberá de disponer nuevas superficies conjugadas igualmente espaciadas sobre la circunferencia primitiva. El arco de circunferencia primitiva entre dos dientes consecutivos se denomina Paso circular.

Espesor del diente*:** Por razones resistentes, es necesario darles cierta envergadura a estas porciones de superficies. Entonces, para permitir la transmisión del movimiento en ambos sentidos, estas superficies se limitan lateralmente por otras simétricas. Este cuerpo así formado se llama *diente*, siendo el espesor (e***) del mismo sobre la primitiva (*lleno* del diente) igual a la mitad del paso circular.

***Vacío*:** El espacio, medido sobre la primitiva, entre los dientes se conoce como *vacío* entre dientes

***Flancos*:** Superficie lateral del diente.

Ancho (b): Dimensión de generatriz de los flancos.

***Altura total*:** Se denomina altura total, a la suma del addendum más el dedendum

Altura de trabajo: es la distancia radial desde la circunferencia exterior a la circunferencia de huelgo que marca la distancia que el diente conjugado proyecta en el espacio entre dientes (es tangente a la de addendum del engrane conectado), es la suma de los addendums de las ruedas conjugadas

Juego radial: La diferencia entre la altura total y la altura de trabajo es el juego radial (**c**), necesario para permitir el libre movimiento de los dientes del engrane complementario.

***Juego Circunferencial*:** Espacio comprendido entre la cara posterior de un diente y la anterior del siguiente del otro engranaje. es la magnitud que el engranaje conductor podrá girar sin mover el engranaje conducido cuando la dirección de rotación es invertida.

Piñón: Menor de las dos ruedas dentadas utilizadas en un engrane. La mayor suele llamarse engrane.

***Relación de transmisión*:** Relación de velocidad angular del engranaje salida sobre la velocidad angular del engranaje de entrada. También puede expresarse en función de la cantidad de dientes del piñón y del engrane:

$$m_v = \frac{\omega_{sal}}{\omega_{ent}} = \frac{r_{ent}}{r_{sal}} \quad (57)$$

$$m_v = \frac{MZ_1}{MZ_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (58)$$

Todas estas definiciones quedan ilustradas en las *Figura 2- 13* y *Figura 2- 14*.

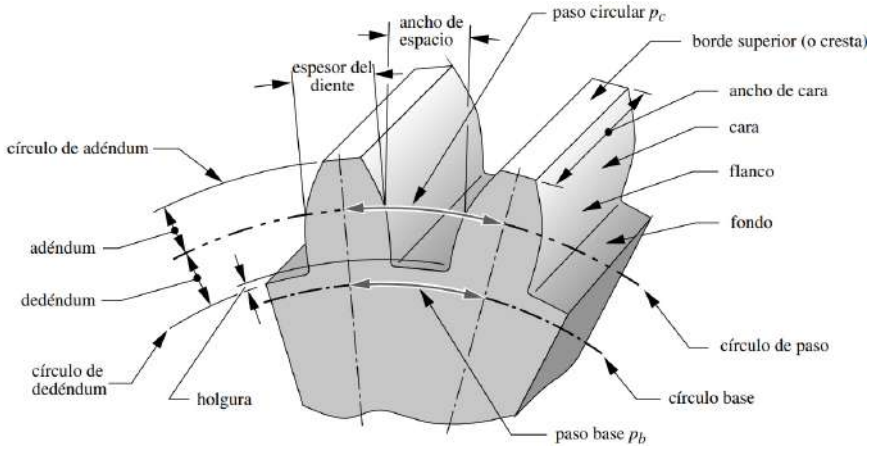


Figura 2- 13. Nomenclatura y definiciones de engranajes.[15]

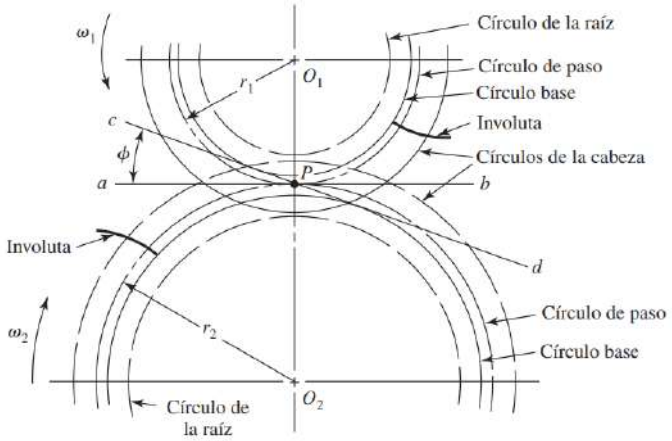


Figura 2- 14. Circunferencias de contacto. [8]

De acuerdo con las definiciones anteriores, el paso circular para un engrane con Z dientes resulta:

$\boldsymbol{p} = \frac{\pi \boldsymbol{Dp}}{\boldsymbol{Z}}$, entonces el diámetro primitivo $\boldsymbol{Dp} = (\frac{\boldsymbol{p}}{\pi})\boldsymbol{Z}$

La condición para que el diámetro primitivo sea un número racional, es que lo sea también el cociente (p / π), en cuyo caso p es irracional. En la práctica no se mide p sino los diámetros y el número de dientes, por ello tales dimensiones deben ser números racionales. Estas circunstancias han llevado a adoptar en una unidad como característica del dentado, que se estandariza y en función de la cual se expresan las dimensiones del engranaje. En el sistema métrico decimal esta unidad se llama Módulo $M\ [mm] = Dp\ /\ Z$. En el sistema inglés se llama Diametral Pitch (paso diametral): $Pd\ [1/pulg] = \frac{\pi}{p} = Z\ /\ Dp$. Ambos valores son inversamente proporcionales entre sí:

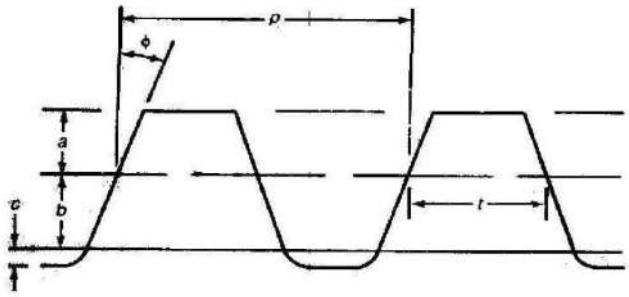
$M\ [mm]\ =\ 25{,}4\ /\ Pd\ [pulg]$. Las dimensiones del dentado se expresan entonces en función de M o Pd.

Cuando se especifica un módulo (o un paso diametral) se procura siempre que corresponda a un valor para el cual existan herramientas de corte de tipo comercial. La lista de módulos de un fabricante de engranajes no tiene que ser necesariamente igual a la de otros; por lo tanto, para la selección de proyecto se puede adoptar preferentemente alguno de los siguientes:

Módulos recomendados: 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 50

Un sistema de dientes constituye una norma que especifica las relaciones que deben existir entre adendo, dedendo, altura de trabajo, grueso del diente y ángulo de presión. La finalidad de esto es que se puedan intercambiar los engranes de cualquier número de dientes, pero del mismo ángulo de presión y paso. De esta forma es posible diseñar engranes que funcionarán en casi cualquier aplicación y que pueden ser hechos con herramientas normales.

Los perfiles de engranajes rectos de evolvente estándar, tanto en unidades del sistema inglés como en el métrico, han sido establecidos por la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA), y algunos han sido adoptados por el Instituto Americano de Estándares Nacionales (ANSI). En la *Figura 2-16* se observan las diferentes proporciones geométricas para los engranajes de profundidad completa (a + b = 2 M), para todos los ángulos de presión, para los engranajes de paso ancho (Pd < 9.99) y para paso fino (20≤Pd≤120).



a: addendum — ***b*** + ***c***: deddendum — ***a*** + ***b***: profundidad de trabajo
p: paso — M: módulo — ***Ø***: ángulo de presión

a = b = ⇔ . M ⇔ = 1 para engranajes estándares
⇔ = 0.8 para dientes cortos de 20°

Paso ancho: c = 0.250 M para 20° y 25°
c = 0.157 M para 14.5°
c = 0.200 M para dientes cortos de 20°
Paso fino: c = 0.200 M + 0.0508 mm para todos los ángulos de presión

Figura 2- 15. Definición de módulos estándar y proporciones geométricas del perfil del engranaje. [20]

Con estos datos podemos determinar los elementos geométricos de las ruedas, por ejemplo:

$$Diámetro\ exterior(\boldsymbol{De})\ =\ \boldsymbol{Dp}\ +\ 2\,\boldsymbol{a}\ para\ \boldsymbol{a}\ =\ \boldsymbol{M}\colon \boldsymbol{De}\ =\ (\boldsymbol{Z}\ +\ 2)\,\boldsymbol{M}$$

2.3.1.3 Características cinemáticas del engrane

A continuación, se mencionarán y se describirán brevemente el concepto de Arco de engrane, grado de recubrimiento e interferencia. Resulta importante considerar estas características ya que afectan directamente a la potencia a transmitir de un engranaje a otro y la suavidad del movimiento.

Arco de engrane: Mientras dura el contacto de un par de dientes una primitiva rueda sin resbalar sobre la otra, el arco barrido durante este contacto se llama *arco de engrane*, y, de acuerdo con lo enunciado, vale lo mismo para cualquiera de las ruedas.

Grado de recubrimiento: Cuando dos engranajes están engranados debe haber al menos un par de dientes en contacto. El método generalmente empleado para indicar cuántos dientes está en contacto es el *grado de recubrimiento* o *relación de contacto*, el cual se define como:

$$R_c = A_e / p \quad (59)$$

donde si el A_e es igual al paso, esto quiere decir, que cuando un diente empieza el contacto, el anterior termina simultáneamente el contacto. Si el A_e es mayor al paso, por ejemplo $A_e = 1.2\,p$, cuando un par de dientes entra en contacto, otro par de dientes aún no habrá terminado el contacto, de esta forma, por un lapso corto de tiempo, habrá dos pares de dientes en contacto. Por ejemplo, una relación de 1.4 indica que siempre habrá contacto entre un par de dientes y que el 40% del tiempo que dura el engrane de dicho par, habrá en contacto un segundo par de dientes. Por lo general, los engranajes no deben diseñarse con relaciones de contacto menores que 1,2 aproximadamente, porque las inexactitudes en el montaje podrían reducir aún más esta relación, acrecentando la posibilidad de choques entre los dientes, así como elevando el nivel de ruido

Interferencia: Definimos interferencia como el contacto entre perfiles de dientes no conjuntados. Los dientes de engrane, tienen perfiles de evolvente entre el circulo base y el círculo del adendo. Cuando se construye un engranaje con pocos dientes y ángulos de presión pequeños, el círculo del deddendo es considerablemente menor que el circulo base de la evolvente. Esto significa que el diente entre el circulo base y el deddendo no resulta construido con perfil de evolvente. Si el diente del engrane acoplado, hace contacto con esta porción descripta, estaríamos infringiendo la condición fundamental de la razón de velocidad constante. Esta situación se conoce como interferencia, y cuando ocurre, puede generar ruido, vibración y desgaste excesivo. Generalmente, este inconveniente surge de diseños donde se busca obtener ensambles compactos, usando muy pocos dientes, o cuando se busca el acople entre un engranaje pequeño con uno de mucho mayor tamaño. Una forma de evitar este inconveniente es por medio de la utilización del rebaje, donde se busca remover material del diente del engrane comprendido entre el circulo base y el círculo del deddendo, ya que esta porción del diente es la que no está construida de perfil evolvente. El problema, es que este tipo de operaciones reduce notablemente la resistencia del engrane, disminuyendo la potencia a transmitir.

En la Tabla 2- 8 se puede observar una relación entre número de dientes, ángulo de presión y tamaño, para evitar un engrane sin interferencias. Por ejemplo, para engranajes con un ángulo de presión de 20° y un numero de dientes Z=18 para el piñón, puede engranar con una corona de un número infinito de dientes, evitando la interferencia.

Tabla 2- 8. Número mínimo de dientes para evitar interferencia.[15]

ϕ=14°		ϕ=20°		ϕ=25°	
Numero de dientes del piñón	*Número máximo de dientes del engrane*	*Numero de dientes del piñón*	*Número máximo de dientes del engrane*	*Numero de dientes del piñón*	*Número máximo de dientes del engrane*
<23	Interferencia	<13	Interferencia	<9	Interferencia
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	∞
27	67	17	1309		
28	92	18	∞		
29	133				
30	219				
31	496				
32	∞				

2.3.2 Cálculo y diseño de la reducción

2.3.2.1 Cálculo de la reducción

Teniendo en cuenta los límites de velocidad indicados en la ecuación (49), se calcula la velocidad de giro del tornillo de la siguiente forma:

$$\vec{v}_{avance} = n.p.e \quad (60)$$

$$n = \frac{\vec{v}_{avance}}{p.e}\ [rpm] \quad (61)$$

donde:

$n = RPM\ del\ tornillo$
$p = Paso\ del\ tornillo\ en\ mm$
$e = Cantidad\ de\ entradas$

Adoptando como velocidad de avance la cota máxima indicada en la norma ASTM E8, se calcula la velocidad de giro del tornillo utilizando la ecuación (77)

$$n_{max} = \frac{10\ \left[\frac{mm}{min}\right]}{2{,}54\left[\frac{mm}{rev}\right]} = 4\ [rpm]$$

Análogamente, utilizando la cota mínima, la velocidad de giro resulta:

$$n_{min} = \frac{1\ \left[\frac{mm}{min}\right]}{2{,}54\left[\frac{mm}{rev}\right]} = 0{,}4\ [rpm]$$

Debido al rango de velocidades, y observando la curva de torque indicada en la *Figura 2- 12*, se plantea la utilización de una reducción 1:4. De esta forma, la velocidad del motor Nema 23 podrá variar entre los siguientes valores, entregando un mismo valor de torque inicial:

$$1{,}6[rpm] < \vec{v}_{entrada} < 16[rpm] \quad (62)$$

$$\tau_{entrada} = 1{,}76\ [Nm] \cong 179[Kg.mm] \quad (63)$$

Con lo cual, el torque de salida, mediante la relación 1:4 resulta en:

$$\tau_{salida} = 716[Kg.mm] \quad (64)$$

Siendo este valor de torque, mayor al requerido para la realización del ensayo, indicado en la Tabla 2- 7.

2.3.2.2 Diseño de la reducción

Para lograr la reducción requerida, se pensó en un tren de engranajes con una distribución tal como se muestra en la *Figura 2-16.* Al tratarse de un tren de engranajes compuesto, la relación de transmisión se calcula mediante la siguiente formula:

$$i = \frac{N_1}{N_2}\frac{N_3}{N_4} \quad (65)$$

como $N_1 = N_3$ y $N_2 = N_4$, obtenemos:

$$i = \frac{N_1}{N_2}\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (66)$$

Debido a los requerimientos del ensayo, que fueron planteados en el punto anterior, utilizaremos una relación de transmisión $i = 1{:}\,4$, con lo cual:

$$i = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 = \frac{1}{4} \quad (67)$$

$$N_1 = \frac{N_2}{2} \quad (68)$$

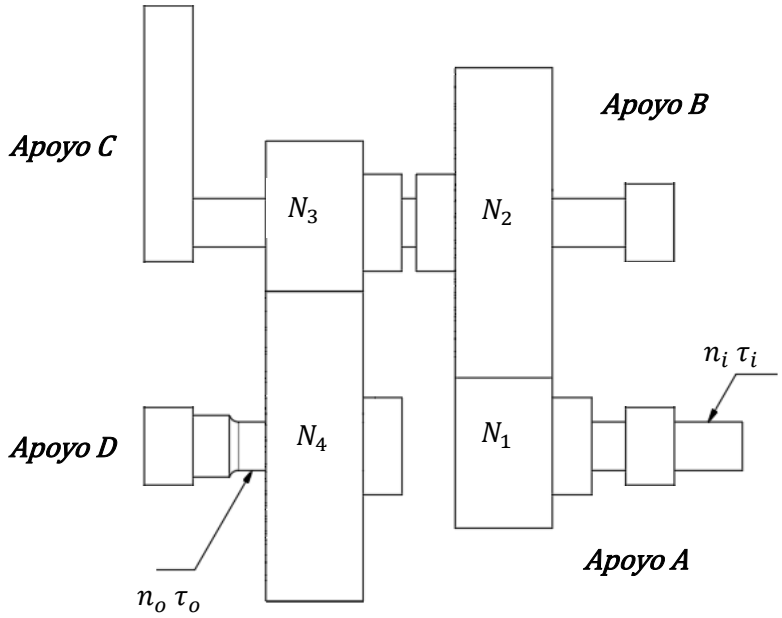


Figura 2- 16. Diseño de tren de engranajes

2.3.2.3 Cálculo del sistema de engrane

Para el diseño del engranaje, se propone el uso del prediseño de Lewis, a partir del cual se obtiene un paso mínimo recomendado en función de las condiciones de diseño de nuestro sistema. Si bien, las velocidades de operación del sistema son bajas, la verificación de dicho diseño se realizará mediante la utilización de método Lewis-Barth.

El método de cálculo de Lewis utiliza las siguientes hipótesis simplificativas:

- Al diente lo considera como una viga empotrada en el cuerpo del engrane.
- Solicitado únicamente a la flexión.
- La solicitación es estática.
- La fuerza se encuentra distribuida uniformemente a lo largo del ancho del diente.
- La posición más desfavorable de la fuerza normal a las superficies de contacto tiene lugar cuando el contacto se verifica en el extremo de la cabeza del diente a calcular.

El objetivo del método es determinar la fuerza tangencial máxima que puede transmitir el engranaje, es decir, la capacidad del diente para la transmisión del movimiento. La misma se puede obtener si se conoce el valor del esfuerzo admisible utilizado del material del engranaje, su ancho, su paso y un coeficiente llamado factor de forma, cuya magnitud depende de la forma del diente (que es función del número de dientes para un valor particular del ángulo de presión Ø) y del punto de aplicación de la carga. La ecuación de Lewis se puede escribir como:

$$Fb = b * y * p * \sigma_{adm} \quad (69)$$

La capacidad del diente para transmitir el movimiento en un diseño adecuado debe ser igual o superior a la fuerza tangencial necesaria para la transmisión del movimiento. Esta se obtiene por medio de la potencia o por el momento torsional aplicado, dado que en el proyecto se conoce la

potencia transmitida y las velocidades angulares de los engranajes. En función de la potencia transmitida N, del número de revoluciones por unidad de tiempo de la rueda dentada n y del radio primitivo R , es posible calcularla mediante la siguiente fórmula:

$$P\ [Kg] = \ 71620\ N\ \frac{[HP\ ]}{n\ [rpm\ ]\ .R\ [cm\ ]} \quad (70)$$

Como la fuerza tangencial que resiste el diente debe ser por lo menos igual a la fuerza tangencial que lo solicita a la tensión, igualando dichos valores y teniendo en cuenta que el ancho se puede expresar como un coeficiente ρ por el paso y que el radio de la primitiva se puede relacionar con el paso y el número de dientes ($R = \frac{Pz}{2\pi}$), se puede hallar el valor del paso mínimo que es:

$$p_{min} = 76{,}6\sqrt[3]{\frac{N}{\rho.\,y.\,\sigma_{adm}.\,n\,.\,Z}} \quad (71)$$

donde:

N: Potencia transmitida [HP]
ρ: Factor que tiene en cuenta que la carga este uniformemente distribuida
σ_{adm}: Tensión admisible $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$
n: Numero de revoluciones por minuto de la rueda dentada
Z: Cantidad de dientes
y: Factor de forma de lewis

El valor de cada una de las variables adoptadas para el cálculo del tren de engranajes se detalla a continuación:

Potencia transmitida(N)

Como se calculó, el torque máximo que se obtiene en el tornillo luego de la reducción es de:

$$\tau_{salida} = 716[Kg.mm] = 7{,}04[Nm]$$

La potencia, se calcula como:

$$Pot[w] = \tau_{salida}.w_{salida} = \tau_{salida}[Nm].\frac{2\pi n[rpm]}{60}$$

$$Pot[w] = 7{,}04.[Nm].\frac{2\pi 4[rpm]}{60} = 3[w]$$

$$Pot[w] = 0{,}04[Hp]$$

Factor (ρ)

La obtención de la ecuación de Lewis está basada en el supuesto de que la carga esté distribuida uniformemente en todo el ancho. Algunas veces esto dista mucho de la realidad. Una causa de rotura del diente es la concentración de la carga en un extremo de su ancho, lo que origina esfuerzos

mayores que cuando la carga está distribuida. Para paliar esta clase de perturbación, el ancho de la cara $\boldsymbol{b}$ no debe ser demasiado grande en comparación con el paso $\boldsymbol{p}$ del diente ($\boldsymbol{b} = \rho . \boldsymbol{p}$). En ausencia de consideraciones especiales, se consideran como buenas las siguientes proporciones:

$$2.5\,\boldsymbol{p} < \boldsymbol{b} < 4\,\boldsymbol{p} \text{ ó } 8\,\boldsymbol{M} < \boldsymbol{b} < 12.5\,\boldsymbol{M} \quad (72)$$

En nuestro caso, se adoptará:

$$\boldsymbol{p = 3,25}$$

Tensión admisible (σ_{adm})

Para evitar un exceso de peso en la construcción final de la máquina, y que esto traiga problemas de utilización sobre la mesa del microscopio, se optó por la utilización de una aleación de aluminio 2005 T3 como material de construcción.

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 2500 \left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Adoptando un factor de seguridad de 3 la tensión admisible resulta:

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{2500 \left[\frac{Kg}{cm^2}\right]}{3} = 833 \left[\frac{Kg}{cm^2}\right] \quad (73)$$

Cantidad de dientes (Z)

Para la construcción del tren de engranajes, se optó por utilizar, para el piñón, un numero de dientes $Z = 15$. En función de lo expuesto en la subsección **2.2.7.2 "diseño de la reducción"**, para obtener la relación de transmisión deseada, la cantidad de dientes del engranaje mayor debe ser el doble, es decir $Z_2 = 30$. Se puede observar, que, para un piño de 15 dientes, según lo expuesto en la Tabla 2- 8 nos encontramos dentro de los parámetros para evitar la interferencia.

Factor de forma (y)

El factor de forma de Lewis depende del punto de aplicación de la fuerza y de la forma del diente (función del número de dientes y del ángulo de presión). En la Tabla 2- 99 se pueden obtener los valores para el factor de forma para sistemas de engrane estándar:

Tabla 2- 9. Factor de forma

Z	$\emptyset = 14,5°$	$\emptyset = 20°$	$Stub\emptyset = 20°$	$\emptyset = 25°$
10	0,056	0,064	0,083	0,076
12	0,067	0,078	0,099	0,088
13	0,07	0,083	0,103	0,093
14	0,072	0,088	0,108	0,098
15	0,075	0,092	0,111	0,102
16	0,077	0,094	0,115	0,106
17	0,08	0,096	0,117	0,109
18	0,083	0,098	0,12	0,112
19	0,087	0,1	0,123	0,115
20	0,09	0,102	0,125	0,118

En este caso, como el número de dientes es Z=15 y, tenemos un ángulo de presión igual a 20°, el factor de forma resulta:

$$\mathrm{y} = 0{,}092$$

La Tabla 2-10 lista los valores determinados para el cálculo del paso mínimo. Luego, a partir de estos valores, y considerando la *ecuación (71),* se obtiene el paso mínimo recomendado:

$$p_{min} = 76{,}6\sqrt[3]{\frac{N}{\rho.\,\mathrm{y}.\,\sigma_{\mathrm{adm}}.\,\mathrm{n}\,.\,\mathrm{Z}}} = 1{,}11[mm]$$

de donde surge que el módulo mínimo:

$$M_{min} = \frac{p_{min}}{\pi} = 0{,}36\ [mm] \quad (74)$$

Si bien el módulo inmediato superior es 0,5, adoptamos un $M = 2$, ya que se cuentan con los elementos necesarios en el taller de la facultad para su fabricación.

Tabla 2- 10. Variables para el cálculo

N[Hp]	ρ	y	$\sigma_{\mathrm{adm}}\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$	n[RPM]	Z
0,04	3,25	0,092	715	4	15

2.3.2.4 Dimensiones finales

Las ***dimensiones*** finales de los engranajes se detallan a continuación:

Engranaje Z=15

- $p_{adoptado} = \mathrm{M} * \pi = 6{,}2831\ [\mathrm{mm}]$
- $\mathrm{Dp} = \mathrm{M} * \mathrm{Z} = 30[\mathrm{mm}]$
- $\mathrm{De} = \mathrm{Dp} + 2\mathrm{M} = 34\ [\mathrm{mm}]$
- $\mathrm{Di} = \mathrm{Dp} - 2 * (1{,}25\mathrm{M}) = 27 - 2{,}5 * 1{,}5 = 25\ [\mathrm{mm}]$
- $b = \mathrm{p} * \rho = \mathrm{M} * \pi * 3{,}25 = 20\ [\mathrm{mm}]$

Engranaje Z=30

- $p_{adoptado} = \mathrm{M} * \pi = 6{,}2831\ [\mathrm{mm}]$
- $\mathrm{Dp} = \mathrm{M} * \mathrm{Z} = 60[\mathrm{mm}]$
- $\mathrm{De} = \mathrm{Dp} + 2\mathrm{M} = 64\ [\mathrm{mm}]$
- $\mathrm{Di} = \mathrm{Dp} - 2 * (1{,}25\mathrm{M}) = 27 - 2{,}5 * 1{,}5 = 55\ [\mathrm{mm}]$
- $b = \mathrm{p} * \rho = \mathrm{M} * \pi * 3{,}25 = 20\ [\mathrm{mm}]$

Los planos finales de fabricación se presentan en el ***Anexo I***.

2.3.2.5 Reacción en los apoyos

Teniendo en cuenta la distribución del tren de engranajes propuesta en la Figura 2- 16, se calcularon las reacciones en los apoyos propuestos para cada uno de los engranajes. En cada caso, se desarrolló en primer lugar el cálculo analítico de las reacciones y las verificaciones correspondientes y luego, se utilizó un modelado computacional del comportamiento mecánico mediante la herramienta de simulación de ANSIS, con el fin de evaluar y comparar estos resultados con los cálculos analíticos desarrollados.

Para el cálculo analítico, las reacciones resultantes en cada uno de los apoyos surgen de considerar el equilibrio de fuerzas y momentos, a partir de los esfuerzos tangenciales y radiales generados en el engranaje al transmitir la potencia requerida. A modo de ejemplo, en la Figura 2- 17 se puede observar las reacciones resultantes en uno de los apoyos (apoyo A de la Figura 2-17) que produce la transmisión mediante engranajes rectos. Los cálculos se realizaron considerando fuerzas positivas, aquellas con el sentido coincidente con los ejes X+ e Y+, mientras que se consideraron momentos positivos, aquellos que presentaban un sentido antihorario.

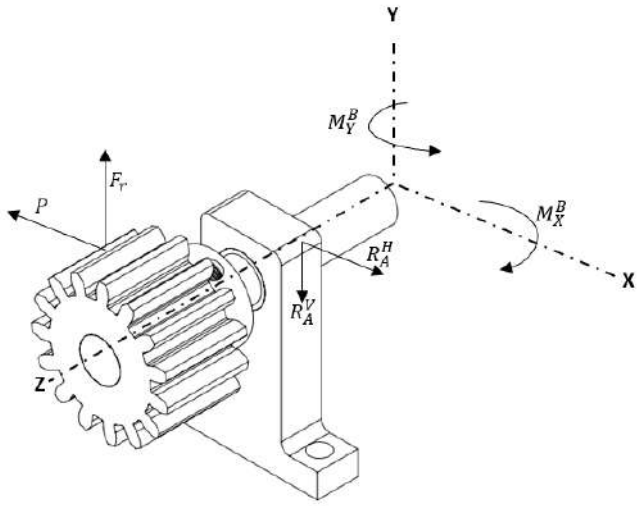


Figura 2- 17. Ejemplo de las reacciones en uno de los apoyos (apoyo A de la Figura 2-17) de un engranaje recto.

Determinación analítica de las reacciones en el APOYO A

La Figura 2-18 presenta la vista en el plano X-Z del APOYO A.

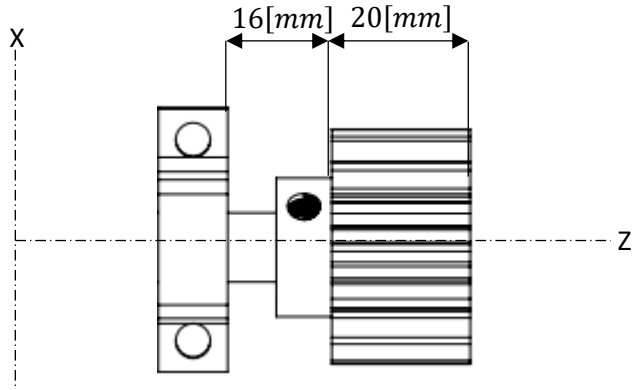


Figura 2- 18. Apoyo A

El esfuerzo tangencial entre N1 y N2 lo calculamos teniendo en cuenta la *ecuación (70):*

$$P\,[Kg] = \ 71620\,N\ \frac{0{,}04[HP]}{16\,[rpm\,].\ 1{,}5[cm\,]} = 119{,}37[Kg]$$

Y el esfuerzo normal, lo calculamos teniendo en cuenta el ángulo α:

$$F_r = P\tan(\alpha) = 43{,}44\ [Kg] \quad (75)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en el Eje X y el Eje y se obtiene:

$$\sum F_Y = F_r - R_A^V = 0 \quad (76)$$

$$F_r = R_A^V = 43{,}44\,[Kg]$$

$$\sum F_X = P - R_A^H = 0 \quad (77)$$

$$P = R_A^H = 119{,}37\ [Kg]$$

Como diseño del apoyo, se propone el uso del tipo de apoyo que se observa en la *Figura 2-19*, el cual incluirá un buje de 1 mm de espesor y una base con agujeros pasantes para poder ser fijados a un soporte/estructura.

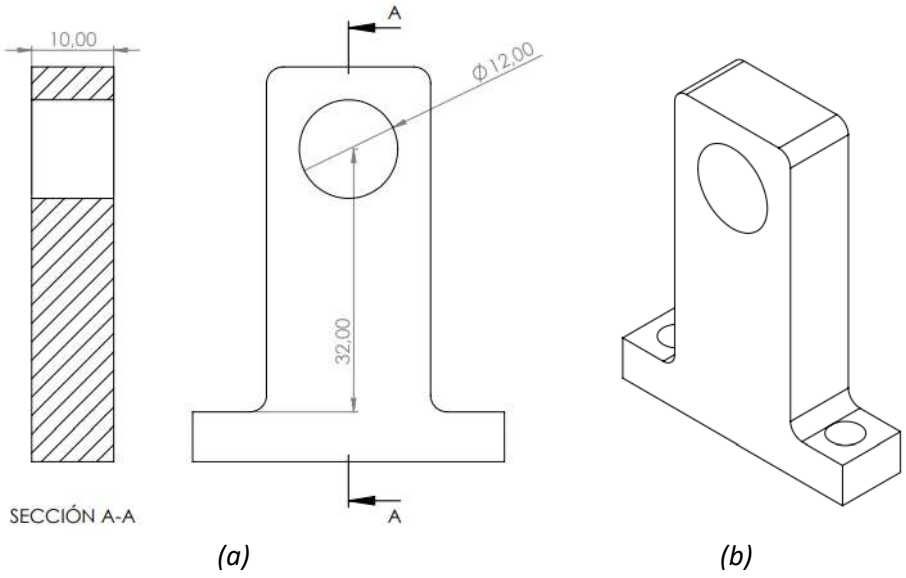


Figura 2- 19. Diseño de apoyo A. (a) Vista frontal y corte. (b) isométrico

Considerando únicamente el valor de esfuerzo producto de la fuerza tangencial, se calculó los esfuerzos normales producidos por la reacción R_A^V utilizando la *ecuación 78:*

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (78)$$

donde

W=Modulo resistente a la flexión
M= Momento producto de la reacción

Se consideró para el cálculo, que la sección del apoyo es del tipo rectangular maciza con lo cual, con dicha simplificación, el módulo resistente se calcula utilizando la *ecuación 79*:

$$W = \frac{h^2 b}{6} \quad (79)$$

Siendo:

$h = Altura\ del\ apoyo$
$b = Espesor\ del\ apoyo$

Asumiendo que la reacción R_A^H está ubicada en el centro del apoyo, la tensión resultante es:

$$\sigma_x = \frac{119{,}37\ [Kg] \times 3{,}2[cm]}{\frac{(1[cm])^2 \times 3{,}2[cm]}{6}} = 716{,}22\left[\frac{Kg}{cm^2}\right] \quad (105)$$

Se selección un acero 1045 normalizado para la fabricación de los apoyos, con lo cual, la tensión de fluencia puede variar entre 390 y 460 MPa, con lo cual adoptando un valor medio de 425 MPA, y un factor de seguridad de 3, la tensión admisible resulta:

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{425\ [MPa]}{3} = 141{,}66\ [MPa]\ = 1444{,}60\left[\frac{Kg}{cm^2}\right] \quad (80)$$

Debido a que $\boldsymbol{\sigma_x < \sigma_{admisible}}$ queda verificado el diseño del apoyo propuesto.

Determinación de las reacciones en los APOYOS B y C

Al analizar los **apoyos B y C** (ver Figura 2- 16)**,** se observa que ambos están montados en un mismo eje y se encuentran vinculados a 2 engranajes diferentes (**N₂** y **N₃**) lo que va a resultar en fuerzas tangenciales diferentes. Para realizar el cálculo de las reacciones, se propone el uso del principio de superposición, calculando en primera instancia la reacción en los **apoyos B y C** debidos al engranaje **N₂** (Figura 2-21). Luego, se calcula la reacción en los **apoyos B y C** debidos al engranaje **N₃** (Figura 2-22). Finalmente, las reacciones finales se obtienen al sumar ambos resultados y verificar el diseño de los apoyos seleccionados.

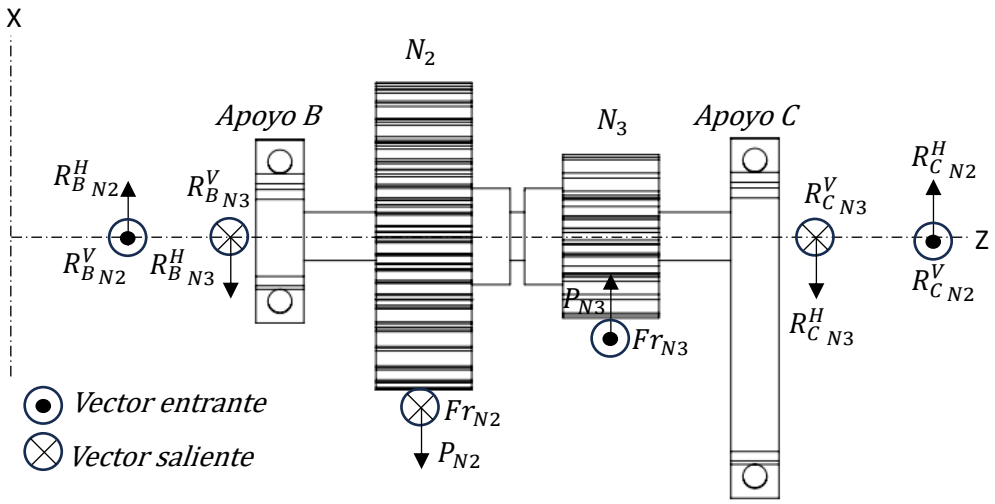


Figura 2- 20. Apoyos B y C

Reacción en los apoyos B y C en función del engranaje N_2

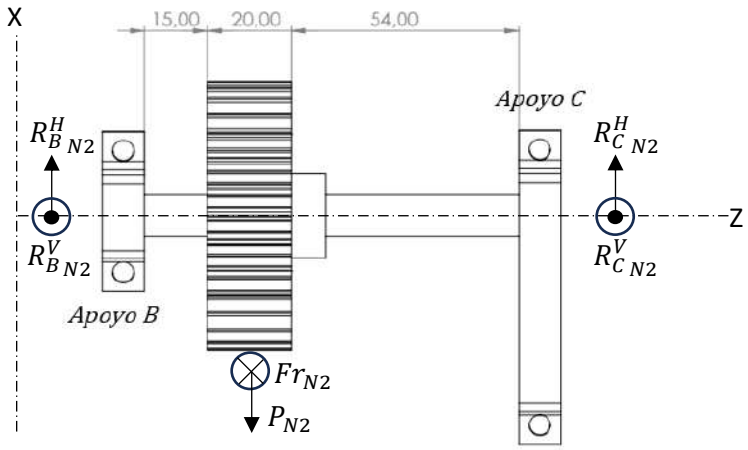


Figura 2- 21. Cálculo de reacciones en los apoyos en función de N_2

Tal como se obtuvo utilizando la *ecuación (70)* y la *ecuación (75)* el valor de $P\ [Kg] = 119{,}37[Kg]$ y el esfuerzo normal $F_r = 43{,}44[Kg]$

Realizando sumatoria de fuerzas en el Eje X y el Eje y se obtuvo:

$$\sum F_Y = F_r - R_C^V - R_B^V = 0 \quad (81)$$

$$F_r = R_C^V + R_B^V \quad (82)$$

$$\sum F_X = P - R_C^H - R_B^H = 0 \quad (83)$$

$$P = R_B^H + R_C^H \quad (84)$$

Realizando sumatoria de momentos con respecto al eje B, se obtuvo:

$$\sum M_Y^B = P \times (10 + 15) - R_C^H \times (54 + 15 + 20) = 0 \quad (85)$$

$$R_C^H = 33{,}52\ [Kg]$$

$$\sum M_X^B = F_r \times (10 + 15) - R_C^V \times (54 + 15 + 20) = 0 \quad (86)$$

$$R_C^V = 12{,}20\ [Kg]$$

Reemplazando ambos valores en la ecuación (82) y la ecuación (84), obtenemos los valores de las reacciones en el apoyo B

$$R_B^V = F_r - R_C^V = 31{,}24\ [Kg]$$

$$R_B^H = P - R_C^H = 85{,}84[\ Kg]$$

Reacción en los apoyos B y C en función del engranaje N3

El esfuerzo tangencial entre N3 y N4 lo calculamos teniendo en cuenta la *ecuación (70):*

$$P\ [Kg] = \ 71620\ N\ \frac{0{,}04[HP]}{8\ [r\ pm\ ].\ 1{,}5[cm\ ]} = 238{,}73[Kg]$$

Y el esfuerzo normal, lo calculamos teniendo en cuenta el ángulo α:

$$F_r = P\tan(\alpha) = 86{,}89\ [Kg] \quad (87)$$

Análogamente que para el engranaje N2, se realizó los cálculos de los esfuerzos en los apoyos teniendo en cuenta únicamente al engranaje N3

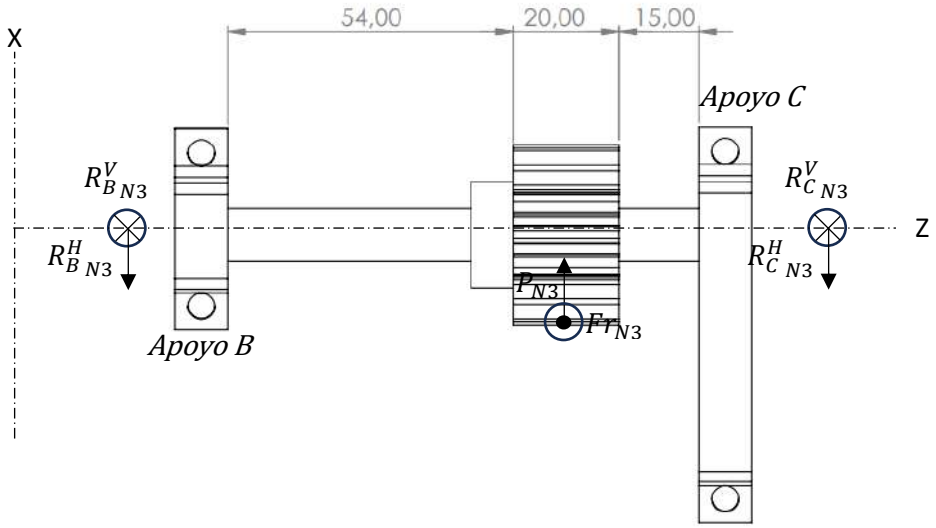


Figura 2- 22. Cálculo de reacciones en función de N3

Realizando sumatoria de fuerzas en el Eje X y el Eje y se obtuvo:

$$\sum F_Y = F_r - R_C^V - R_B^V = 0 \quad (88)$$

$$F_r = R_C^V + R_B^V \quad (89)$$

$$\sum F_X = P - R_C^H - R_B^H = 0 \quad (90)$$

$$P = R_B^H + R_C^H \quad (91)$$

Realizando sumatoria de momentos con respecto al eje B, se obtuvo:

$$\sum M_Y^B = P \times (10 + 64) - R_C^H \times (54 + 15 + 20) = 0 \quad (92)$$

$$R_C^H = 171{,}67\ [Kg]$$

$$\sum M_X^B = F_r \times (10 + 64) - R_C^V \times (54 + 15 + 20) = 0 \quad (93)$$

$$R_C^V = 62{,}48\ [Kg]$$

Reemplazando ambos valores en la *ecuación (89)* y la *ecuación (91)*, obtenemos los valores de las reacciones en el apoyo B

$$R_B^V = F_r - R_C^V = 24{,}41\ [Kg]$$

$$R_B^H = P - R_C^H = 67{,}06[\ Kg]$$

Verificación de los apoyos B y C

Sumando ambos efectos, podemos determinar las reacciones que producen ambos engranajes en simultaneo:

$$R_B^V = 31{,}24\ [Kg] + 24{,}41\ [Kg] = 55{,}65\ [Kg] \quad (94)$$

$$R_B^H = 85{,}84\ [Kg] + 67{,}06\ [Kg] = 152{,}90\ [Kg] \quad (95)$$

$$R_C^V = 62{,}48\ [Kg] + 12{,}20\ [Kg] = 74{,}68\ [Kg] \quad (96)$$

$$R_C^H = 33{,}52\ [Kg] + 171{,}67\ [Kg] = 205{,}19\ [Kg] \quad (97)$$

Para el **Apoyo B**, se utilizó el mismo diseño que el indicado en la Figura 2- 19. Con lo cual, las tensiones debido a las reacciones resultan:

$$\sigma_x = \frac{152{,}90\ [Kg] \times 3{,}2[cm]}{\frac{(1[cm])^2 \times 3{,}8[cm]}{6}} = 772{,}54\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Considerando que se utilizara el mismo material indicado para el **apoyo A**, nuevamente resulta que la tensión admisible es mayor a la tensión máxima en el apoyo B

El diseño del **Apoyo C**, al tener en cuenta que el mismo también servirá como soporte para el tornillo de movimiento, resulto ser el siguiente:

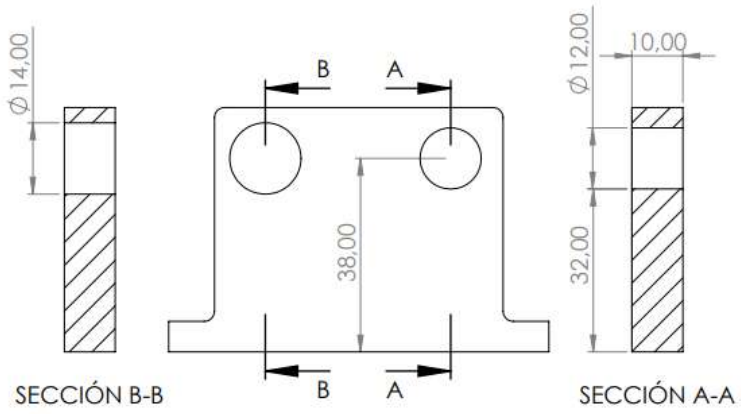


Figura 2- 23. Diseño de Apoyo C

Nuevamente asumiendo que la reacción R_C^H está ubicada en el centro del apoyo, la tensión resultante es:

$$\sigma_x = \frac{205{,}19\ [Kg] \times 3{,}8[cm]}{\frac{(1[cm])^2 \times 7{,}47[cm]}{6}} = 626{,}28\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Comparando este resultado, con la tensión admisible indicada en la *ecuación (80)*:

$$\sigma_{\text{admisible}} = 1444{,}60\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Se llega a la conclusión que, debido a que $\boldsymbol{\sigma_x < \sigma_{admisible}}$ queda verificado el diseño del apoyo propuesto.

Verificación del apoyo D

De forma similar a lo realizado para el apoyo A, se calcularon las reacciones en el Apoyo D

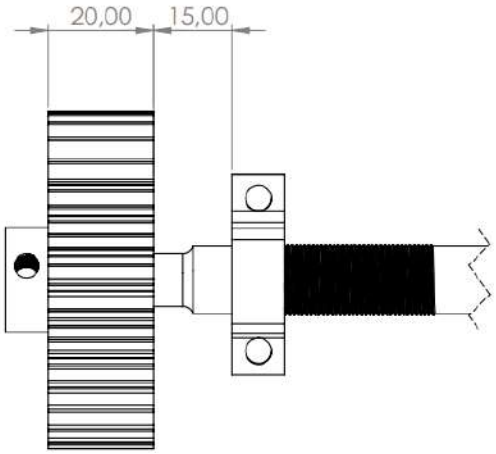


Figura 2- 24.Diseño de Apoyo D

Las fuerzas tangenciales y radiales son las indicadas en la *ecuación (97)* y la *ecuación (98)*, calculadas en el apartado anterior, con lo cual, realizando una sumatoria de fuerzas en el Eje X y el Eje Y, se obtuvo:

$$\sum F_Y = F_r - R_A^V = 0 \quad (98)$$

$$F_r = R_A^V = 86{,}89\ [Kg]$$

$$\sum F_X = P - R_A^H = 0 \quad (99)$$

$$P = R_A^H = 283{,}73\ [Kg]$$

Considerando el diseño de apoyo de la Figura 2- 19 se calcularon las tensiones debidas a la reacción vertical R_A^H, dando como resultado:

$$\sigma_x = \frac{283{,}79\ [Kg] \times 3{,}2[cm]}{\frac{(1[cm])^2 \times 3{,}8[cm]}{6}} = 1433{,}88\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Comparando este resultado, con la tensión admisible indicada en la *ecuación (80)*:

$$\sigma_{\text{admisible}} = 1444{,}60 \left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

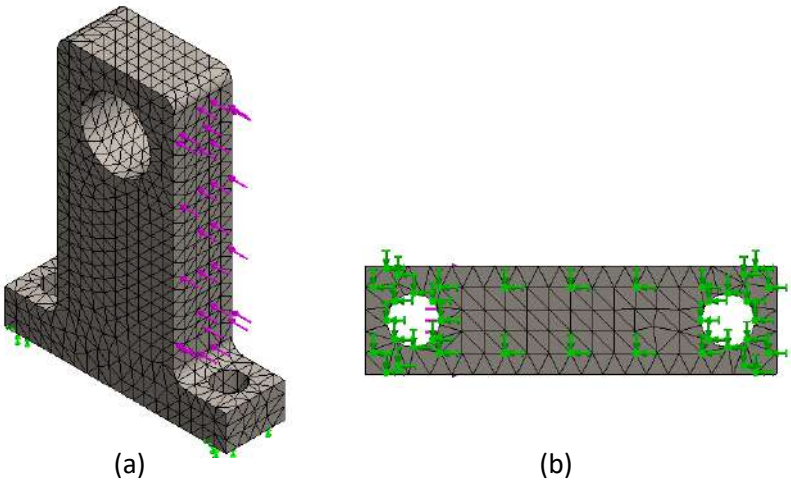
Nuevamente se llegó a la conclusión que, debido a que $\boldsymbol{\sigma_x < \sigma_{admisible}}$ queda verificado el diseño del apoyo propuesto.

Análisis de la distribución de tensiones en los apoyos mediante el uso de ANSYS Mechanical

Para el cálculo de tensiones mediante software se tuvieron en cuenta los siguientes parámetros:

- Selección de tipo de material
- Geometría fija
- dirección y magnitud de fuerza
- Mallado

Para el **apoyo A**, se seleccionó un tipo de mallado fino, para obtener resultados más precisos, una distribución de carga que representa una carga puntual de $119{,}34 \left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$, y, la geometría fija, es tal como está indicada en la Figura 2- 25, la base del apoyo.



(a) (b)

Figura 2- 25. (a) Distribución de fuerzas y tipo de malla (b) Geometría fija

Los resultados de la distribución de tensión se observan en la Figura 2- 26

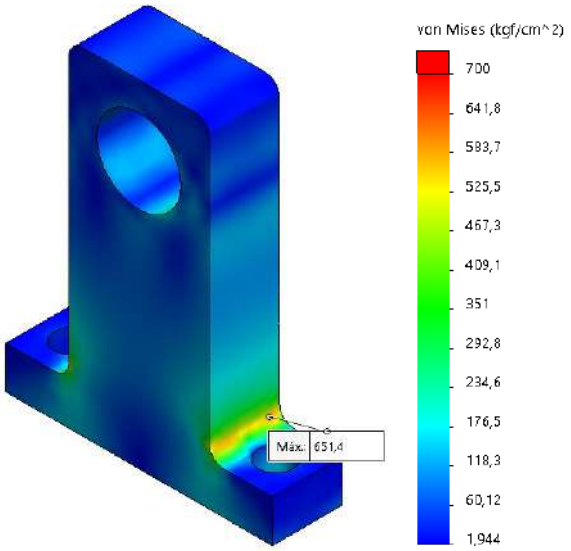


Figura 2- 26. Distribución de tensiones apoyo A

Como resultado de la simulación de tensiones, se obtuvieron valores máximos de $651{,}4\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$, dando un error aproximado de un 6% en función del calculo realizado en la ecuación (105), que resulta aceptable en función de las simplificaciones hechas para dicho calculo.

De forma similar, se realizó la simulación para el **apoyo D**, dando como resultado la siguiente distribución de tensiones:

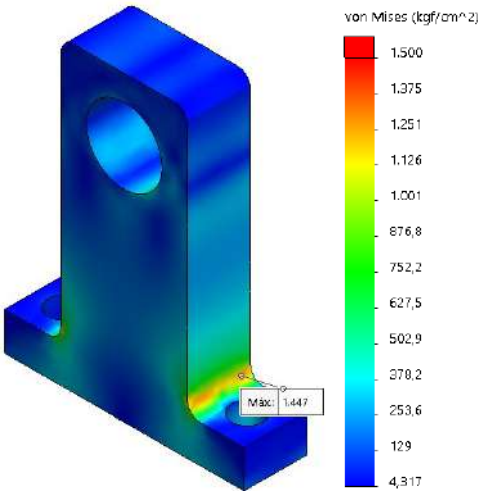


Figura 2- 27. Distribución de tensiones apoyo D

Como resultado se obtuvo una tensión $1447\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$, dando un valor muy similar al calculado.

Si bien, el valor de la simulación está por encima de la tensión admisible, teniendo en cuenta que el factor adoptado es bastante conservativo, se considera que el diseño y el material son aptos para las condiciones de servicio.

En el caso del Apoyo C, nuevamente se utilizó un mayado, una geometría fija y una distribución de fuerzas tal como se observa en la Figura 2- 28:

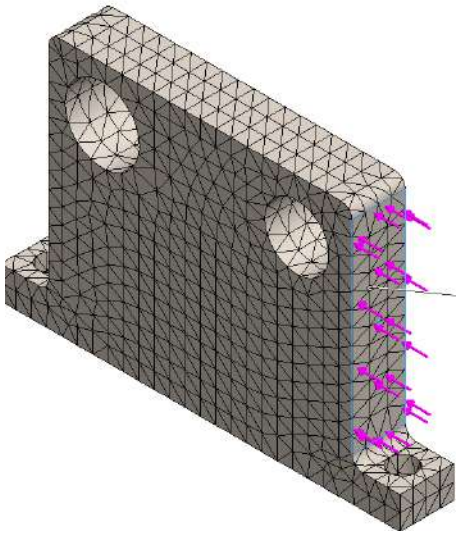


Figura 2- 28. Dirección de fuerza y tipo de mallado apoyo C

Los resultados de la simulación se pueden observar en la Figura 2- 29:

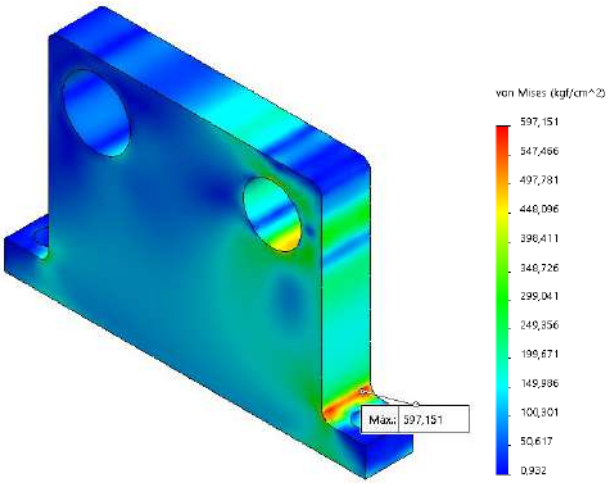


Figura 2- 29. Distribución de tensiones apoyo C

Nuevamente, se obtuvo un valor similar al calculado, esta vez el valor máximo de tensión resulto ser $597{,}151\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$, quedando por debajo de la tensión admisible.

2.4 TRANMISION DE MOVIMIENTO ENTRE TORNILLOS

Para solucionar el problema de lograr una transmisión sincrónica entre ambos tornillos, se propuso la utilización de un conjunto de engranajes de características similares a los utilizados en la caja reductora, es decir mismo modulo y paso.

Para el diseño, se partió de la distancia de separación entre tornillo izquierdo y tornillo derecho, esto permitirá estimar el diámetro de la circunferencia primitiva de los engranajes. Como lo que se busca es que ambos tornillos giren a la **misma velocidad**, y con el mismo par de torsión, se utilizara una relación de transmisión $\boldsymbol{i = 1}$**.** Un aspecto a tener en cuenta la utilización de un engranaje intermedio, con el fin de generar en ambos tornillos el mismo sentido de giro. De esta forma, el sistema de movimiento propuesto está compuesto por 3 engranajes de igual diámetro y cantidad de dientes.

Para obtener la distancia de separación de un conjunto de engranajes, se suman sus diámetros primitivos y se dividen a la mitad. Como en este caso, se tiene un engranaje intermedio, la distancia de separación entre los tres engranajes estará dada por la mitad de la distancia de separación entre los dos tornillos, con lo cual, dividiendo la distancia de separación de tornillos a la mitad, se obtuvo el diámetro primitivo:

$$D_p = \frac{82{,}70}{2} = 41{,}35\ [mm] \quad (100)$$

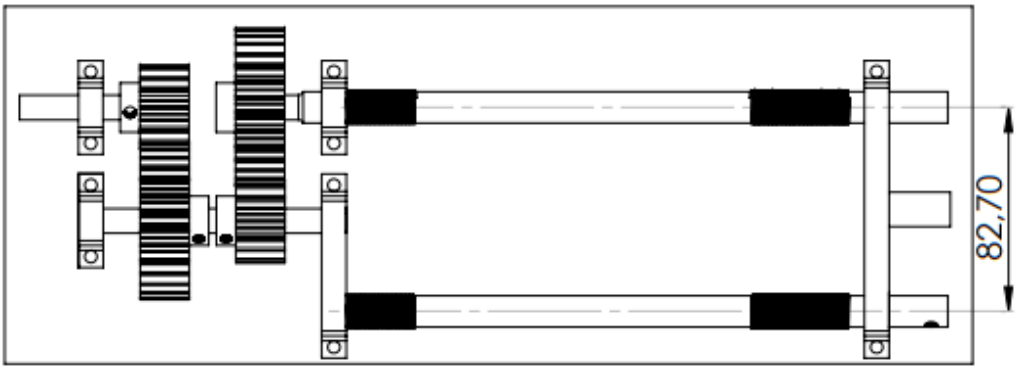


Figura 2- 30.Distancia de separación entre tornillos

Luego, partiendo de utilizar el mismo módulo, se obtuvieron el resto de los parámetros del engranaje. Los planos de fabricación se presentan en el **Anexo 1**

Tabla 2- 11. Características generales de los engranajes

MÓDULO	2	-
DIÁMETRO PRIMITIVO	41,35	mm
NÚMERO DE DIENTES	20	-
DIÁMETRO EXTERNO	45,35	mm
DIÁMETRO INTERNO	36,35	mm
ANCHO DIENTE	20	mm
RADIO DE ENTALLA	0,5	mm
ÁNGULO ENTRE DIENTES	18	Grados
ÁNGULO DE PRESION	20	Grados

Debido a que este sistema de engranajes deberá transmitir la misma potencia que el sistema de reducción ya diseñado, y teniendo en cuenta que el piñón de dicho sistema de reducción es de diámetro menor al diseñado para la trasmisión de los tornillos, no se volverá a la verificación realizada en el punto *2.2.7.3 Cálculo del sistema de engrane*

Con respecto a los apoyos de dichos engranajes, se propone un diseño como el indicado en la Figura 2- 31

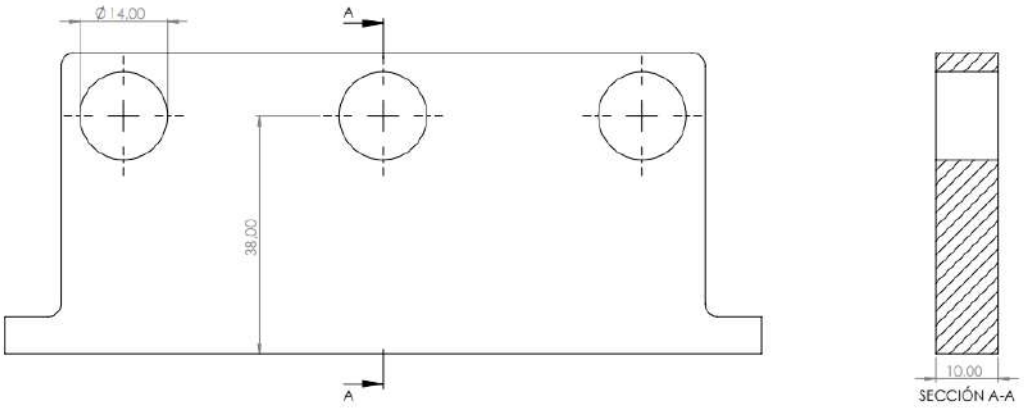


Figura 2- 31. Apoyo para transmisión entre tornillos

El esfuerzo tangencial se calculó teniendo en cuenta la *ecuación (70):*

$$P\ [Kg] = \ 71620\ N\ \frac{0{,}04[HP]}{4\ [r\ pm\ ].\ 2{,}0675[cm\ ]} = 346{,}40[Kg]$$

Y el esfuerzo normal, lo calculamos teniendo en cuenta el ángulo α:

$$F_r = P\tan(\alpha) = 126{,}08\ [Kg]$$

Realizando sumatoria de fuerzas en el Eje X y el Eje y se obtuvo:

$$\sum F_Y = 3F_r - R_A^H = 0 \quad (101)$$

$$F_r = R_A^V = 378{,}24\ [Kg]$$

$$\sum F_X = 3P - R_A^V = 0 \quad (102)$$

$$P = R_A^H = 1039{,}02\ [Kg]$$

las tensiones debidas a la reacción vertical R_A^H:

$$\sigma_x = \frac{1039{,}02\ [Kg] \times 3{,}8[cm]}{\frac{(1[cm])^2 \times 12{,}07[cm]}{6}} = 1962{,}66\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Se realizó la verificación de los esfuerzos que surgen por la reacción del sistema de engranajes, teniendo en cuenta que la reacción total, es 3 veces la reacción de cada engranaje de forma individual, dando una distribución de tensiones indicada en la Figura 2- 32:

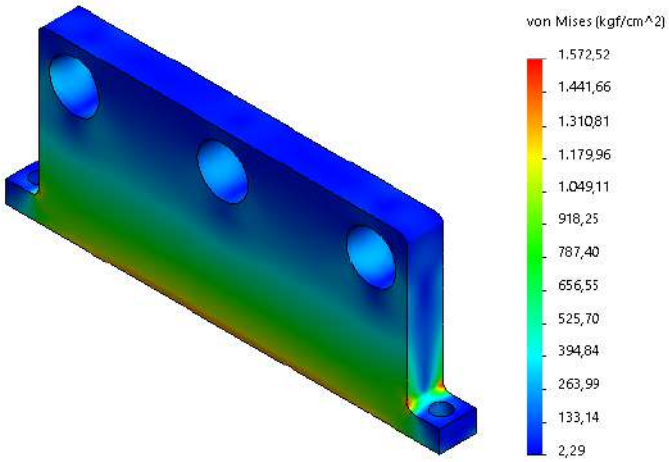


Figura 2- 32. Esfuerzos producidos en apoyo para transmisión entre tornillos.

Si bien, las tensiones calculadas son similares a las obtenidas por medio de la simulación, ambas se encuentran por encima de la tensión admisible, teniendo en cuenta un factor de seguridad igual a 3.

En este caso, se adoptará un factor de seguridad igual a 2, y se considera que dicho factor concuerda con las condiciones esporádicas de servicio que tendrá el equipo.

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{425\ [MPa]}{2} = 211{,}5\ [MPa]\ = 2166{,}9\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$$

Para el engranaje “parasito”, encargado de mantener el mismo sentido de giro entre ambos tornillos, se propone que sea vinculado al apoyo mediante un eje, y asegurado al mismo por medio de 2 seguros seeger, tal como se observa en la Figura 2- 33. Una representación esquemática del montaje final se presenta en la Figura 2- 34

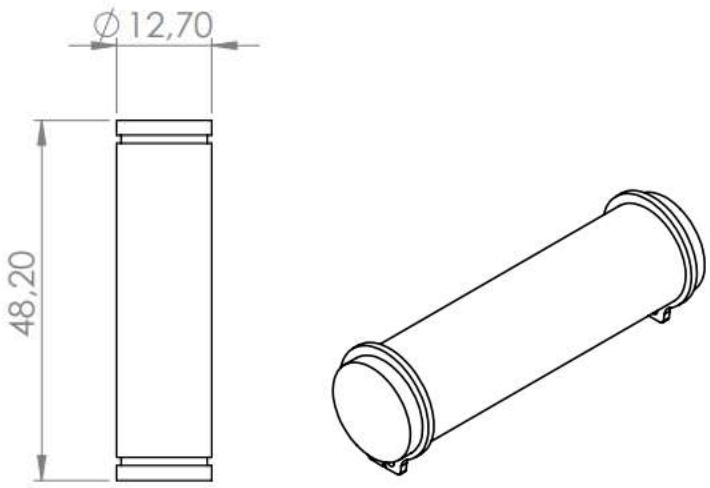


Figura 2- 33. Eje engranaje medio

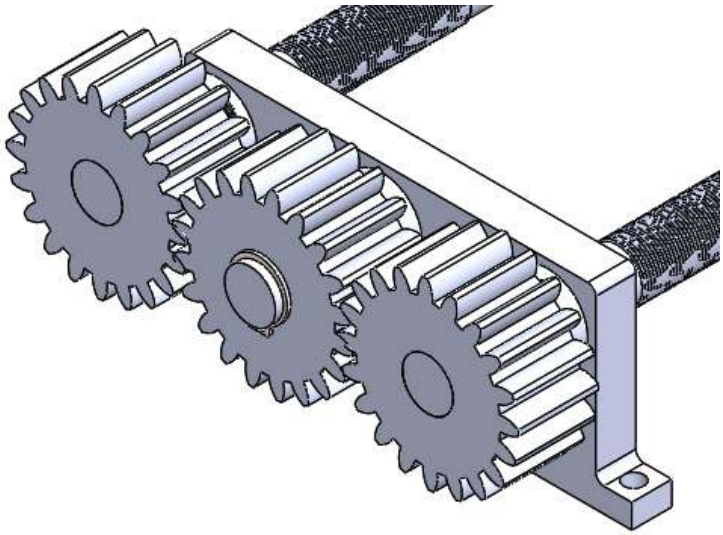


Figura 2- 34. Transmisión de movimiento entre tornillos

2.5 ESTRUCTURA

Luego de verificar cada uno de los apoyos involucrados, se propone la utilización de una estructura que permita vincular todos los apoyos y hacer rígido el sistema. Para ello, se propone un diseño simple armado con hierro estructural de 10x10mm tal como se ejemplifica en la Figura 2- 35. Para poder vincular el motor a la caja reductora, se propone el uso de una planchuela soldada al perfil, tal como se esquematiza en la Figura 2- 36.

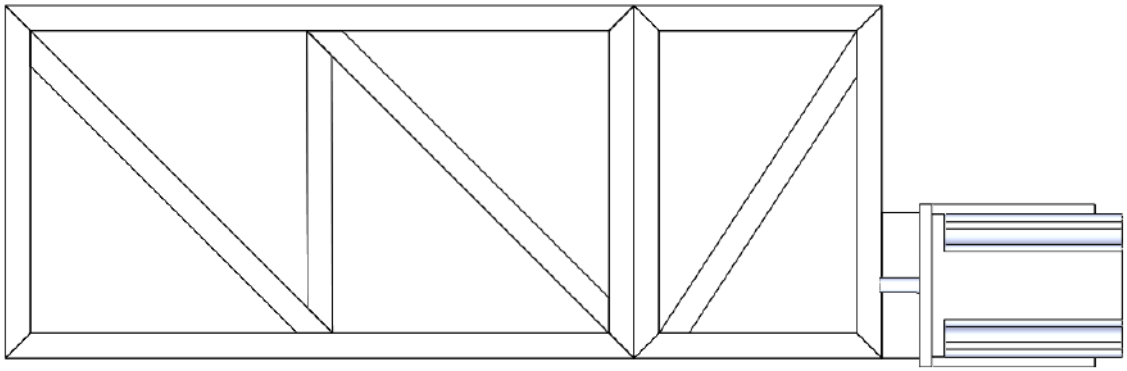


Figura 2- 35. Diseño de estructura

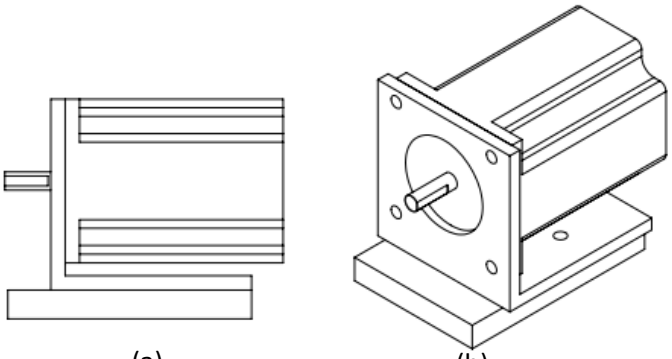


Figura 2- 36. Soporte motor. a) Vista lateral. b) vista isométrica

2.6 SUB-SISTEMA DE TRANMISION RESULTANTE

El sistema de transmisión del movimiento propuesto, luego de los cálculos realizados, está compuesto por:

- 1 **motor paso a paso** NEMA 23 y soporte (1)
- 2 ***tornillos de movimiento***, con rosca izquierda y derecha para dejar el punto de observación fijo (2)
- 1 ***sistema reducto***r compuesto por 4 engranajes que otorgara el valor necesario de torque en los tornillos para poder realizar la fuerza requerida de 500 Kg (3)
- 1 **sistema de trasmisión por engranajes** para poder transmitir el movimiento de un tornillo al otro y aprovechar el diseño ya realizado (4)

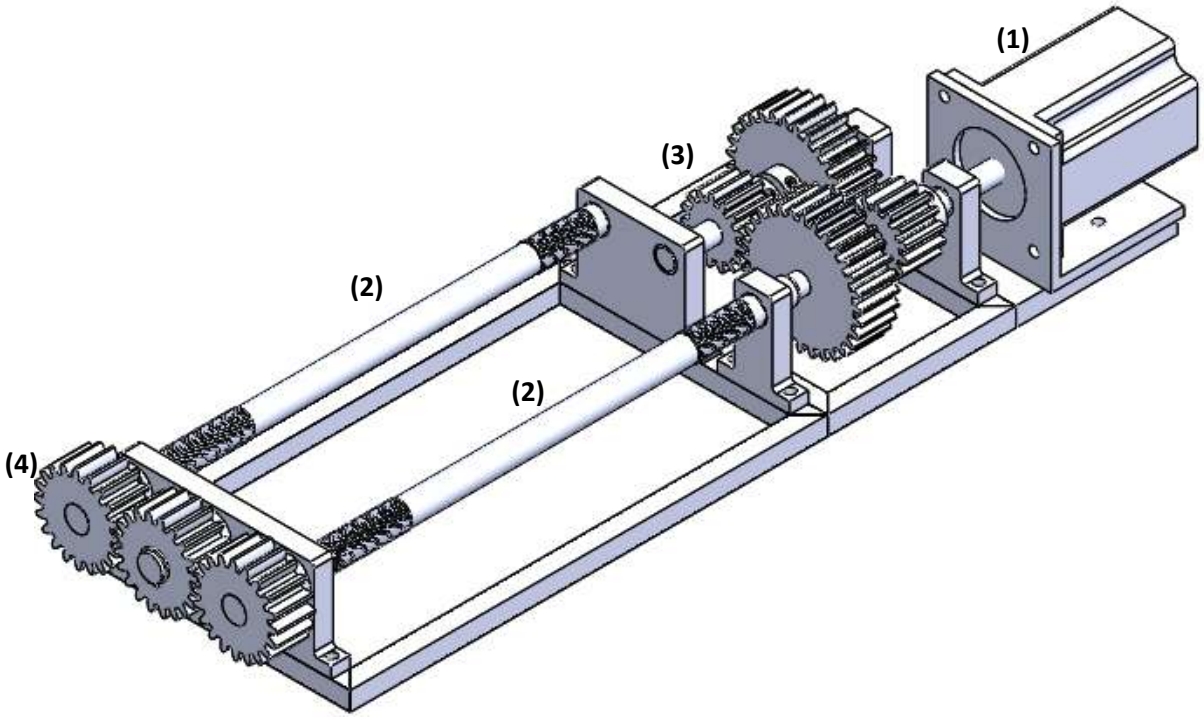


Figura 2- 37.Diseño final del subsistema mecánico de transmisión

2.7 GENERAZION DE ESFUERZOS DE TRACCION SOBRE PROBETA

Hasta este punto, se desarrolló un sistema de transmisión de movimiento capaz de generar un esfuerzo que permitiría entregar una fuerza de aproximadamente 500 kg. Sin embargo, aún falta resolver como utilizar esta capacidad de carga y transformarla en un esfuerzo uniaxial aplicado a una probeta de tracción del material a evaluar. Para tal objetivo, se propone el uso de "***mordazas***" y "***marcos***". Los marcos, son los encargados de desplazarse a medida que gira el tornillo de movimiento, y las mordazas, tienen la forma apropiada para poder alojar la probeta y mantenerla firme. Esta problemática se aborda en las siguientes subsecciones.

2.7.1 Diseño de marcos y mordazas

Debido al sistema propuesto, el cual contempla la transmisión de esfuerzos mediante un tornillo de movimiento, fue necesario el diseño de dos dispositivos con idéntica rosca a la de los tornillos, que pudiesen transformar el movimiento giratorio de los mismos, en un movimiento lineal. A partir de esta premisa, se realizó el diseño de los marcos del sistema de transmisión, encargados de generar, en su desplazamiento lineal, un esfuerzo de 500 kg. Acoplados a estos marcos, se encuentran las mordazas, quienes son las encargadas de alojar la probeta y "sostenerla" adecuadamente para realizar el ensayo de forma correcta, y que la carga solicitada sea únicamente uniaxial.

El diseño propuesto está caracterizado por la utilización de dos marcos, uno de los cuales contempla contener la celda de carga. En base a esto, se utilizó la siguiente nomenclatura para distinguirlos:

- Marco para celda de carga + mordaza a celda de carga
- Marco simple + mordaza a marco simple

2.7.1.1 Diseño de marco y mordaza para celda de carga

Diseño y verificación del marco de la celda de carga

Debido a las características constructivas de la celda de carga tipo S, se diseñó un marco apropiado, que permita alinear la celda de carga directamente con la muestra a ensayar. Para el dimensionamiento del marco, se tomó como referencia, las medidas de la celda de carga y la separación propia del sistema de transmisión del movimiento. La Figura 2- 38 presenta una representación esquemática del diseño para el marco propuesto. Se observa un sector roscado, con longitud suficiente para realizar el desplazamiento necesario que asegure la fractura de la muestra, y un sector sin roscar. La característica particular del sector roscado es que presenta el mismo paso y dimensiones que la rosca utilizada para fabricar el tornillo de movimiento. A su vez, se puede observar un leve cambio de diámetro, esto permitirá que el tornillo ingrese con un cierto huelgo hasta el sector roscado, evitando realizar una rosca completa a lo largo del marco (Figura 2- 38c). Por último, se cuenta con un agujero en su parte delantera, que permite el paso del vástago de la mordaza y acoplarla con la celda de carga (Detalle A) y un agujero roscado en la parte trasera, que permite fijar la celda de carga al marco de la misma (Detalle B). Todo el sistema estará construido con rosca métrica M12x1,75 de acuerdo al tipo de rosca que presenta la celda de carga.

En cuanto al material de fabricación del marco, se propone un acero tipo 1045. Dicho acero en su condición de normalizado presenta un límite elástico entre 390-460Mpa, con una dureza Brinell entre 197-229HB, mientras que en su condición de templado en aceite y revenido 350°C presentará un límite elástico en el orden de 650MPa, con una dureza aproximada de 300HB (REF: Manual de aceros para construcciones mecánicas IRAM, 1981). A su vez, este acero es un acero al carbono que se comercializa y se consigue en el mercado local, fundamentalmente en planchas de diferentes secciones. La factibilidad de conseguir este acero, sumado a las características mecánicas en términos de maquinabilidad, resistencia y un relativo bajo costo, justifican la selección del mismo.

Con el fin de realizar una verificación tanto de la distribución de tensiones y deformaciones para la carga de trabajo máxima esperada, se desarrolló una simulación numérica haciendo uso del módulo de simulación del software SolidWorks.

Los parámetros de entrada para el cálculo fueron los siguientes:

- Tipo de material: ACERO 1045
- Geometría fija: Superficie inferior del marco, indicada por flechas verdes. Figura 2- 39
- dirección y magnitud de fuerza: 500 Kg uniaxial en la dirección indicada en la Figura 2- 39
- Mallado: Fino, para mayor precisión en resultados

La Figura 2- 38 presenta el resultado de la distribución de tensiones para la carga máxima de trabajo. Donde, la tensión máxima es de $\sigma_x = 27\ [MPa]$.

Teniendo en cuenta la tensión admisible indicada en la **ecuación (80)**, se puede verificar que el diseño general es apto para las condiciones máximas de trabajo:

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{425\ [MPa]}{3} = 141{,}66\ [MPa]\ > \sigma_x = 27\ [MPa]$$

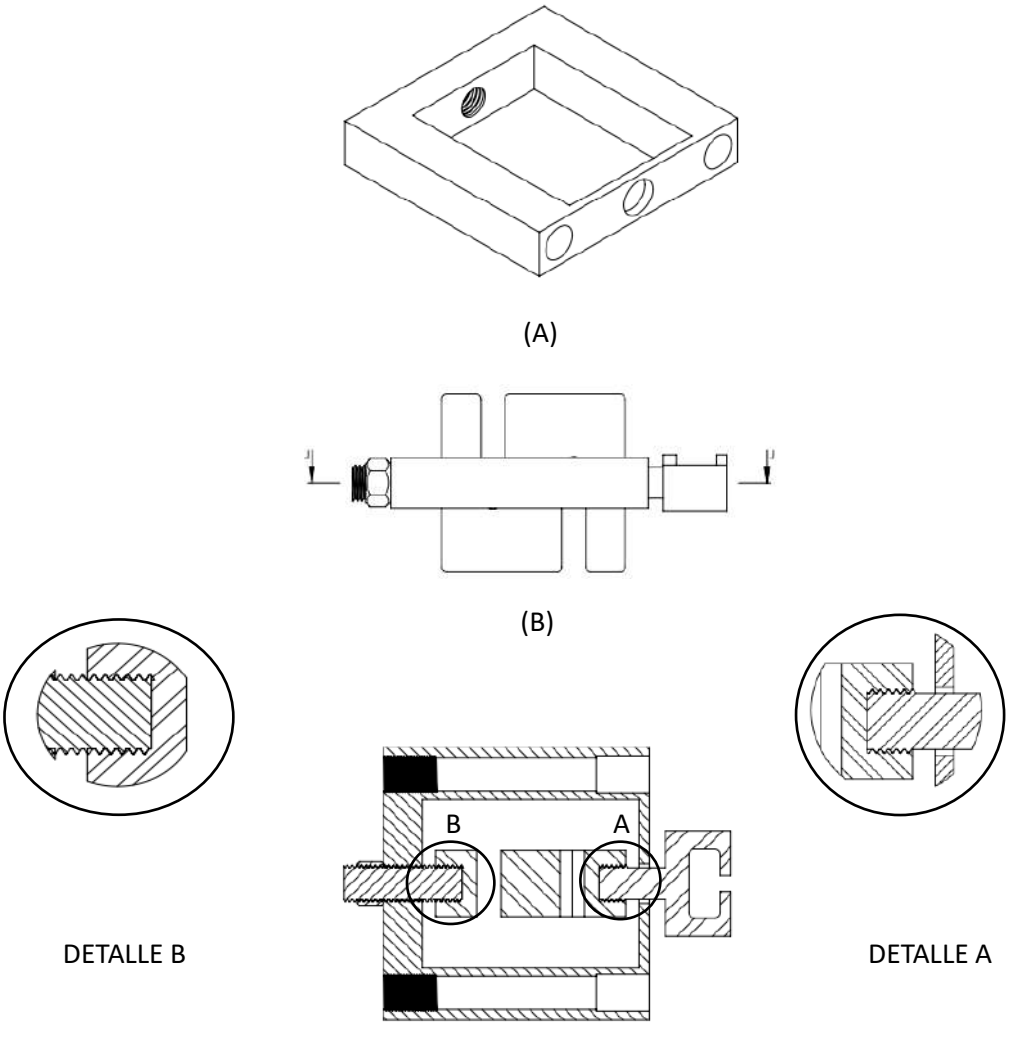


Figura 2- 38. Representación esquemática del marco para celda de carga. (a) Vista isométrica, (b) Vista lateral marco + celda+ mordaza, (c) Corte J-J

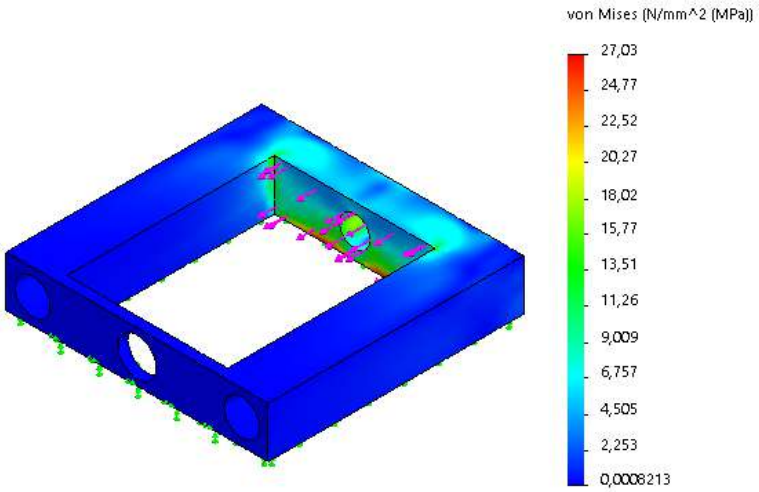


Figura 2- 39. Distribución de tensión de Von Mises

En la Figura 2- 40 se puede observar la distribución de deformaciones, siendo la zona de acople con la celda de carga, donde se observan las mayores deformaciones del conjunto.

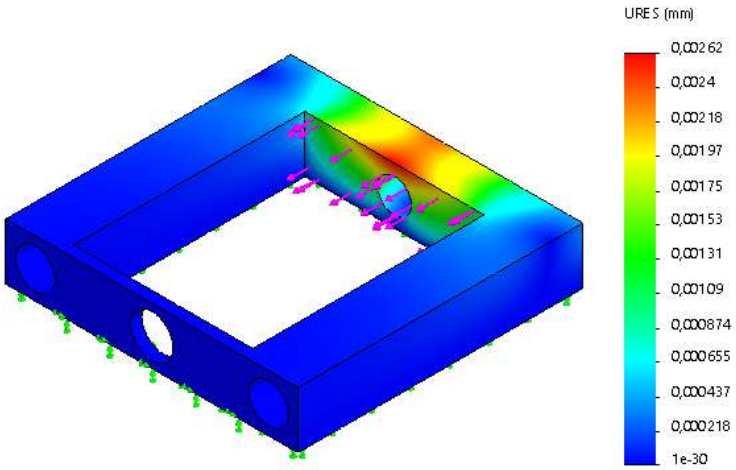


Figura 2- 40. Distribución de deformaciones

Diseño y verificación de mordaza vinculada a la celda de carga

Las mordazas son una parte fundamental en cualquier ensayo de tracción, ya que son las encargadas de sujetar la pieza a ensayar y aplicar la carga de tracción. La función principal de las mordazas es mantener la pieza firmemente en su lugar, asegurando que la carga se aplique en la dirección adecuada. Se deben diseñar de manera tal que distribuyan uniformemente la carga de tracción en la pieza, minimizando cualquier tipo de deformación o daño en la pieza o en las propias mordazas. De esta manera, se asegura que la pieza sea sometida a la misma carga de tracción en toda su sección transversal. Deben estar hechas de materiales resistentes y duraderos, capaces de soportar las cargas de tracción que se aplican en el ensayo. Además, también deben tener un diseño que permita la fácil sujeción y liberación de la pieza a ensayar, sin generar ningún tipo de impacto o daño.

Teniendo en cuenta las dimensiones de las probetas a ensayar, mencionadas en el **capítulo 1**, se propuso el siguiente diseño en función de las características geométricas de la probeta:

En la Figura 2- 41, podemos observar un sector roscado, que es el que se acoplara en la celda de carga.

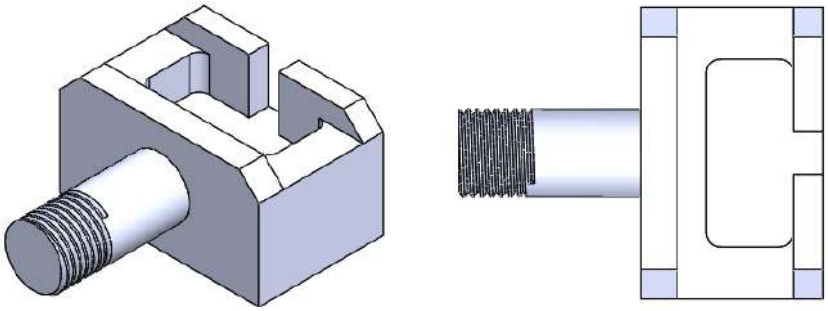


Figura 2- 41. Mordaza acoplada a celda de carga

Será necesario verificar los esfuerzos producidos por el ensayo en los bordes de la mordaza y en la unión roscada, para evitar que la mordaza se separe de la celda. El conjunto ***celda+mordaza*** se observa en la Figura 2- 42

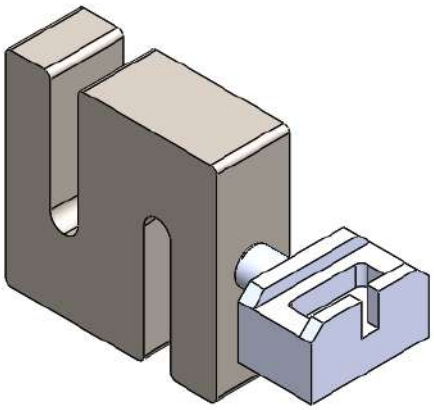


Figura 2- 42. Conjunto celda + mordaza

Verificación de esfuerzos

Las cargas máximas por soportar durante el ensayo serán de **500 Kg**. El material adoptado para la fabricación de las mordazas es un acero SAE 4140, el cual resulta totalmente apto para no obtener deformaciones plásticas durante el ensayo.

Con ayuda del programa SolidWorks se pudo verificar dichos esfuerzos

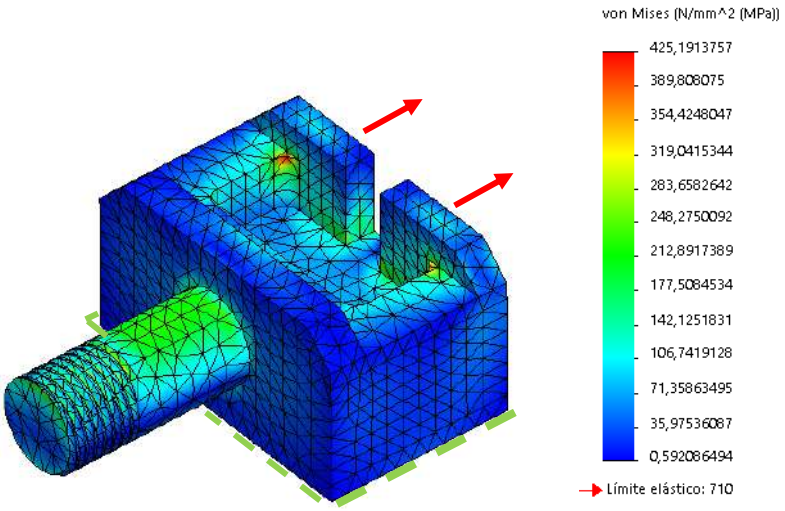


Figura 2- 43. Verificación de esfuerzos en mordaza

Los parámetros de referencia para el cálculo de tensiones fueron los siguientes:

Los parámetros de entrada para el cálculo fueron los siguientes:

- Tipo de material: ACERO SAE 4140
- Geometría fija: Superficie inferior de la mordaza. Indicado en color verde en Figura 2- 39
- dirección y magnitud de fuerza: 500 Kg uniaxial en la dirección indicada en la Figura 2- 39
- Mallado: Fino, para mayor precisión en resultados

Tal como se puede observar, el límite elástico está muy por encima de las máximas tensiones que aparecerían, producto de la realización del ensayo.

Con respecto a la unión roscada, se verificó que la misma, para un esfuerzo de 500 kg no sufra deformaciones plásticas. Para eso, se verifico tanto el núcleo como la rosca.

El tipo de rosca que se deberá mecanizar en la mordaza estará definido por la celda de carga. La misma posee una rosca M12x1,75

Para el cálculo de la tensión axial, utilizamos la ecuación (25)

$$S_t = \frac{F}{A_t}$$

Donde $A_t =$

$$A_t = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_m + d_r}{2}\right)^2 \quad (103)$$

Teniendo en cuenta que para una rosca métrica iso:

$$d_m = d - 0{,}649519p = 10{,}871 \quad (104)$$

$$d_r = d\ -\ 1{,}226869p = 9{,}853 \quad (105)$$

$$A_t = 84{,}27\ [mm^2]$$

Con lo cual, la tensión axial tiene un valor de:

$$S_t = 5{,}93\ \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Debido a que no tenemos tensiones de corte, la tensión de Von Mises reuslta:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{({S_t}^2 - S_t S_{sT} + {S_{sT}}^2)} = 5{,}93\left[\frac{Kg}{mm^2}\right] \quad (106)$$

Considerando que el material del tornillo disponible para la fabricación es un acero ***SAE 4140*** templado y revenido en aceite, a una temperatura de 300°C, y un coeficiente de seguridad igual a 3, la tensión admisible resulta:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{YS}}{3} = \frac{163\left[\frac{Kg}{mm^2}\right]}{3} = 54{,}3\left[\frac{Kg}{mm^2}\right] \quad (107)$$

$$\sigma_{adm} > \sigma_{VM}$$

Con lo cual, queda ***verificado*** el núcleo del tornillo.

Mediante la ecuación (33) obtenemos el esfuerzo cortante tanto para la tuerca como para el tornillo:

$$S_{sba} = \frac{3}{2}\frac{F}{A_{ba}}$$

El área A_{ba} se determina mediante la siguiente ecuación

$$A_{ba} = \pi d_r (W_i p) n_f \ \ Siendo\ 1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p} \quad (108)$$

Obteniendo el valor del coeficiente W_i de la Tabla 2- 2, y, utilizando un valor recomendado de n_f=2,7, calculamos las áreas cortantes:

$$A_{ba-tornillo} = 116{,}9[mm^2]$$

Con lo cual, el esfuerzo cortante para el tornillo resulta:

$$S_{sba-tornillo} = 6{,}41\ \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Nuevamente se ***verifica*** que, la tensión admisible del tornillo es mayor a los esfuerzos cortantes en el filete de la rosca

En el caso de la tuerca, queda verificada que la rosca de la celda de carga soporta una fuerza de tracción de 500 Kg.

Mediante la ecuación (37), calculamos los esfuerzos de flexión en los filetes para el tornillo:

$$S_{flex-Tornillo} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_i p)^2}$$

Utilizando los valores de W_i y n_f y teniendo en cuenta que el valor de $h = \frac{\sqrt{3}}{2}p$, calculamos los esfuerzos debido a la flexión de los filetes:

$$S_{flex-Tornillo} = 13{,}87 \left[\frac{Kg}{mm^2}\right]$$

Nuevamente, la tensión admisible de la tuerca y del tornillo resultan ***mayores*** a los esfuerzos provocados por la flexión en los filetes.

El montaje final del conjunto mordaza, marco y celda de carga es como el que se muestra en la Figura 2- 44.

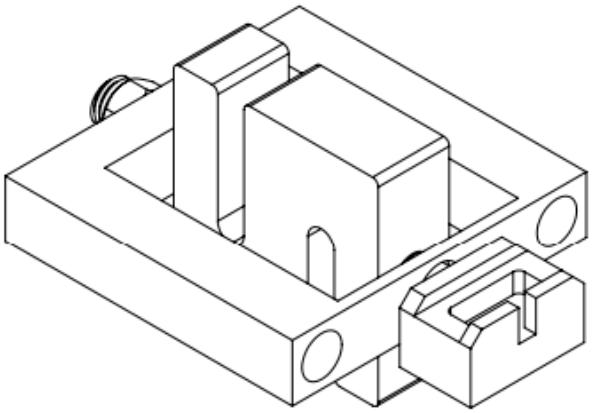


Figura 2- 44. Vista isométrica conjunto celda y marco

2.7.1.2 Diseño de marco y mordaza simple

Diseño y verificación del marco simple y la mordaza vinculada al marco

Marco simple

Tanto el marco como la mordaza simple, al no tener ningún requerimiento geométrico, más que el mínimo necesario que indica la separación de ambos tornillos de movimiento no necesitó un análisis demasiado complejo para su diseño. El diseño que se propuso fue el que se indica en la Figura 2-45.

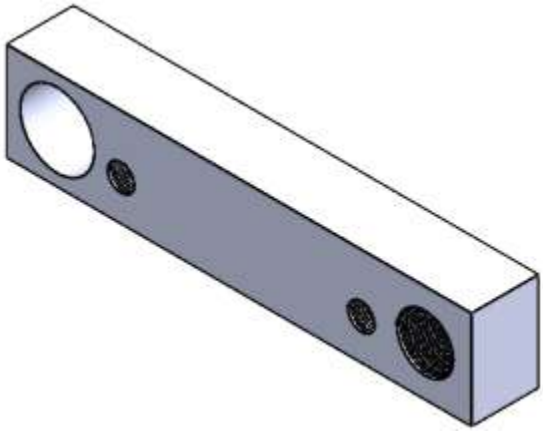


Figura 2- 45. Diseño de marco simple

Como puede observarse, posee un agujero de diámetro superior en su lado izquierdo, en el cual se soldará a tope un buje roscado. El motivo de incluir este tipo de estrategia en el diseño es exclusivamente de montaje, ya que otorgara un grado de libertad para poder alinear el sistema completo con ambos tornillos. En la Figura 2- 46 se puede observar la vista frontal del sistema, y un corte para visualizar las roscas de menor diámetro, que sirven para acoplar la mordaza al marco.

SECCIÓN M-M

(a)

(b)

Figura 2- 46. Vista frontal (a). Corte (b).

Con respecto al material de fabricación, se utilizará el mismo que se seleccionó para el marco de celda de carga, con lo cual, no será necesario verificar la resistencia a los esfuerzos de tracción, ya que posee un espesor mayor, con lo cual, se esperaría que la resistencia será mejor.

Mordaza vinculada al marco simple

Por otro lado, la configuración geométrica propuesta para la mordaza acoplada al marco simple se observa en la Figura 2- 47. El tipo de unión presente entre la mordaza y el marco simple es mediante tornillos del tipo Allen, ya que proporcionan un buen agarre y una excelente resistencia a la tracción. Particularmente para nuestro diseño, se seleccionó un tornillo **M5x0,8**, que posee las características mencionadas en la Tabla 2- 12.

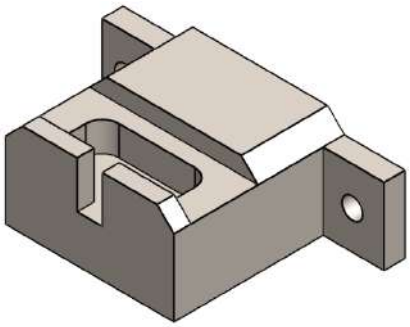
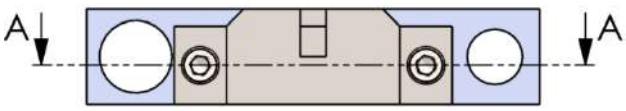


Figura 2- 47. Mordaza simple

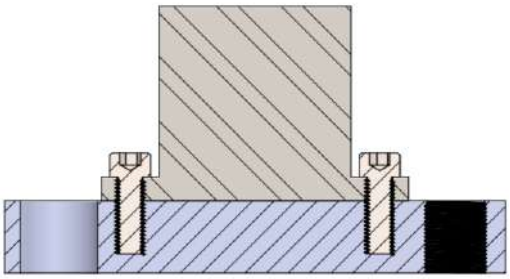
Tabla 2- 12. Datos del tornillo a utilizar

DIAMETRO [MM]	PASO [MM]	LONGITUD ROSCADA [MM]	CLASE
5	1,8	16	12.6

Las características de la unión se pueden observar en el esquema indicado en la Figura 2- 48



(a)



(b)

Figura 2- 48. Unión mordaza+marco simple. (a) Vista frontal, (b) corte.

2.7.1.3 Diseño y verificación de unión Marco-Mordaza

Con el fin de verificar si dicha unión logra soportar una carga axial de **500 Kg**, permaneciendo unida durante el ensayo, se calculó la precarga mínima necesaria que asegura una correcta unión de ambas piezas. Si bien, existen varias formas de realizar cálculos de uniones no permanentes, se tomó como referencia el libro**:" Diseño de máquinas, 4ta edición, NORTON"**

El sistema bajo tensión está representando en la Figura 2- 49:

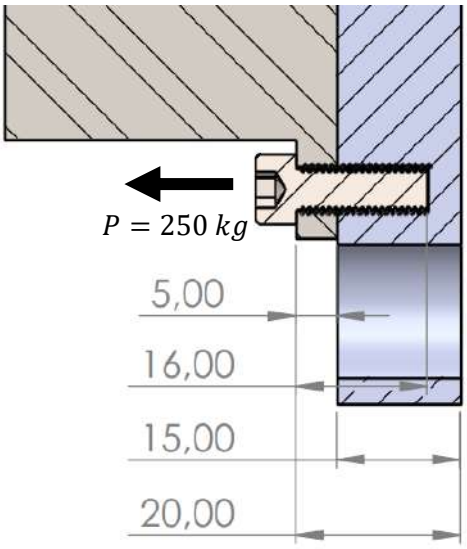


Figura 2- 49. Unión atornillada bajo esfuerzo

En el momento de la realización del ensayo, cada tornillo, estará sometido a la mitad del esfuerzo máximo de diseño. Con lo cual, deberán soportar un esfuerzo de 250 Kg, y asegurar una unión eficiente. Al realizar un ajuste sobre el tornillo, el mismo se estira, mientras que las partes a unir se comprimen, una cierta cantidad, que dependerá del módulo de elasticidad de los componentes. La constante de elasticidad de una barra cilíndrica está dada por:

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad (108)$$

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} \quad (109)$$

Generalmente los materiales a unir son diferentes, con lo cual:

$$\frac{1}{k_t} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \cdots \frac{1}{k_n} \quad (110)$$

La constante teórica de resorte para un perno redondo de diámetro d, con una longitud de cuerda cargada axialmente dentro de la zona de sujeción y de longitud l, como se indica en la Figura 2- 50, es:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l - l_t}{A_b E_b} \quad (111)$$

$$k_b = \frac{A_t A_b}{A_b l_t + A_t l_s} E_b \quad (112)$$

donde A_b es el área total de la sección transversal, A_t (Tabla 2- 13) es el área de esfuerzo por tensión del perno y $l - l_t$ es la longitud del vástago sin cuerda. Como en nuestro caso, $l_t = l$ entonces:

$$k_b = \frac{A_t E_b}{l_t} = \frac{14{,}18\ [mm]200000[MPa]}{16\ [mm]} = 177250\left[\frac{N}{mm}\right] \quad (113)$$

Para la geometría de la unión:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1}E_1} + \frac{l_2}{A_{m2}E_2} = \frac{4l_1}{\pi {D_{ef1}}^2 E_1} + \frac{4l_2}{\pi {D_{ef2}}^2 E_2} \quad (114)$$

Y suponiendo que ambos materiales a unir son iguales, podemos decir que:

$$k_m = \frac{\pi {D_{ef1}}^2}{4}\frac{E_m}{l} \quad (115)$$

siendo l, el espesor de la unión, E_m el módulo de elasticidad del acero y D_{ef} el diámetro efectivo.

En el caso planteado en la Figura 2- 49, la constate de rigidez del material resulta:

$$k_m = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}\frac{E_m}{l} = \frac{\pi(33{,}5[mm]^2 - 12{,}54[mm]^2)}{4}\frac{200000[MPa]}{20[mm]} = 8617781{,}34\left[\frac{N}{mm}\right]$$

El comportamiento tanto de la junta como el perno se puede analizar de la Figura 2-50. En la Figura 2-50(a) se puede observar que, con la precarga, la pendiente del perno es positiva, debido a que el mismo se alarga, y la pendiente de la unión resulta negativa, ya que sufre una compresión. Cuando se aplica una carga externa P (Figura 2-50b), se genera una deformación adicional $\Delta\delta$ en el perno y en los materiales de la junta. Esta deflexión adicional, genera una reducción sobre el esfuerzo en la junta (P_m), llevando la rigidez del material hacia el punto D, con un valor F, y el perno experimenta un aumento de carga P_b, llevando la rigidez hacia el punto C con un nuevo valor P_b.

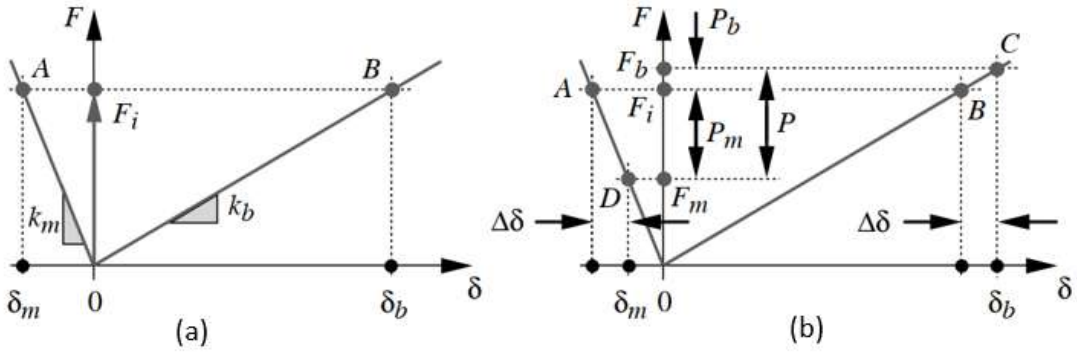


Figura 2- 50. Comportamiento del tornillo y la unión del material. (a)Fuerza de precarga y deformación inicial. (b) Deformación por carga y fuerza resultante.

La carga aplicada entonces, se puede dividir en dos componentes, una tomada por el material (P_m) y una por el perno (P_b)

$$P = P_b + P_m \quad (116)$$

La carga de compresión sobre el material resulta:

$$F_m = F_i - P_m \quad (117)$$

Y la carga de tracción sobre el tornillo se puede calcular como:

$$F_b = F_i + P_b \quad (118)$$

Se puede observar, que, si la carga aplicada P es lo suficientemente grande, como para que su componente P_m exceda la fuerza F_i, entonces la junta se separará.

La elongación producto de la fuerza externa P, se puede escribir como:

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{K_b} = \frac{P_m}{K_m} \quad (119)$$

$$P_b = \frac{K_b}{K_m} P_m = \frac{K_b}{K_m + K_b} P \quad (120)$$

donde C se conoce como constante de rigidez de la junta. En el caso de la unión entre la mordaza y el marco simple resulta:

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} = 0{,}02015 \quad (121)$$

Con lo cual se puede reescribir los esfuerzos en el tornillo y en la junta como:

$$P_b = CP \quad (122)$$
$$P_m = (1 - C)P \quad (123)$$

sustituyendo las expresiones de P_b y P_m en las ecuaciones (87) y (88), obtenemos las expresiones de la carga en el perno y el material en función de la carga aplicada P

$$F_m = F_i - (1 - C)P \quad (124)$$

$$F_b = F_i + CP \quad (125)$$

El esfuerzo de tensión máximo en el perno se puede calcular como:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad (126)$$

Al tratarse de un esfuerzo uniaxial, el esfuerzo de Von Mises y el esfuerzo de tensión aplicado es el mismo, por ende, el factor de seguridad contra la fluencia se calcula como:

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (127)$$

El valor de S_y, definido como tensión de fluencia, lo podemos obtener de la Tabla 2- 13

La carga P_o requerida para separar las juntas, se obtiene haciendo $F_m = 0$

$$P_o = \frac{F_i}{(1-C)} \quad (128)$$

El factor de seguridad de junta se puede calcular como:

$$N_{separacion} = \frac{P_0}{P} \quad (129)$$

El cálculo de la precarga del sistema compuesto por el marco y la mordaza simple se estimó como un porcentaje de la tensión mínima de prueba del tornillo, obtenida de la Tabla 2- 13. Para un tornillo Clase 12.9 le corresponde una carga mínima de prueba de 970 $[MPa]$

$$F_i = A\%\, S_p A_t \quad (130)$$

Siendo A, el porcentaje correspondiente a la tensión de prueba.

Tabla 2- 13. Características del tornillo en función de la clase.[18]

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6–M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5–M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3–M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6–M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6–M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Para determinar la precarga mínima requerida que asegure una correcta unión de los materiales, se realizó una variación entre 0 y 100% de S_p. Los resultados se listan en la Tabla 2- 14

Tabla 2- 14. Resultados de la unión atornillada en función del porcentaje de apriete

A%	F_i $[\overrightarrow{Kg}]$	C	P $[\overrightarrow{Kg}]$	P_0 $[\overrightarrow{Kg}]$	N_{sep}	P_b $[\overrightarrow{Kg}]$	F_b $[\overrightarrow{Kg}]$	σ_b $[Mpa]$	A_t $[mm^2]$	S_p $[Mpa]$	S_y $[Mpa]$	N_y
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	15,00
0,10	140,35	0,02	250,00	143,24	0,57	5,04	145,39	100,48	14,18	970,00	1100,00	10,95
0,20	280,71	0,02	250,00	286,48	1,15	5,04	285,74	197,48	14,18	970,00	1100,00	5,57
0,30	421,06	0,02	250,00	429,72	1,72	5,04	426,10	294,48	14,18	970,00	1100,00	3,74
0,40	561,41	0,02	250,00	572,96	2,29	5,04	566,45	391,48	14,18	970,00	1100,00	2,81
0,50	701,77	0,02	250,00	716,20	2,86	5,04	706,80	488,48	14,18	970,00	1100,00	2,25
0,60	842,12	0,02	250,00	859,44	3,44	5,04	847,16	585,48	14,18	970,00	1100,00	1,88
0,70	982,47	0,02	250,00	1002,68	4,01	5,04	987,51	682,48	14,18	970,00	1100,00	1,61
0,80	1122,82	0,02	250,00	1145,91	4,58	5,04	1127,86	779,48	14,18	970,00	1100,00	1,41
0,90	1263,18	0,02	250,00	1289,15	5,16	5,04	1268,22	876,48	14,18	970,00	1100,00	1,26
1,00	1403,53	0,02	250,00	1432,39	5,73	5,04	1408,57	973,48	14,18	970,00	1100,00	1,13

Graficando N_{sep} y N_y en función del porcentaje de la tensión mínima de prueba del tornillo se obtuvieron las curvas indicadas en la Figura 2- 51:

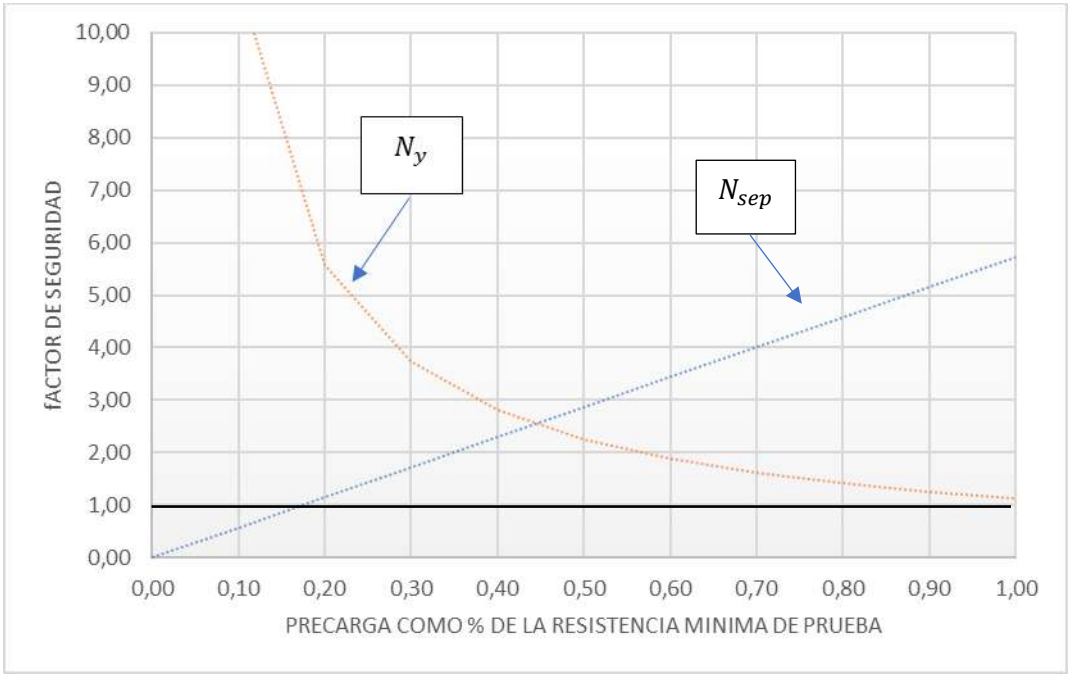


Figura 2- 51. Variación de los factores de seguridad en función de la precarga

Se puede observar que para valores mayores a un 20% de la resistencia mínima de prueba del tornillo, se puede asegurar un factor de seguridad de junta mayor que uno, con lo cual, la precarga deberá ser, como mínimo:

$$F_i = (0{,}2)970[MPa]14{,}81[mm^2] = 2750{,}92[N] = 280{,}71[\overrightarrow{Kg}] \quad (131)$$

Particularmente para este proyecto, se seleccionó porcentaje de tensión de prueba del 40%. Los resultados del esfuerzo en el tornillo para este nivel de carga se pueden observar en la Tabla 2- 14. El conjunto final se puede observar en la Figura 2- 52:

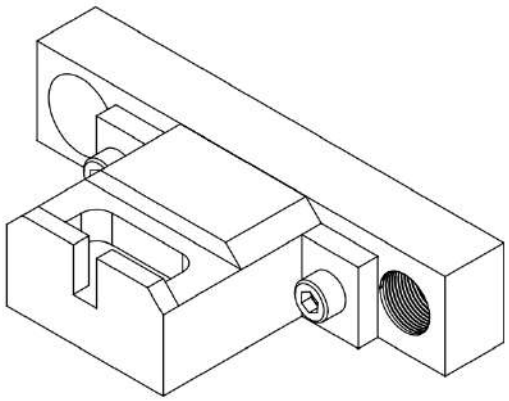


Figura 2- 52.Ensamble final celda+marco simple

2.8 CONLUSIONES

El desarrollo del subsistema mecánico representó una etapa clave dentro del diseño integral del dispositivo de ensayo. A partir de los requerimientos funcionales del sistema, se definió una estructura robusta y de bajo costo, que permite aplicar y sostener cargas de tracción sobre probetas de pequeñas dimensiones.

Se priorizó la utilización de materiales disponibles en el mercado local, como acero SAE 1045 y SAE 4140, en conjunto con procesos de mecanizado convencionales para facilitar su fabricación.

Durante el diseño se aplicaron criterios de manufacturabilidad y simplicidad, permitiendo no solo una ejecución más ágil del prototipo, sino también la posibilidad de futuros ajustes o mejoras sin rediseñar todo el sistema. La posibilidad del reemplazo de las mordazas en los marcos permite ajustar el dispositivo a distintas geometrías de probeta, para distintos tipos de estudio.

La elección del sistema de transmisión mediante tornillo y engranajes, así como la disposición de las mordazas y guías, fue realizada con fundamentos técnicos que aseguran estabilidad, precisión y facilidad de armado.

En conjunto, el subsistema mecánico resultante cumple con los objetivos de diseño propuestos, garantizando resistencia estructural, facilidad de montaje y bajo costo, lo cual lo convierte en una solución viable y replicable en entornos de laboratorio o investigación.

Finalmente, el **subsistema mecánico de transmisión** completo se puede observar en la Figura 2- 53. Los principales componentes/sistemas que lo componen son:

- Un motor paso a paso Nema 23.
- Un sistema de reducción formado por 4 engranajes que permiten aplicar el torque requerido.
- Dos tornillos de movimiento con roscas izquierda y derecha.
- Un sistema de 3 engranajes para lograr trasmitir el movimiento de un tornillo al otro.

- Un marco diseñado para contener la celda de carga, con la mordaza adosada directamente a la celda, para registrar las fuerzas comprometidas durante el ensayo.
- Un marco simple, con su mordaza correspondiente.
- Un sistema de apoyos que soporta adecuadamente las reacciones en los engranajes.
- Una estructura metálica que permite vincular los diferentes componentes del sistema.

Todos estos componentes, permiten obtener un esfuerzo uniaxial de 500 Kg, para llevar adelante la realización del ensayo.

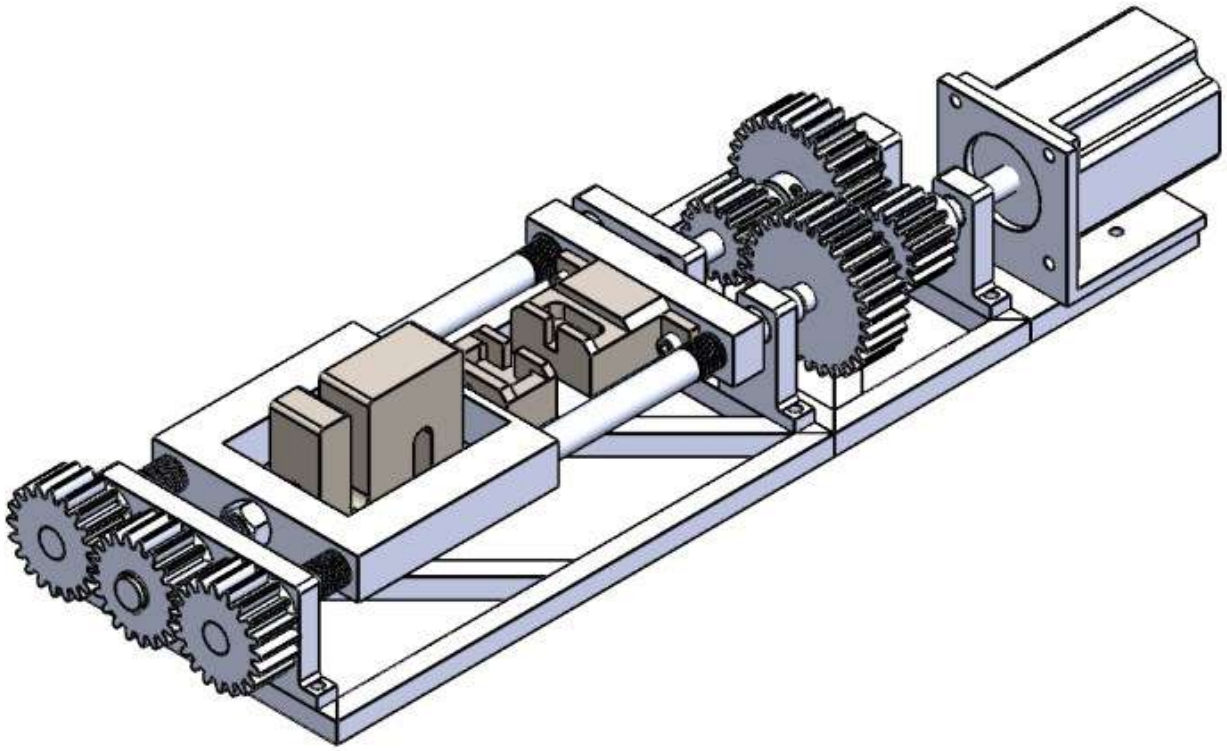


Figura 2- 53. Ensamble final subsistema mecánico

3 CAPITULO 3

SUBSISTEMA SENSOR

En este capítulo se presentará el detalle de cada uno de los componentes perteneciente a este subsistema, junto con las consideraciones y los cálculos necesarios para verificar su correcto funcionamiento y montaje. A su vez, para cada sensor utilizado, se presentarán las estrategias y elementos utilizados para desarrollar el acondicionamiento de las respectivas señales.

Tal como se explicó en el Capítulo 1: "Características generales de diseño", será necesario registrar valores de fuerza y desplazamiento, por lo que el subsistema sensor estará compuesto por una celda de carga tipo S, encargada de registrar los esfuerzos que se realicen sobre la probeta, y un sensor óptico encargado de registrar el desplazamiento. Las consideraciones de diseño de ambos componentes se pueden observar en la subsección de requerimientos globales de diseño del Capítulo 1. El sensor de desplazamiento deberá tener un rango de por lo menos ***0,2 mm*** y el sensor de fuerza, deberá ser capaz de medir una fuerza de ***500 kg*** en tracción.

3.1 SENSOR DE FUERZA

El desarrollo de esta subsección se centrará en la adecuación de la señal que se enviará desde la celda de carga hacia la placa Arduino.

Tal como se comentó en el capítulo ***Subsistema mecánico***, se logró diseñar un marco a, que permite alinear la celda de carga directamente con la muestra a ensayar. De esta forma, los esfuerzos registrados en la probeta serán medidos por la celda de carga, disminuyendo al mínimo posible toda perturbación que pueda interferir con la señal a registrar.

Será ahora necesario contar con un sistema de amplificación y adecuación para que la placa Arduino pueda adquirir en tiempo valor los esfuerzos a medida que se realiza el ensayo de tracción.

3.1.1 Acondicionamiento de señal

La celda de carga tipo S no es más que una configuración de galgas extensiométricas formando un puente de Wheatstone. De esta forma, un cierto nivel de deformación puede traducirse en una variación de tensión, siendo este el valor registrado para determinar la fuerza realizada durante el ensayo.

Según los datos que figuran en el datasheet de la celda de carga, la misma posee una sensibilidad de **2 mV/V** y, teniendo en cuenta que la alimentación nominal resulta ser **12 V**, se obtendrá una salida de de **24 mV** a fondo de escala. Para estos niveles de tensión, se requiere una amplificación adecuada de la tensión para poder ser utilizado con Arduino, teniendo en cuenta que dicha placa, trabaja en el rango de **0 a 5 V**. Si bien existen diferentes estrategias tanto comerciales como posibilidades de fabricación propia, en este caso se decide utilizar módulos comerciales fácilmente disponibles en el mercado y de relativo bajo costo. Para la realización de la amplificación de la señal, se propone utilizar el **módulo AD620**, mientras que también se propone utilizar un conversor

analógico digital **ADS1115**, con el fin de mejorar la calidad de la señal y así tener una mejor lectura de la misma. A continuación, se describe brevemente las características principales de ambos módulos.

3.1.1.1 Módulo AD620

El módulo AD620 es un amplificador operacional, ideal para utilizar en sistemas que requieran una alta precisión en la amplificación de una señal analógica.

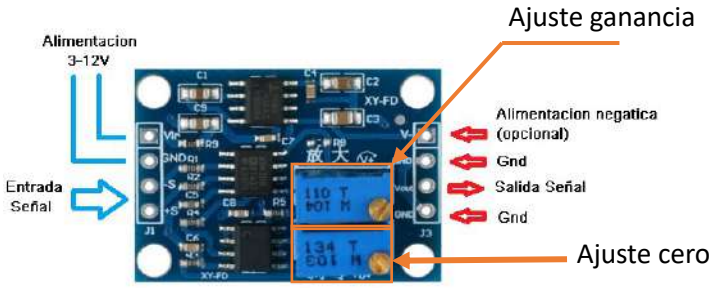


Figura 3- 1. Detalle módulo AD620. [21]

Las características principales que posee este módulo son:

- Voltaje de operación DC: 3V ~ 12V
- Señal de Voltaje en la entrada (Vin): 100 uV ~ 300 mV
- Rango de la Señal de Salida: ± (Vin - 2V)
- Rango de Salida Máxima: ± 10V
- Tensión de compensación: 50 µV
- Rechazo del modo común: 100 dB
- Amplificación Ajustable: 1.5 ~ 1000 veces
- Cero Ajustable mediante Trimmer
- Desviación de tensión Offset Máximo: 0,6 µV / °C

Como se mencionó en el **Capítulo 1**, Arduino UNO permite señales de 0 a 5V. Considerando que la señal enviada por la celda de carga es un voltaje en mV, resulta necesario amplificar la señal a un valor que acepte el microcontrolador. Teniendo en cuenta la sensibilidad de la celda de carga, utilizando la ***ecuación 1***, es posible obtener el valor de voltaje que entrega a fondo de escala como:

$$Señal = \frac{Carga(Kg) \times Sensibildiad\left(\frac{mV}{V}\right) \times Voltaje\ de\ exitacion(V)}{Capacidad\ de\ celda\ de\ carga\ (Kg)} \quad (132)$$

$$Señal = \frac{500(Kg) \times 2\left(\frac{mV}{V}\right) \times 12(V)}{500\ (Kg)} = 24\ mV \quad (133)$$

y, suponiendo que se quiere amplificar este valor de tensión a valores que sean registrables para la placa Arduino mega, se puede obtener el valor de ganancia necesario utilizando la ***ecuación 134***:

$$\frac{v_o}{v_i} = \frac{5\ V}{0{,}024\ V} = 208 \quad (134)$$

Partiendo de la función de transferencia del amplificador operacional, la resistencia que se deberá ajustar en el módulo de amplificación se calculará con la ***ecuación 135***

$$G = \frac{49{,}4\ k\Omega}{RG} + 1 \quad (135)$$

$$RG = \frac{49{,}4\ k\Omega}{G - 1} = 238\ \Omega (136)$$

Para la alimentación de la celda de carga, se propone utilizar una fuente de tensión continua, cuya selección se deberá realizar no solo por la tensión nominal necesaria para la celda de carga de 12 V, sino también, considerando la corriente necesaria que deberá suministrar al puente de wheatstone. Sabiendo que la celda de carga tipo S posee una resistencia de entrada de 400 $\pm$ 20Ω, para una tensión de alimentación de 12 V, deberá circular una corriente aproximadamente de 24 mA.

3.1.1.2 Módulo AD1115 Conversor A/D

Si bien las placas Arduino suelen tener un conversor A/D, en muchos casos prácticos, es necesario obtener una mejor resolución de la señal a medir. En el caso de Arduino Uno, las entradas analógicas disponen de 10 bits de resolución, lo que proporciona 1024 niveles digitales, lo que a 5V **supone una precisión de la medición de +-2,44mV**. Bajo esta consideración, al lograr una amplificación que nos entregue una señal de 5V a fondo de escala, es decir, que represente una fuerza de tracción de 500 KG, obtendríamos que, para variaciones de 1 Kg, la señal entregada seria de 10mV, muy por debajo de la resolución que nos entrega el conversor A/D de Arduino. Por este motivo, surge la necesidad de utilizar un conversor A/D externo. Se propone el módulo comercial AD1115 (Figura 3-6), el cual posee una precisión de 16 bit a 860 muestras por segundo.

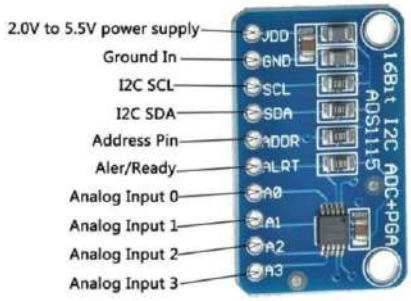


Figura 3- 2. Descripción de módulo AD1115. [22]

Las características más importantes de este módulo son:

- Voltaje de Alimentación: 2.0V- 5.5V DC
- Corriente de alimentación: 200uA en modo de lectura continua, y un modo de auto apagado 5uA
- Interfaz con microcontrolador: I2C
- Chip principal: ADS1115
- Muestras por segundo: 8 - 860
- Voltaje de referencia estabilizado interno
- 4 canales en modo individual, 2 canales en modo comparador

- Comparador programable
- Dirección I2C: seleccionable con el pic addr, hasta cuatro direcciones 0x48-0x4B.
- Circuito de acondicionamiento con divisor de voltaje y filtro RC
- Rango de ganancia programable: 1-128
- PCB tamaño: 2.55 x 0.90cm / 1.00 """"x 0.35""""" (L x W)

La resolución del conversor A/D se podrá calcular mediante la ***ecuación 137***:

$$resolucion = \frac{1}{2^n} \quad siendo\ n\ la\ cantidad\ de\ bit\ del\ convertidor \quad (137)$$

$$resolucion = \frac{1}{2^{16}} = 0{,}0000152 \quad (138)$$

Como la señal analógica viene amplificada con una variación entre 0 y 5 V, utilizando la ***ecuación 139*** se obtendrá una sensibilidad de:

$$sensibilidad = \frac{5\ V}{0{,}0000152} = 0{,}07629\ mV \quad (139)$$

con lo cual, con este conversor A/D, se podrá registrar variaciones de 0,07629 mV, que con el convertidor A/D que trae integrado la placa Arduino uno no sería posible.

Teniendo en cuenta la utilización del módulo ADS1115, se deberá ajustar la ganancia del AD620 para no generar tensiones de salida mayores a 4,096 V, valor máximo admitido por el ADS1115.

Con lo cual, utilizando la ecuación (3), se calculó la ganancia que se deberá ajustar en el AD620

$$\frac{v_o}{v_i} = \frac{4{,}096\ V}{0{,}024\ V} = 170{,}7$$

Este valor nos indica un valor de $RG = 291\ \Omega$

3.1.2 Conexión entre celda de carga, y placa Arduino UNO

Como resultado de lo planteado en las subsecciones anteriores, el circuito de medición de fuerza estará compuesto por:

- Fuente de tensión de 12 V de continua
- Celda de carga tipo S
- Amplificador operacional AD620
- Conversor A/D AD1115
- Placa Arduino Uno
- Cables de conexión

En la Figura 3- 3 se presenta un esquema general de la conexión del circuito de medición de fuerza.

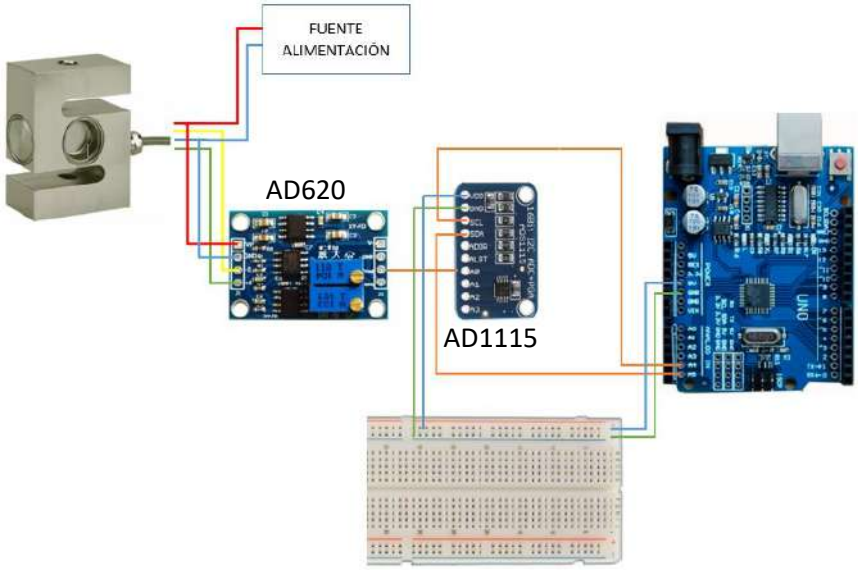


Figura 3- 3. Representación esquemática de la conexión entre el sistema sensor de carga y el microcontrolador Arduino.

3.2 SENSOR DE DESPLAZAMIENTO

Para obtener un valor de deformación, es necesario registrar el desplazamiento que está experimentando el material a ensayar cuando es expuesto a una solicitación de tracción. Tal cual lo presentado en el Capítulo 1**,** se propone utilizar un sensor de desplazamiento con ***fibra óptica.***

3.2.1 Breve reseña de los sensores de fibra óptica

Los sensores con fibra óptica utilizan luz para medir una perturbación externa y fibra óptica para transmitir esa luz. La configuración general de un sensor de este tipo se muestra en la Figura 3- 4. La configuración consta de una fuente de luz, un sistema de sensado y un detector óptico interconectados con fibra óptica.

Figura 3- 4. Diagrama general de un sensor de fibra óptica. [3]

En función de cómo se realice la medición de la perturbación externa se clasifican usualmente en dos grandes clases: extrínsecos e intrínsecos:

3.2.1.1 Sensores extrínsecos:

Comprenden aquellas aplicaciones en las que la fibra actúa solamente como guía de onda llevando luz hasta una "caja negra", que modula el haz en respuesta al parámetro que se pretende medir. Esta información puede estar codificada en intensidad, fase, frecuencia, estado de polarización, contenido espectral, etc.

3.2.1.2 Sensores intrínsecos:

También llamados "all-fiber sensors", utilizan la fibra óptica como guía de onda hasta el lugar donde la magnitud de interés se quiere medir, pero a diferencia del caso anterior, la perturbación externa actúa directamente sobre la fibra. La luz permanece dentro de la fibra en todo momento.

3.2.1.3 Sensores tipo Y

En algunos casos, el tipo de sensor más simple de construir es aquel basado en la modulación de intensidad (es decir que responde al cambio de intensidad de la luz). Los sensores por intensidad resultan relativamente sencillos, requieren unos pocos elementos y componentes electrónicos. Existen distintas configuraciones o arreglos conocidos para construir ese tipo de sensores (ver Apéndice II), dentro de las cuales está el arreglo tipo "Y", encuadrado dentro de los sensores extrínsecos, donde dos tramos de fibra óptica independientes el uno del otro, son dispuestos como se indica en la Figura 3- 5. Ambos tramos son vinculados rígidamente en sus extremos para garantizar posición relativa constante entre ellos, y próximos a una superficie de medición. Debido a la disposición en la que se encuentran las dos fibras, que se asemeja a una letra "Y", se lo denomina usualmente sensor tipo Y. El primer tramo de fibra conduce la luz desde el circuito emisor hasta proyectarla sobre la superficie de medición. Parte de la luz reflejada es acoplada por el segundo tramo de fibra y guiada hasta el sensor, constituido por un fotodiodo y un circuito de acondicionamiento de la señal.

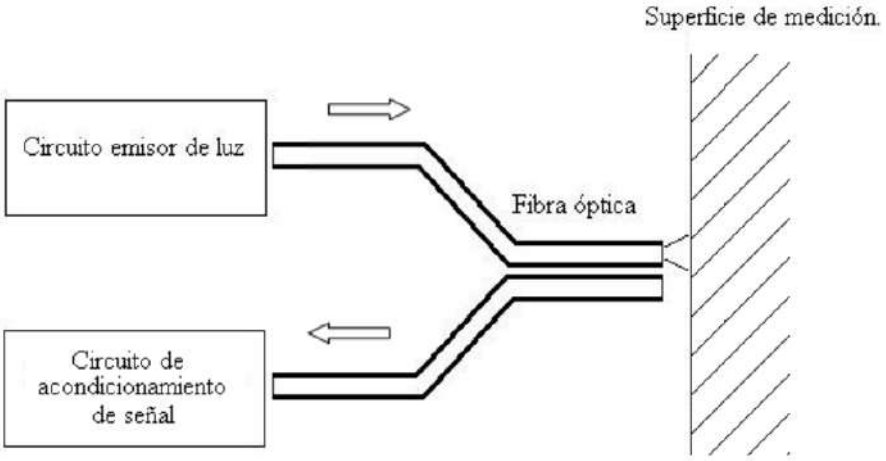


Figura 3- 5. Configuración tipo Y. [3]

La cantidad de luz acoplada por el último tramo de fibra óptica es dependiente de la geometría empleada en la construcción de la punta sensora, de las dimensiones de las fibras ópticas empleadas, de las condiciones del medio (índice de refracción), de la distancia entre el arreglo y la superficie a ser medida, y de la reflectividad de la misma. Sin embargo, para un cierto sensor ya

construido, y asumiendo que las condiciones del medio no varían durante la medición, la cantidad de luz acoplada se asocia directamente con la distancia de separación entre el sensor y la superficie, pudiéndose utilizar eficientemente como distanciómetro.

El comportamiento de estos sensores es ampliamente conocido, y presenta una respuesta como la que se muestra a continuación, Figura 3- 6. En esta curva experimental típica, se observan diferentes singularidades. Cuando la distancia a la superficie de medición es nula, no hay acople de luz por reflexión, lo cual se traduce en potencia de salida nula. A medida que la distancia de separación aumenta, comienza a aumentar también la cantidad de luz registrada hasta encontrar un punto óptimo en el cual este acople se maximiza. En esta condición se encuentra el punto de pendiente nula, que debe ser evitado por la ambigüedad que conlleva (una variación de señal no indica el sentido del desplazamiento) si se pretende realizar mediciones aprovechando el comportamiento lineal. En el primer tramo de la curva la pendiente es positiva, prácticamente lineal y de gran sensibilidad. Para distancias mayores, la cantidad de luz acoplada hacia el sensor comienza a disminuir debido a que la distancia recorrida es mayor y la densidad óptica acoplada va en decremento. En consecuencia, se observa una pendiente negativa de mayor rango de trabajo, pero de menor sensibilidad y solo lineal por tramos.

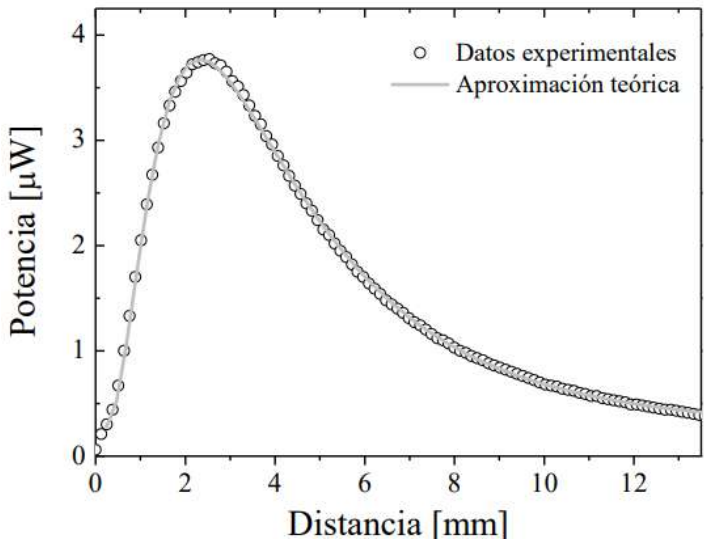


Figura 3- 6. Respuesta del sensor en función de la distancia a la superficie de medición. [3]

Estos aspectos caracterizan cualitativamente la respuesta de un sensor Y. Sin embargo, las características constructivas de cada diseño en particular y las condiciones ambientales en las que trabaje, darán lugar a una particular curva de respuesta. Parámetros geométricos como diámetros de las fibras, separación o inclinación entre ellas, así como la forma de la superficie de medición, definen la distancia de separación para la cual se produce el óptimo acople de luz. En conjunto con ellos intervienen la reflectividad de la superficie, el índice de refracción del medio y la configuración empleada en el circuito de medición, determinando el valor máximo de la señal.

Por tratarse de una técnica que correlaciona luz reflejada con desplazamiento, un pequeño cambio en la reflectividad puede confundirse con un hipotético movimiento. Esto implica, que la

reflectividad de la superficie resulte en un factor clave. Para minimizar este efecto, se utilizará como medio reflectivo una pieza de acero inoxidable pulida a espejo. Dicha pieza deberá contar con una inspección periódica buscando cambios en la superficie, para evitar mediciones erróneas.

Con esta respuesta el sensor Y puede trabajar como instrumento que aproxima muy bien a un instrumento de medición lineal, ya que permite, de forma confiable, traducir variaciones en la intensidad lumínica, en distancia desplazadas. Como observamos en la Figura 3- 6, el rango de linealidad estaria comprendido en tre 1 y 3 uW, que corresponde al rango entre 1 y 2 mm

Cabe destacar, que en caso de conocer la curva de transferencia, se podria realizar una correccion de los valores medidos sin suponer linealidad, es decir, se podria utilizar la curva de transferencia tal y como esta, siempre que esquivemos el punto de inflexion.

Por la simpleza en su construcción y su bajo costo, será, este modelo de sensor, el que se utilizará para el desarrollo.

3.2.1.4 Productos en el mercado

Actualmente es posible encontrar en el mercado distintos productos diseñados para medir distancias, o desplazamientos en forma no invasiva, mediante el uso de diversas técnicas ópticas. Cada producto, según la aplicación para la cual fue diseñado, cuenta con la capacidad de medir con una determinada precisión a una distancia nominal determinada y dentro de un cierto rango.

Los sensores comerciales que podrían emplearse en el tipo de verificaciones que aquí desean ponerse en práctica, no trabajan por intensidad. Son sensores que operan con un haz láser que incide en la superficie a medir. El haz que se refleja es captado por un arreglo lineal de fotodiodos, pudiéndose así determinar la distancia de separación con el módulo sensor. En ciertas ocasiones, este tipo de sensores resultan más confiable que los sensores por intensidad, dado que los valores de salida no dependen de las características de reflexión de la superficie sobre la cual se mide. Sin embargo, se trata siempre de sensores con una complejidad y costo superiores. En la mayoría de los casos, se trata de instrumentos diseñados para trabajar dentro de un proceso productivo, como herramienta de control del proceso, o bien empleados en control de calidad. Es así que suelen estar dotados de algunas funciones adicionales enfocadas a estas aplicaciones.

En Argentina es posible encontrar por pedido productos OPTEX (Japón), que presenta una amplia gama de instrumentos en sus catálogos (en el Apéndice III se muestran algunos de ellos).

3.2.2 Diseño del sensor

El funcionamiento del sensor tipo Y está basado en poder transformar la variación de luz, producto del desplazamiento de las mordazas, en una señal eléctrica, que dicho valor será adquirido por medio de una plaqueta Arduino. De esta forma, la variación de tensión estará asociada a una variación de desplazamiento. Para su funcionamiento, este sensor cuenta con dos grupos principales de circuitos:

- El *circuito de alimentación de la fuente de luz,* también llamado *circuito emisor de luz* o simplemente *circuito emisor*, encargado de poner en funcionamiento la fuente de luz propiamente dicha.

- El circuito de adaptación de señal, también llamado *circuito receptor* o *circuito detector,* encargado de recibir la luz de retorno y traducirla a una señal de tensión apropiada. Como receptor de la señal de entrada, y encarado de traducir la variación de distancia en una señal eléctrica, se propone utilizar un sensor fotodiodo ***OPT 101***. El OPT101 es un fotodiodo monolítico con amplificador de transimpedancia. El voltaje de salida aumenta linealmente con la intensidad de la luz. Esto lo hace adecuado para aplicaciones como instrumentos médicos, instrumentación de laboratorio, sensores de posición y proximidad, detectores de humo entre otros.

Para el circuito emisor, se propone la utilización de un led que emita con una longitud de onda $\lambda = 630[nm]$, mientras que, para el circuito receptor, se propone el uso de un sensor OPT, con una serie de componentes para realizar un adecuado tratamiento de la señal. Las fibras ópticas unidas a los circuitos emisores y receptores, se unen en la punta de medición. Es de vital importancia la ubicación relativa de las fibras ópticas con respecto al sensor OPT y al led, como también, a la distancia de separación entre ellas.

Los parámetros geométricos del sensor quedan establecidos por:

- Diámetro de las fibras ópticas.
- Ángulo de captación de las fibras
- Separación de las fibras.
- Terminación superficial de la fibra
- Posición de la fibra con respecto a la fuente.
- Posición de la fibra con respecto al fotodiodo.

A continuación, se describe la propuesta para el desarrollo de cada componente del sensor, discriminando entre la *punta de medición*, *el circuito emisor* y *el circuito receptor.*

3.2.1.1. Punta de medición

Para realizar la punta de medición, se propone la utilización de dos vainas (denominadas vaina fija y móvil) fabricadas por medio de impresión 3D, en los laboratorios de impresión del INTEMA. Se propone un diseño tal que la vaina móvil, deslice por dentro de la vaina fija, estando ambas vinculadas mecánicamente a las mordazas. Vale la pena remarcar que, si bien es sabido que bajo esta configuración se estaría sensando también las deformaciones elásticas producidas en las mordazas, dada la restricción geométrica facilidad del montaje se considera la opción más viable.

En la vaina móvil, se colocan las fibras ópticas correspondientes a los circuitos de emisión y recepción de señal, tal como se observa en la Figura 3- 7.

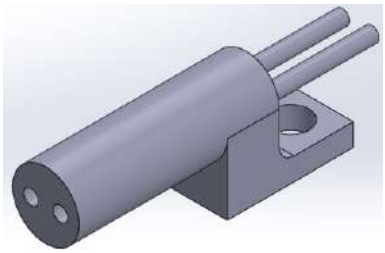


Figura 3- 7. Vaina con fibra óptica

Para dejar ambas fibras ópticas fijas en la vaina, se utilizará una resina epoxy específica, de forma tal que no se degraden las propiedades de la fibra óptica. Luego, será necesario pulir la superficie de la vaina que contiene ambas fibras, para optimizar la conducción de luz de un extremo al otro (pues se mejora la interfase fibra-aire y aire-fibra). Refinando la superficie de las caras, se busca aprovechar eficazmente el cono de aceptación de la fibra Figura 3- 8 también conocido como "apertura numérica" que mejora tanto la emisión como el acoplamiento de luz. La emisión y el acoplamiento de luz están comprendidos dentro de un cono de apertura. En las fibras de plástico el valor del ángulo del cono puede variar entre 17° y 40°, mientras que en las convencionales fibras de Silicio oscila entre 4° y 8°

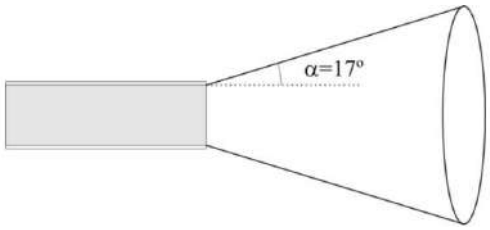


Figura 3- 8. Detalle de apertura numérica de fibra óptica. [3]

En una de las vainas, se colocará un espejo al final del recorrido tal como se observa en la Figura 3-10. Con el fin de evitar o eventualmente minimizar la influencia de la luz del entorno, el diámetro interno de la vaina fija es de 1mm mayor que el diámetro externo de la vaina móvil. Esto genera que sea posible introducir por completo la vaina móvil en toda la longitud de sensado (relacionada con el alargamiento máximo esperado en las probetas). En la Figura 3- 10 se puede observar el corte de ambas vainas, que conforman la denominada punta de medición, mientras que la representación esquemática del conjunto montado en el equipo se muestra en la Figura 3- 11.

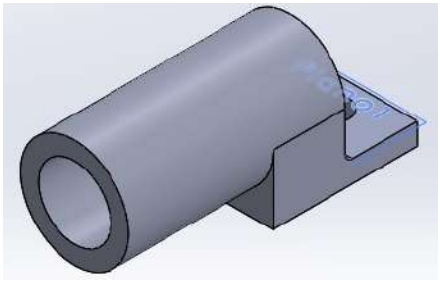


Figura 3- 9. Vaina con espejo

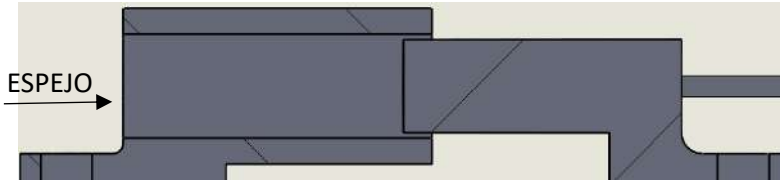


Figura 3- 10. Vista esquemática del conjunto

Como espejo se utilizará un disco de acero inoxidable pulido a "espejo", ya que los espejos convencionales introducirían errores en la medición.

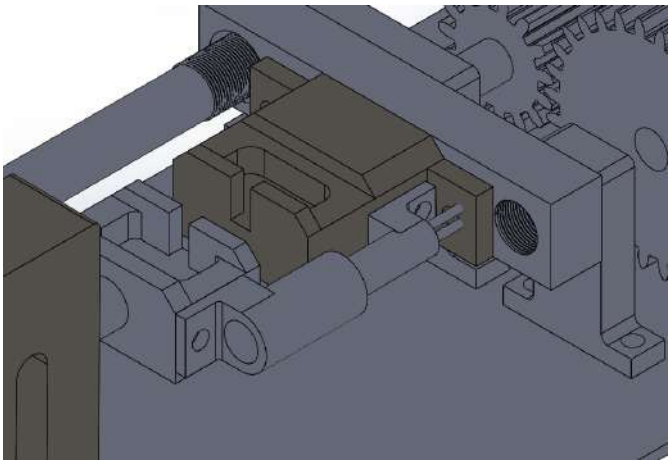


Figura 3- 11. Ubicación de ambas vainas

Como se puede observar en la Figura 3- 10, a medida que se desplazan las mordazas, lo harán las vainas solidarias a ella, y la variación de luz que recibirá la fibra óptica asociada al circuito receptor, se traducirá en un valor de desplazamiento. La longitud de la vaina que contiene las fibras (1) deberá tener un valor tal que, con el máximo desplazamiento, no salga de la vaina que contiene el espejo (2) y quede una longitud remanente que minimice el ingreso de luz.

3.2.2.1 Circuito emisor

El circuito emisor estará compuesto por:

- Led de alta potencia color rojo
- Resistencia limitadora de corriente
- Fuente de tensión continua

El led de alta potencia posee las siguientes características:

- Potencia: 3W
- Corriente: 150 mA
- Tensión de funcionamiento: 2,4 V

Como fuente de ***tensión continua***, se propone utilizar los 5V que entrega la placa Arduino Uno.

Utilizando estos datos, se calculó la resistencia limitadora de corriente:

$$R_{limitadora} = \frac{V_{fuente} - V_{funcionamiento}}{I_{led}} = \frac{5[V] - 2{,}4[V]}{150\ [mA]} = 17{,}33[\Omega] \quad (140)$$

Al calcular la potencia que disipa la resistencia obtenemos:

$$P = I^2 R_{limitadora} \cong 0{,}5[w] \quad (141)$$

Debido a que la potencia en la resistencia será aproximadamente de $0{,}5[w]$, se utilizará una resistencia comercial de $16\ [\Omega]$ de $1[w]$, tal como se observa en la Figura 3- 12.

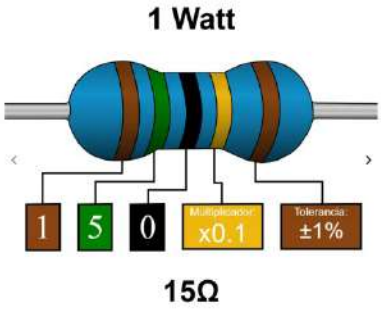


Figura 3- 12. Resistencia $3{,}9\ [\Omega]$ *y* $15[w]$. *[24]*

El esquema del ***circuito emisor*** está representado en la Figura 3- 13, donde Vi será el valor de tensión de 5V que entrega nuestra placa Arduino.

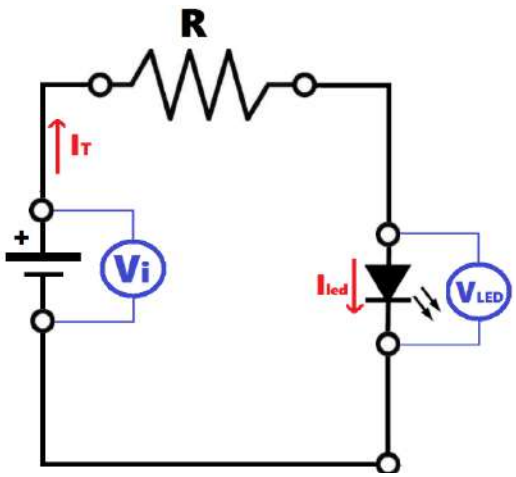


Figura 3- 13. Circuito de alimentación de led de alta potencia

Otro punto para tener en cuenta en el diseño es la ubicación relativa de la fibra óptica con respecto a la fuente de luz. Esto se debe a que este sensor opera midiendo la intensidad del haz de luz colectada, con lo cual, es de vital importancia asegurar que no haya variaciones espurias de luz que no provengan del parámetro a medir. Por lo tanto, es necesario mantener fija la posición de los extremos de las fibras que están asociadas a la fuente de luz y al fotosensor. A su vez, se busca maximizar el acoplamiento de luz emitido por el led, por lo que se propone el diseño adicional de una pieza denominada “zócalo de sujeción”, la cual está encargada de centrar la fibra óptica con respecto al led y minimizar el efecto de la luz externa El zócalo de sujeción constara de dos piezas, facilitando la colocación y el posterior pulido de la fibra óptica. Una vez realizado estos pasos, ambas piezas se pegarán mediante un pegamento adecuado y no se volverán a desmontar. A su vez, para garantizar que se concentren la mayor cantidad de haces de luz hacia la fibra óptica, se maquinara una cavidad con forma cónica.

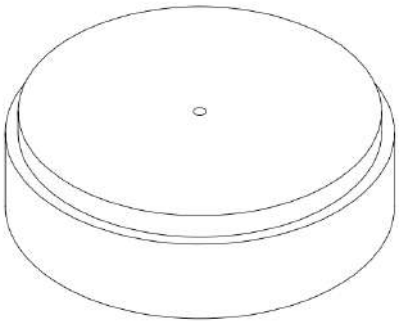


Figura 3- 14. Representación esquemática del montaje de LED de alta potencia en el zócalo de sujeción de la fibra que alimenta al extremo sensor.

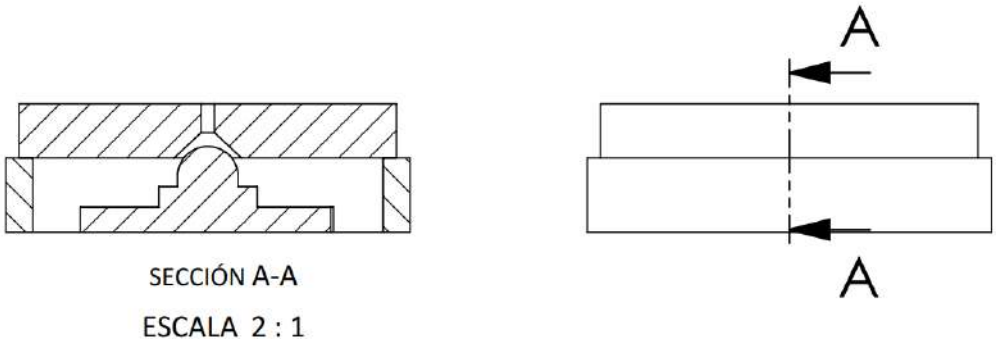


Figura 3- 15. Corte esquemático de zócalo de sujeción de fibra óptica

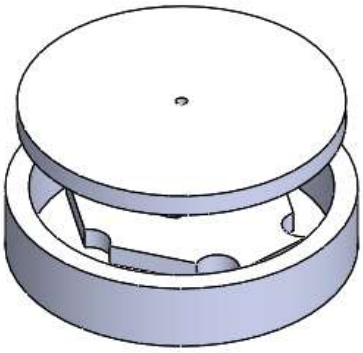


Figura 3- 16. Conjunto zócalo de sujeción

3.2.2.2 Circuito receptor

El circuito receptor es el encargado de recibir la señal de luz reflejada y devolver un valor tensión. Dicho valor, será recibido por el sistema de adquisición de datos, en nuestro caso se utilizará una placa Arduino UNO, y devolverá un valor de desplazamiento, asociado al valor de tensión leído. El Fotodiodo encargado de recibir la luz reflejada es un circuito integrado denominado OPT, tal como se mencionó anteriormente. Figura 3- 17

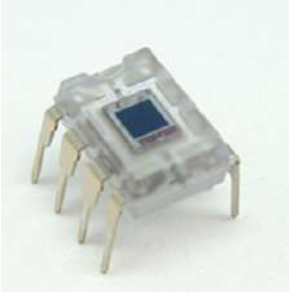


Figura 3- 17. OPT. [23]

Con ayuda del Laboratorio de Física Laser de la Facultad de Ingeniería de Mar del Plata, se utilizaron los siguientes elementos para la fabricación del circuito receptor:

- Inversor de tensión ICL7660
- 2 capacitores de 10 µF
- Diodo 1N4148
- 1 capacitor 104 de 0,1 µF
- Placa experimental de 5x5 cm

La descripción de los pines del sensor óptico OPT se muestra en la Figura 3- 18, mientras que el esquema final de conexión se muestra en la Figura 3- 19.

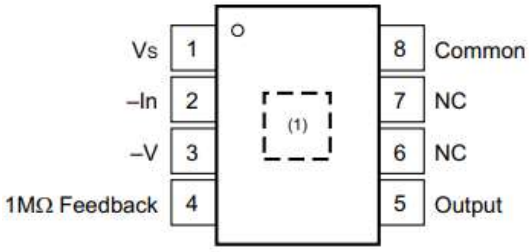


Figura 3- 18. Esquema de conexión OPT. [23]

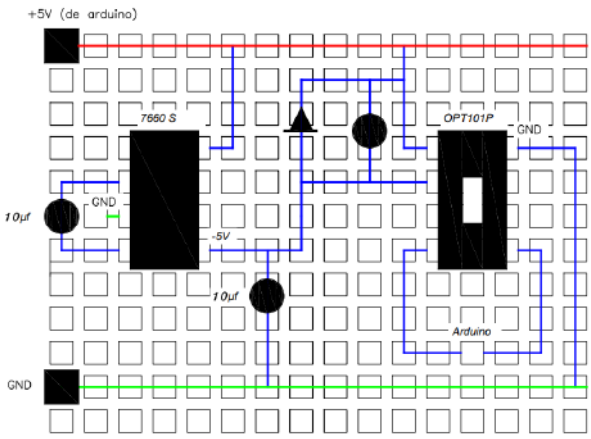


Figura 3- 19.Circuito receptor

Análogamente que lo propuesto para el circuito de emisión, se diseñó un soporte adecuado para que la fibra óptica se encuentre perpendicular al sensor OPT101, de esta forma, se eliminan las posibles variaciones de la señal provenientes del ambiente de trabajo, y se maximiza el acople de luz recibido. Una representación esquemática del montaje de sensor OPT en el zócalo de sujeción de la fibra se observa en la Figura 3- 20, mientras que el detalle del montaje y sujeción por medio de una vista en corte se presenta en la Figura 3- 21. Los planos de fabricación de cada uno de los componentes se presentan en **el Anexo 01**.

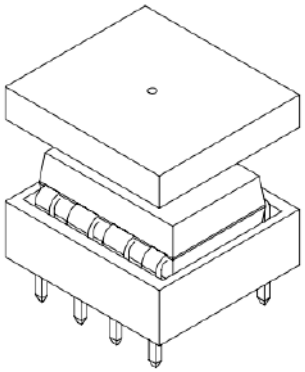


Figura 3- 20. Representación esquemática del montaje de sensor OPT en el zócalo de sujeción de la fibra

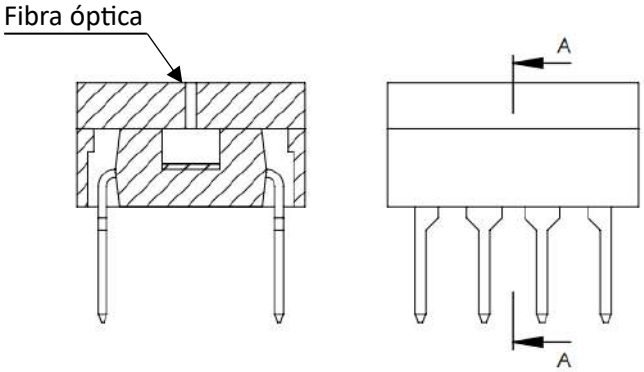


Figura 3- 21.Corte esquemático zócalo de sujeción de fibra óptica sobre OPT101

3.2.3 Esquema de conexión

La Figura 3- 22 presenta el esquema de conexión del circuito de medición de desplazamiento. La línea roja punteada representa la emisión de luz del led rojo, y la línea punteada negra, representa la fibra óptica de retorno, que se debe vincular al sensor OPT, representado por el zócalo de sujeción.

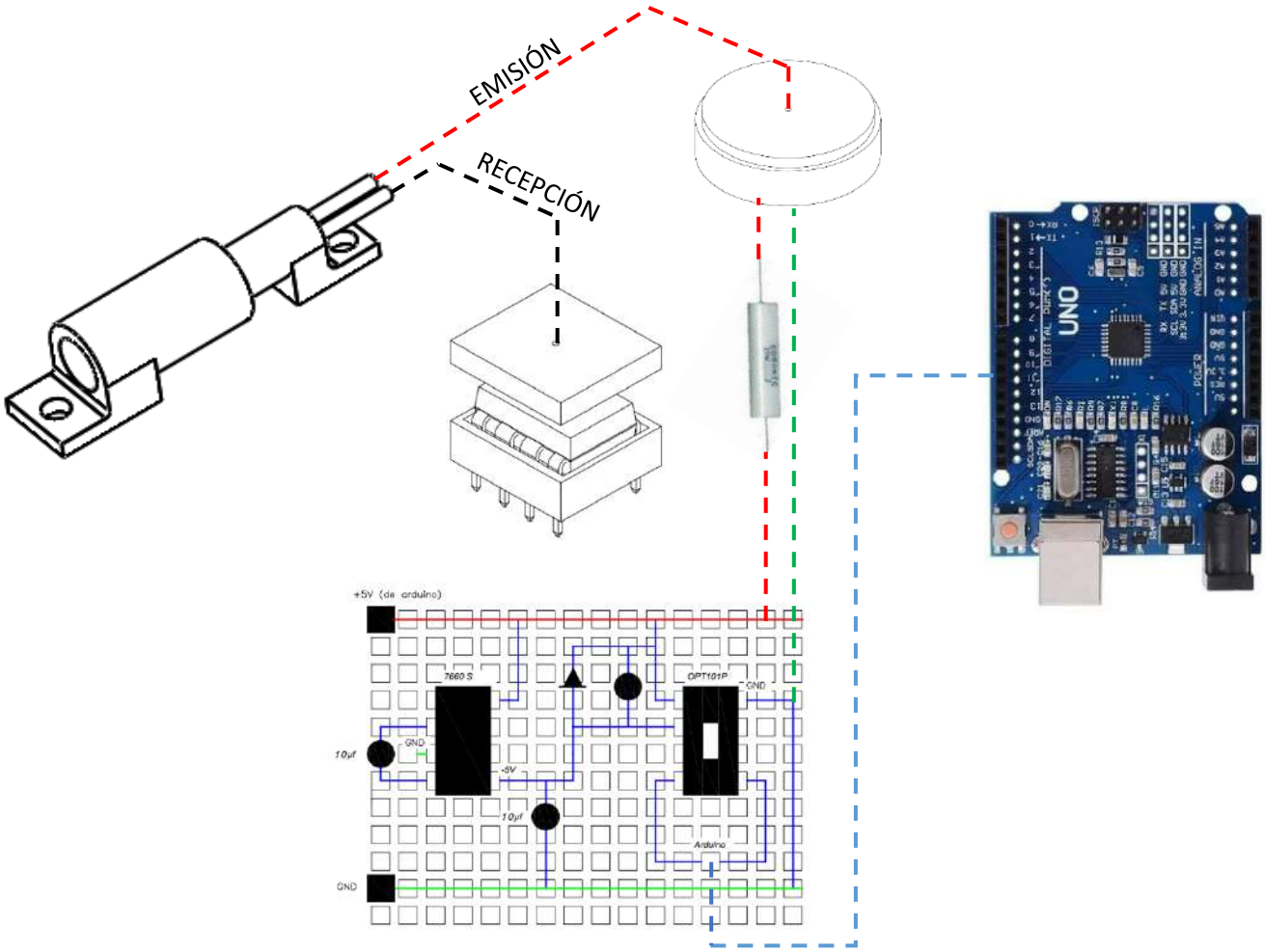


Figura 3- 22. Esquema de conexión sensor láser

3.3 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

A lo largo de este capítulo, se abordó la descripción de los sistemas y la adecuación de las señales, de las dos variables de interés que se requirieren registrar mediante la implementación de dos tipos de sensores: el uso de una celda de carga para medir la fuerza y el diseño de un sensor de fibra óptica tipo Y para detectar cambios en la intensidad de luz.

- En cuanto al sensor de fuerza, se diseñó un marco adecuado para poder fijar la celda de carga, garantizando mediciones precisas y confiables, y, que, a su vez, cuente con un sector roscado, que permita la trasmisión de movimiento del tornillo. Además, se realizó el acondicionamiento de la señal mediante la amplificación de la misma utilizando un AD620 y la conversión analógica a digital mediante un AD1115. Esto permitió la lectura de los datos de la celda de carga a través de una placa Arduino en sus entradas digitales.

- En relación con el sensor de fibra óptica tipo Y, se desarrollaron los circuitos de emisión y recepción de luz. Se utilizó un LED de alta potencia de color rojo para la emisión de luz y se empleó un sensor OPT para la recepción de la señal óptica. Asimismo, se diseñaron zócalos de sujeción para las fibras, asegurando que estuvieran posicionadas a 90°C de la fuente de luz y del sensor OPT, lo que resulta crucial para obtener mediciones precisas.

4 CAPÍTULO 4

SUBSISTEMA ADQUISICIÓN Y CONTROL

En los capítulos anteriores se ha proporcionado una descripción detallada del sistema de transmisión, en el cual el motor paso a paso desempeña un papel fundamental en el movimiento de los tornillos, mientras que el sistema de sensores se encarga de registrar las variables relevantes en el ensayo de tracción que se propone llevar a cabo con el equipo. En este capítulo, se abordarán los algoritmos de control aplicables al motor paso a paso, así como el proceso de adquisición y almacenamiento de los valores obtenidos por los sensores de fuerza y desplazamiento. A su vez, también se presentará el desarrollo de una interfaz que permitirá la visualización procesada de los datos adquiridos por los sensores, junto con el control de algunas de las variables que se pueden establecer del ensayo.

4.1 Sistema de control del motor paso a paso

Un motor paso a paso de dos fases, como el NEMA 23 propuesto en este trabajo, se caracteriza por tener dos bobinas dispuestas de manera que generan dos flujos magnéticos con una separación de 90 grados. Este diseño permite un control preciso del movimiento, ya que a medida que las bobinas se energizan y desenergizan en secuencia, el rotor se desplaza en pasos incrementales. Esta característica proporciona una ventaja significativa en términos de posicionamiento, ya que se puede determinar con precisión la ubicación exacta del eje del motor. Además, gracias al control de pasos, es posible detener el rotor en un punto deseado, lo cual resulta mucho más complejo de lograr con un motor de corriente continua.

Para lograr la rotación del rotor en un motor paso a paso, es necesario suministrar corriente continua de manera controlada. Esto se logra a través de un controlador especializado que posee un conjunto finito de interruptores capaces de encenderse y apagarse a una velocidad elevada. La secuencia en la que se activan y desactivan estos interruptores proporciona el control de giro necesario para el motor paso a paso. El uso de un controlador adecuado permite implementar diversas secuencias de activación de las bobinas, lo que a su vez determina la dirección y el ángulo de rotación del motor. Estas secuencias pueden ser programadas y ajustadas según los requisitos específicos de la aplicación. Además, el control de pasos proporciona la capacidad de controlar la velocidad y la aceleración del motor, lo que permite una operación más precisa y controlada.

En este contexto, y para mejorar la explicación de la propuesta de control, se propone dividir conceptualmente el control del motor paso a paso en 2 partes. Por un lado, el controlador del motor, representado por un conjunto de interruptores que prenden y apagan a una determinada frecuencia y con una secuencia preestablecida, y, por otra parte, el controlador propiamente dicho, encargado de definir en qué momento se deben prender y apagar dichos interruptores

En función de las características del motor paso a paso nema 23, se optó por la utilización del driver TB6600 como controlador del motor, ya que es un controlador adecuado para poder suministrar altas corrientes de salida, y debido a la versatilidad, interfaz sencilla, y la flexibilidad

a la hora de realizar algoritmos de control, se optó por utilizar una placa Arduino uno, para completar el conjunto encargado de controlar el motor paso a paso. A su vez, como la utilización del dispositivo será en ambientes de laboratorio, la placa Arduino también fue contemplada para el manejo de las dos variables de sensado: **Fuerza y desplazamiento**

4.1.1 DRIVER TB6600

El driver TB6600, figura 4.1, es un controlador de motor ampliamente utilizado para controlar motores paso a paso del tipo NEMA 23. La finalidad principal de este tipo de controladores es suministrar la electrónica necesaria que permita la secuencia de activación de las bobinas para un uso adecuado del motor.

Figura 4- 1. DRIVER TB6600

Dentro de las características de este dispositivo, se pueden mencionar:

- Control de corriente: Permite ajustar la corriente necesaria con la que se debe alimentar el motor paso a paso. Esto se logra mediante la configuración de los S4, S5 y S6
- Microstepping: Permite dividir cada paso completo del motor en pasos más pequeños, para obtener un mayor grado de precisión y suavidad durante el funcionamiento. Esto se logra mediante la configuración de M1, M2 y M3.
- Control de dirección: Permite controlar la dirección de giro del rotor
- Protección y seguridad: Ofrece protecciones contra sobreccorientes o sobretensiones
- Se puede alimentar con una fuente de tensión continua de hasta 36 V

El microstepping consiste en la división de los pasos en pasos aún más chicos, para lograr un mejor control de velocidad y una mayor resolución, ya que cada paso permite dividirlo hasta en 1/32, pero, como consecuencia, al aumentar el número de micro pasos, se reduce el valor de corriente, viéndose reflejado en una disminución del torque a entregar.

Mayores detalles se pueden encontrar en la hoja de datos del driver presentada en el **Anexo 03**

4.1.2 Configuración de TB6600 y Programa Arduino

Debido a las características constructivas del motor seleccionado, se tiene que:

- Corriente máxima: 2,8 A
- Resistencia de paso: 0,9 Ω
- Angulo de paso: 0,9°
- Tipo de motor: Bipolar

Haciendo uso del dato del ángulo de paso es posible determinar que, para dar una vuelta completa, es necesario realizar 400 pasos.

Como se mencionó con anterioridad, la utilización de altos valores de microstepping nos darán suavidad y mayor control del movimiento, pero, al dividir la corriente en mayor cantidad de pasos, veremos afectado el torque del motor. Por esta razón, se deberá seleccionar una efectiva combinación de las llaves M1, M2 y M3, que permitan obtener un movimiento suave y un buen torque a la salida del rotor.

Esta combinación se obtiene cuando seleccionamos un microstepping del orden de 1/2 a 1/16

Suponiendo que se utilizará una configuración de 1/16 de paso, la configuración de las llaves tendrá la siguiente forma:

- M1 ON
- M2 ON
- M3 OFF

De esta forma, para realizar una vuelta completa, será necesario dar **6400 pasos**.

De la misma forma, obtendremos una combinación para el control de corriente máxima, que en el caso del motor seleccionado resulta ser de 2,8 A. Para esto, se debe ajustar el potenciómetro en la posición de 2,5 A

El esquema de conexión queda representado por la Figura 4-2

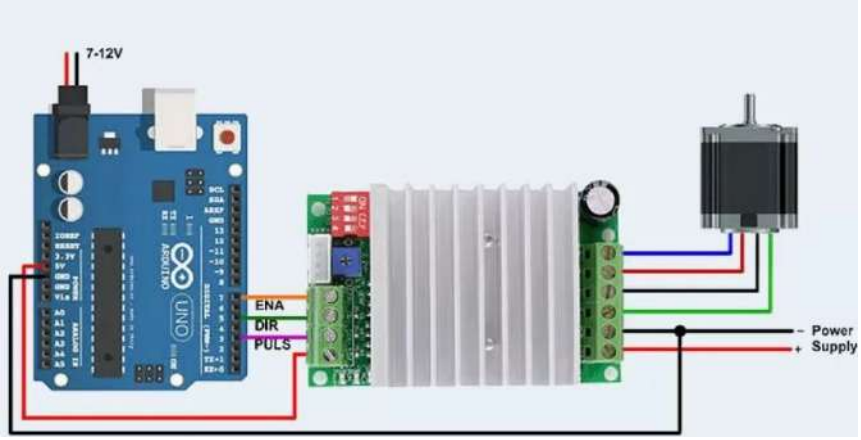


Figura 4- 2. Esquema *de conexión*

Por último, se utilizará una fuente de 24V y 2,8A para alimentar el controlador en los pines VCC (+) y GND.

La función encargada de generar los pulsos para el movimiento del rotor se realizó por medio de la interfaz de Arduino IDE y Visual Studio. Según lo indicado en la **ecuación (62)**, el motor deberá girar a 16 RPM para obtener el torque y la velocidad necesaria luego de la reducción.

Para poder mover el motor a la velocidad deseada, se deberá calcular la frecuencia de los pulsos y el tiempo entre ellos para luego poder programarlo en Arduino.

$$Pasos\ por\ revolucion = \frac{Angluo\ por\ paso}{360°} \times\ Microstep\ (142)$$

$$Pasos\ por\ revolucion = \frac{0{,}9\left[\frac{°}{paso}\right]}{360°} \times\ 16 = 6400\ (143)$$

$$Frecuencia\ (Hz) = \frac{Pasos\ por\ revolucion\ \times RPM}{60} = 1706{,}67[Hz]\ (144)$$

Por lo tanto, el retraso entre pulsos se calcula de la siguiente forma:

$$Retraso = \frac{1}{Frecuencia\ (Hz)} \times 10^6 = 586\ [\mu S]\ (145)$$

Este valor se deberá integrar en la programación de Arduino para poder lograr los pulsos necesarios que hará que gire el motor a 16 RPM.

Para lograr que el motor pueda girar dentro de un rango de velocidades, se desarrolló la función StepDelay, la cual varia a medida que vamos variando la velocidad desde la interfaz. De esta forma, se podrá ajustar la velocidad dentro de un rango de 5 a 200 RPM

```
void calculateStepDelay() {
  // Asegurarse de que la RPM esté dentro de un rango válido
  if (RPM < 5) RPM = 5;   // RPM mínima
  if (RPM > 250) RPM = 250; // RPM máxima

  // Recalcular el retraso
  stepDelay = (60L * 1000000L) / (RPM * stepsPerRevolution);

  // Asegurarse de que el stepDelay no sea negativo ni cero
  if (stepDelay <= 0) {
    stepDelay = 1;  // Evitar valores negativos o cero
  }
}
```

Figura 4- 3. Función StepDelay

En el **Anexo 02** se podrá observar la programación completa.

4.1.3 Programación en Arduino para lectura de sensores

Tal como se observó en el **Capítulo 3.1.1 Acondicionamiento de señales** la placa Arduino debe ser capaz de leer los valores que entrega el conversor ADS1115, tanto para fuerza como para desplazamiento.

A continuación, se explicará brevemente el programa encargado de almacenar los valores digitales de los sensores, para luego transformarlos en un formado adecuado, capaz de poder ser observado por una interfaz.

```
float sensibilidadFuerza = 24.0;       // mV a fondo de escala (500 kg)
float escalaFuerza = 500.0;            // kg

float sensibilidadDesplazamiento = 10.0; // mV a fondo de escala (50 mm)
float escalaDesplazamiento = 50.0;       // mm
```

Figura 4- 4. Variables sensibilidad y escala

En la Figura 4- 4 se indican la declaración de las variables referidas a la sensibilidad y la escala de los sensores.

La sensibilidad puede ser modificada desde la interfaz mediante el siguiente código

```
else if (command.startsWith("SFUERZA:")) {
  sensibilidadFuerza = command.substring(8).toFloat();
}
else if (command.startsWith("SESCALA:")) {
  escalaFuerza = command.substring(8).toFloat();
}
else if (command.startsWith("SDESPL:")) {
  sensibilidadDesplazamiento = command.substring(7).toFloat();
}
else if (command.startsWith("DESCALA:")) {
  escalaDesplazamiento = command.substring(8).toFloat();
}
```

Figura 4- 5. Modificación de sensibilidad

Donde:

- Sensibilidad de la celda de carga (SFUERZA:).
- Escala de fuerza máxima (SESCALA:).
- Sensibilidad del sensor de desplazamiento (SDESPL:).
- Escala de desplazamiento (DESCALA:).

La lectura de los sensores se realiza mediante el siguiente código:

```
int16_t rawForce = ads.readADC_SingleEnded(0);
float voltageForce = rawForce * 0.1875 / 1000.0;
float fuerza = (voltageForce * 1000.0) * (escalaFuerza / sensibilidadFuerza);

int16_t rawDespl = ads.readADC_SingleEnded(1);
float voltageDespl = rawDespl * 0.1875 / 1000.0;
float desplazamiento = (voltageDespl * 1000.0) * (escalaDesplazamiento / sensibilidadDesplazamiento);
```

Figura 4- 6. Lectura de sensores

Por último, los datos son enviados a través del puerto serie, para que puedan ser visualizados a través de la interfaz

```
int16_t rawForce = ads.readADC_SingleEnded(0);
float voltageForce = rawForce * 0.1875 / 1000.0;
float fuerza = (voltageForce * 1000.0) * (escalaFuerza / sensibilidadFuerza);

int16_t rawDespl = ads.readADC_SingleEnded(1);
float voltageDespl = rawDespl * 0.1875 / 1000.0;
float desplazamiento = (voltageDespl * 1000.0) * (escalaDesplazamiento / sensibilidadDesplazamiento);
```

Figura 4- 7. Envío de datos a través del puerto serie

Este parte del código permite:

- Lee las señales amplificadas en los canales A0 y A1
- Convierte los valores digitales en voltaje (usando el LSB de 0,1875 mV)
- Convierte el voltaje en fuerza y desplazamiento usando las constantes configuradas

En el **Anexo 02** se podrá observar la programación completa.

4.2 Adquisición de datos

La interfaz para el control del motor, la visualización de los datos en tiempo real, y la adquisición de estos, se realizó utilizando el programa Visual Studio 2022, en lenguaje .net, utilizando lenguaje de programación VBA, y generando una aplicación de escritorio.

Para lograr comunicar la placa arduino con la PC, se realizó una comunicación tipo serial, utilizando un cable usb tipo B.

El programa se divide en 3 partes. La primera parte permite seleccionar el puerto COM de conexión, de esta forma, se podrá vincular la placa arduino con la PC. La segunda parte, se encontrarán los parámetros referidos al control del motor paso a paso. Se propone la utilización de una barra deslizante donde se podrá variar la velocidad del motor de 0 a 100%, o se podrá indicar un valor puntual de RPM. A su vez, se propone la utilización de un botón de arranque y parada, y la posibilidad de controlar el sentido de giro del motor, por medio de una casilla seleccionable.

La tercera parte de la interfaz de control estará destinada a la visualización de los valores de fuerza y desplazamiento, y la gráfica de estos en tiempo real. Una vez finalizado el ensayo, se podrá optar por guardar los valores en un archivo Excel, donde, con ayuda de una macro

programada en lenguaje vba, se podrá calcular tensiones, deformaciones, calcular la tensión de fluencia y la tensión de rotura, entre otras cosas, para poder realizar un análisis más exhaustivo del ensayo. En la Figura 4- 8 se observa una imagen de la interfaz de control.

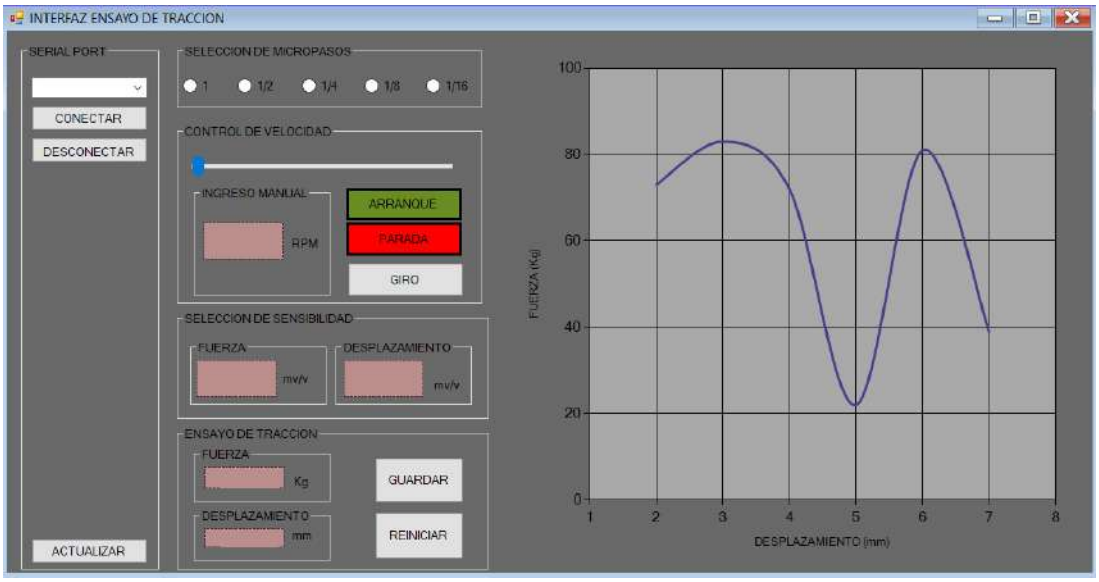


Figura 4- 8. Interfaz de control

4.3 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

Durante el desarrollo del capítulo 4, se mostraron las herramientas para poder controlar el movimiento del tornillo de carga, adquirir las señales provenientes de los sensores y gestionar la interacción con el usuario mediante una interfaz gráfica. Las principales conclusiones se enumeran a continuación:

- El subsistema de adquisición y control constituye una parte esencial del dispositivo desarrollado, ya que integra de forma eficiente los aspectos de control, sensado y supervisión del ensayo. La combinación de hardware accesible (Arduino, driver TB6600, ADS1115) con un software de interfaz amigable permite operar el sistema de forma intuitiva, confiable y precisa.
- La elección de un motor paso a paso **NEMA 23**, junto con el driver **TB6600** y la placa Arduino Mega, permitió implementar un control de movimiento preciso y de bajo costo.
- La lectura de los sensores mediante el convertidor **ADS1115** y su integración con la interfaz desarrollada en Visual Studio brindan una solución confiable para el monitoreo de las variables durante el ensayo. La programación modular y la posibilidad de ajustar parámetros desde la interfaz hacen que el sistema sea flexible y fácilmente escalable. Además, la exportación de datos para análisis en Excel refuerza su utilidad para poder ser utilizados en trabajos de investigación.
- Las decisiones de diseño adoptadas, tanto en la selección de componentes como en la organización del codigo, se alinean con los objetivos de **bajo costo**, **flexibilidad** y f**acilidad de uso**, siendo estos 3 un denominador común en el diseño del resto de los subsistemas.
- En síntesis, el desarrollo de este subsistema permite obtener datos de alta calidad, visualizar los resultados en tiempo real y asegurar el correcto desarrollo del ensayo, aportando un alto valor funcional al prototipo final.

5 ANALISIS ECONÓMICO

Si bien, se estima que gran parte de los materiales puedan ser adquiridos por medio del uso de insumos propios del área metalurgia del INTEMA, con el objetivo de evaluar la viabilidad técnica y económica del prototipo desarrollado, se realizó una estimación de los costos involucrados en la fabricación de los principales componentes de los subsistemas. Para ello, se consideraron valores de mercado correspondientes a materiales, componentes electrónicos y elementos comerciales adquiribles a nivel local o internacional.

5.1 COSTOS APROXIMADOS DEL SUBSISTEMA MECÁNICO

En la Tabla 5- 1 se puede observar los componentes del subsistema mecánico. La columna que hace referencia al **material bruto** tiene en consideración tolerancias de construcción, teniendo en cuenta el material que puede perderse durante el mecanizado de las piezas, siendo las mismas, fáciles de mecanizar mediante procesos sencillos.

Tabla 5- 1. Componentes del subsistema mecánico

Componente	Cantidad	Dimensiones reales (mm)	Material	Material bruto (mm)
Marco simple*	1	104,4×22×15	Acero SAE 1045	Placa 110×25×20
Marco acoplado a celda*	1	103,5×20×101	Acero SAE 1045	Placa 110×25×105
Mordaza de tracción	1	64×22×40	Acero SAE 4140	Placa 70×25×45
Mordaza acoplada a celda	1	64×22×50	Acero SAE 4140	Placa 70×25×45
Engranaje Z15 M2*	2	Ø34×20	Aluminio AL 2005 T3	Redondo Ø40
Engranaje Z20 M2*	3	Ø45,35×20	Aluminio AL 2005 T3	Redondo Ø50
Engranaje Z30 M2*	2	Ø64×20	Aluminio AL 2005 T3	Redondo Ø70
Acople motor a z15	1	Ø10×69	Acero SAE 1045	Redondo Ø12
Eje engranajes Z15 y Z30*	1	Ø10×109	Acero SAE 1045	Redondo Ø12
Tornillo mov, derecho	1	Ø12,7×283	Acero SAE 1045	Redondo Ø14
Tornillo mov, izquierdo	1	Ø12,7×326	Acero SAE 1045	Redondo Ø14
Eje Z20	1	Ø12,7×42	Acero SAE 1045	Redondo Ø14
Soporte doble (Ø12–Ø14) *	1	74,7×10×48	Acero SAE 1045	Placa 50,8X12,7X75
Soporte triple (Ø12–Ø14) *	1	120,7×10×48	Acero SAE 1045	Placa 50,8×12×121
Soporte simple Ø12*	2	38×10×48	Acero SAE 1045	Placa 50×12×50
Soporte simple Ø14*	1	38×10×48	Acero SAE 1045	Placa 50×12×50
Estructural 10x10	1	10x10	Acero SAE 1045	Estructural 10x10
Soporte motor	1	65x5x126,5	Acero SAE 1045	Placa 70×25×130
Base motor	1	58x10x85	Acero SAE 1045	Placa 70x25x90
Motor paso a paso*	1	-	-	-

Tal como se observa en la Tabla 5- 2, los materiales indicados con un asteriscto ya fueron construidos. De todas formas se continua con el analisis para poder estimar los costos del proyecto y poder compararlos con los equipos presentes en el mercado de simialres caracteristicas.

Analizando la Tabla 5- 1, se agruparon los materiales de la siguiente manera con el objetivo de realizar la menor compra posible de materia prima:

- Los soportes se agruparon todos en una única planchuela de **50,8X12,7X500**
- Las dos mordazas se agruparon en una única planchuela de **70X25X100**
- Los dos marcos, tanto el simple como el que acopla la celda de carga, la base y el soporte del motor, en una planchuela de **110X25X200**
- Los ejes de la caja reductora y los dos tornillos de movimiento se agruparon en un redondo de **14X1000**
- La caja reductora se agrupo en un único redondo de aluminio de **70x150**

El resultado total lo podemos observar en la Tabla 5- 3. Se tuvo en cuenta el dólar oficial según el banco nación ($1200 ARS/USD)

Tabla 5- 3.Costo de materiales del subsistema mecánico

MATERIAL	COSTO (ARS)	COSTO(USD)
PLANCHUELA 50,8X12,7X500	$ 10.000,00	USD 8,33
PLANCHUELA 70X25X100	$ 70.000,00	USD 58,33
PLANCHUELA 110X25X200	$ 20.119,00	USD 16,77
REDONDO Ø70X150 MM	$ 25.450	USD 21,21
REDONDO Ø14X1000 MM	$ 13.750,00	USD 11,46
ESTRUCTURAL 10x10	$ 6.750,00	USD 5,63
MOTOR PASO A PASO	$ 89.079,78	USD 74,23

Con lo cual, el costo total aproximado del subsistema mecánico, sin tener en cuenta costos asociados a mano de obra, es de $376.786,78 (USD 195,96)

5.2 COSTOS APROXIMADOS SUBSISTEMA SENSOR Y AyC

Efectuando el mismo análisis que el realizado en el punto 5.2, la Tabla 5- 4 muestra los componentes necesarios para la medición de las variables del ensayo, el tratamiento de dichas señales, y la electrónica de control y adquisición de datos.

Cabe destacar que los componentes que fueron realizados mediante impresiones 3D se consideraron costo cero.

Tabla 5- 4. Componentes subsistema sensor y AyC

COMPONENTE	COSTO (ARS)	COSTO USD)
Celda de carga*	$ 161.585,00	USD 134,7
Modulo AD620*	$ 61.745,00	USD 51,5
Conversor A/D AD1115*	$ 19.925,00	USD 16,6
Vaina de emisión y recepción*	$ -	USD -
Vaina con espejo metálico*	$ -	USD -
Espejo de acero inoxidable *	$ -	USD -
Fuente de tensión 12 a 14 V	$ 119.589,00	USD 99,7
Led de alta potencia *	$ 4.059,00	USD 3,4
Resistencia limitadora	$ 2.500,00	USD 2,1
Zócalo de sujeción para led*	$ -	USD -
Zócalo de sujeción para OPT*	$ -	USD -

COMPONENTE	COSTO (ARS)	COSTO USD)
Inversor de tensión ICL7660*	$ 6.500,00	USD 5,4
Capacitor de 10 µF*	$ 1.000,00	USD 0,8
Diodo 1N4148*	$ 550,00	USD 0,5
Capacitor 104 de 0,1 µF*	$ 100,00	USD 0,1
Placa experimental de 5x5 *	$ 3.200,00	USD 2,7
Driver TB6600*	$ 65.797,00	USD 54,8
Placa Arduino MEGA*	$ 42.039,00	USD 35,0
Fibra óptica x 1 m*	$ 78.000,00	USD 65,0

Tal como paso en los componentes del subsistema mecánico, los componentes indicados con * ya fueron adquiridos.

El costo aproximado total de los componentes de ambos subsistemas ronda los $566.589 (USD 472,2)

5.3 CONLUSIONES

El análisis económico evidencia que el costo total estimado del prototipo se mantiene dentro de un rango accesible, especialmente si se considera que el mismo presenta funcionalidades equivalentes a las de equipos comerciales cuyo valor supera ampliamente los **USD 20.000**.

El diseño del sistema permitió reducir costos gracias al diseño de partes de fácil mecanizado con la posibilidad de utilizar materiales disponibles en el mercado local y el desarrollo de sensores con componentes electrónicos de muy bajo costo.

En total, la inversión estimada para la fabricación completa del dispositivo asciende a:

Tabla 5- 5. Inversión estimada del proyecto

	SUBSISTEMA MECANICO	SUBSISTEMA SENSOR Y AyC	TOTAL
USD	USD 195,96	USD 472,2	USD 668,16
ARS	$ 376.786,78	$ 566.589,00	$ 943.375,78

6 CONCLUSIONES GENERALES

El presente trabajo final de grado consistió en el diseño integral de un dispositivo para la realización de ensayos a tracción sobre probetas de pequeñas dimensiones, abarcando tanto el desarrollo mecánico del sistema como la implementación del subsistema sensor y el subsistema electrónico de adquisición y control. A lo largo del proyecto se abordaron diversas temáticas propias de la ingeniería electromecánica, logrando una solución funcional y accesible. Se tuvieron que repasar y revisar varios conceptos de distintas materias que componen el plan de estudio, como, por ejemplo, **Calculo y elementos de máquinas**, **estática del sólido**, **materiales mecánicos**, **electrónica de potencia**, **sistemas de control**, resultando realmente un proyecto integrador.

Desde el punto de vista técnico, se llevó a cabo el diseño de un sistema mecánico robusto y fabricable con recursos disponibles en el mercado local. Paralelamente, se diseñó y programó un sistema electrónico capaz de controlar con precisión el movimiento del actuador, sensar variables críticas como fuerza y desplazamiento, y visualizar en tiempo real los datos adquiridos mediante una interfaz gráfica amigable. El diseño de los subsistemas tuvo siempre como objetivo que sean de **bajo costo**, **flexibles** y **fáciles de usar**

La parte más desafiante del proyecto se encontró en la electrónica de control, la adquisición de datos y el diseño y fabricación del sensor de movimiento. El desarrollo de esta etapa requirió el diseño y la implementación de circuitos de adecuación de señales para el correcto procesamiento de las variables medidas. Esto implicó trabajar con módulos como el amplificador operacional **AD620** y el conversor analógico-digital **ADS1115**, en conjunto con una celda de carga **tipo S**. Además, se abordó el control de motores paso a paso mediante programación en placas Arduino, consolidando así competencias clave en electrónica aplicada y automatización, utilizando un sistema de micropasos para garantizar suavidad y precisión en el movimiento del sistema. También, se llevó a cabo el desarrollo de un sensor láser para la medición de desplazamientos, lo cual implicó una instancia formativa dentro del proyecto. Este desarrollo requirió la incorporación de conocimientos en técnicas ópticas de sensado, así como el diseño de circuitos de adecuación de señales y la interpretación precisa de datos analógicos. Se trabajó en la identificación del rango útil de medición, permitiendo así obtener una señal confiable y proporcional al desplazamiento real. Para el desarrollo de dicho sensor, se aprovecharon desarrollos ya logrados dentro del **departamento Laser de la facultad de ingeniería**, y se adaptaron a las necesidades propias de este proyecto en particular. Esta experiencia resultó clave para profundizar competencias en sensores no convencionales y en el procesamiento de señales en aplicaciones de ingeniería.

El desarrollo realizado representa un aporte concreto y totalmente realizable para poder contar con un dispositivo de bajo costo capaz de realizar esfuerzos uniaxiales en probetas de pequeñas dimensiones, aportando una herramienta capaz de someter a esfuerzos de tracción distintos tipos de materiales, y tener la particularidad de poder observarlos con el microscopio.

A su vez, evidencia la capacidad para la gestión de proyectos de ingeniería, desde el desarrollo de la idea, hasta su implementación.

7 TRABAJOS FUTUROS

Como trabajo futuro, se propone la verificación de los planos de fabricación del dispositivo, su construcción y validación mediante ensayos experimentales. En esta etapa se podrá probar el sensor de desplazamiento y realizar los ajustes necesarios en el diseño

A su vez, se recomienda reevaluar ciertos aspectos del sistema de sensado, como la posible sustitución de la celda tipo S por una celda tipo moneda. Dado el reciente levantamiento de restricciones a la importación en el país, esta alternativa se vuelve más viable y podría facilitar una integración más compacta y precisa del sistema de medición.

8 REFERENCIAS

[1] Mercado Libre https://www.mercadolibre.com.ar/

[2] Schneider Electric https://www.se.com/ww/en/

[3] Tesis final de grado: Verificación de Máquinas-Herramientas mediante un sensor de fibra óptica. A. Mardi

[4] TE Connectivity www.te.com

[5] ELAP https://www.elap.it/

[6] FUTEK https://www.futek.com/home

[7] ASIA FON https://www.fonlinearguide.com/product/en/ball-screw-cnc.html

[8] BUDYNAS, R. y NISBETT, K. **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**. México: McGrawHill, 2008. 8ª edición.

[9] Physik Instrumente www.physikinstrumente.com

[10] SMC www.smcworld.com

[11] MAXON www.maxongroup.com

[12] INFOPLC
www.infoplc.net/files/documentacion/motion_control/infoplc_net_UP_TECNICA_01_INTROD_MOT_PAP

[13] ASM Handbook. Properties and Selection: Irons,Steels, and High-Performance Alloys, ed. (2005) vol 1. ASM International.

[14] Fernandino DO, Di Cocco V, Iacoviello F, Boeri RE. Microstructural damage evaluation of ferritic-ausferritic spheroidal graphite cast iron. Frattura Ed Integrità Strutturale. 2020; 51:477-485.

[15] NORTON, Robert L. **Diseño de Máquinas**. México: editorial Prentice-Hall (Pearson), 2011. 4ª edición

[16] Hoja característica de Aceros para construcciones mecánicas. IAS (1988)

[17] DOBROVOSLKI. **Elementos de Máquinas**. Moscú: MIR, 1970. Tercera edición.

[18] **Diseño de Elementos de Máquinas** / Libardo Vicente Vanegas Useche Pereira: Editorial Universidad Tecnológica de Pereira, 2018.

[19] ASTM E8/E8M "*Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*

[20] Apunte de catedra. Calculo y Elementos de máquinas. FI UNMDP

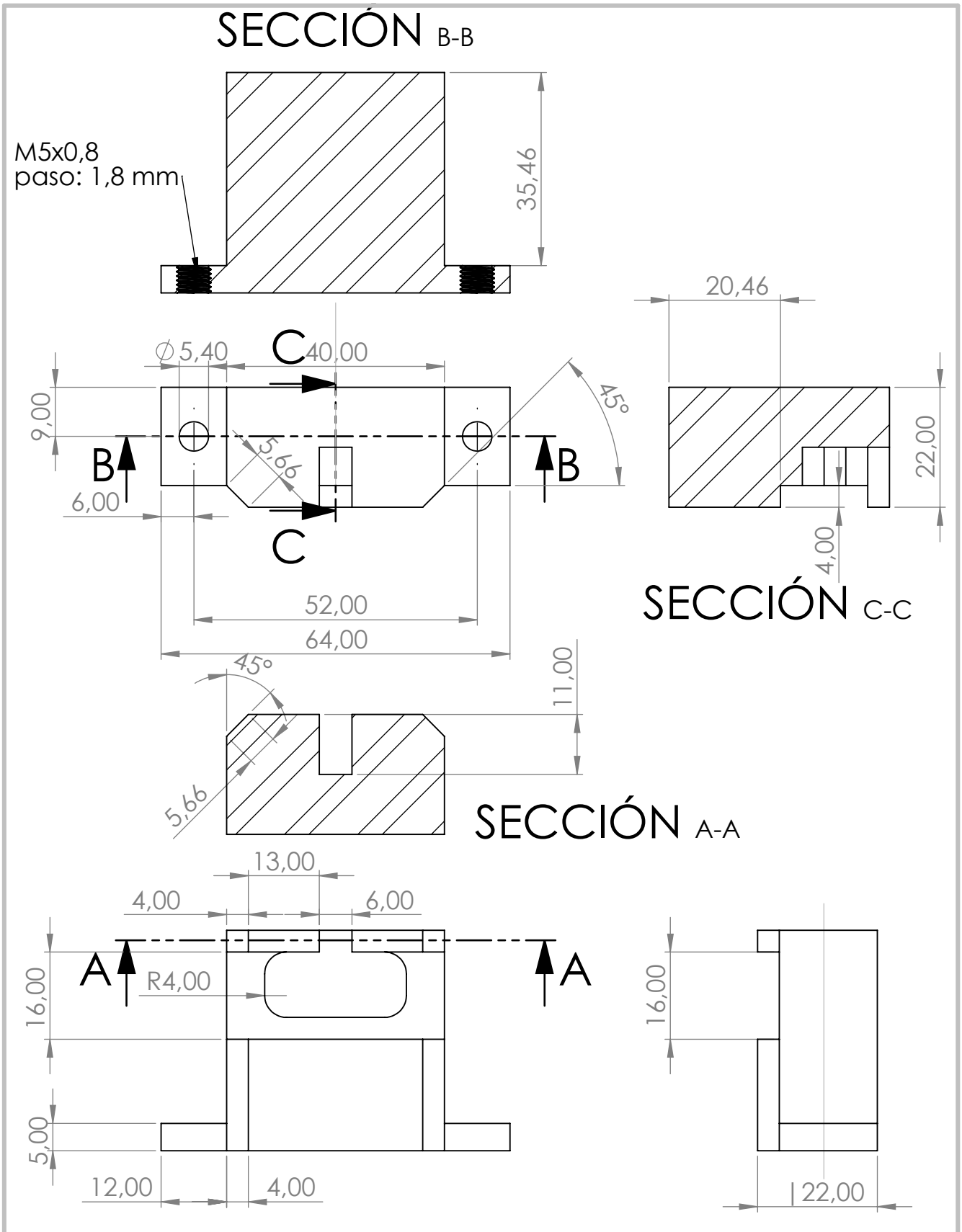
[21] https://tdelectronica.com/arduino-board-y-shield/modulo-ad620-amplificador-de-instrumentacion/

[22] https://cb-electronics.com/products/ads1115-board

[23]https://www.ti.com/lit/ds/symlink/opt101.pdf?ts=1646264696319&ref_url=https%253A%252F%252Fwww.ti.com%252Fproduct%252FOPT101

[24] https://mvelectronica.com/producto/15-ohms-resistencia-de-1-watt

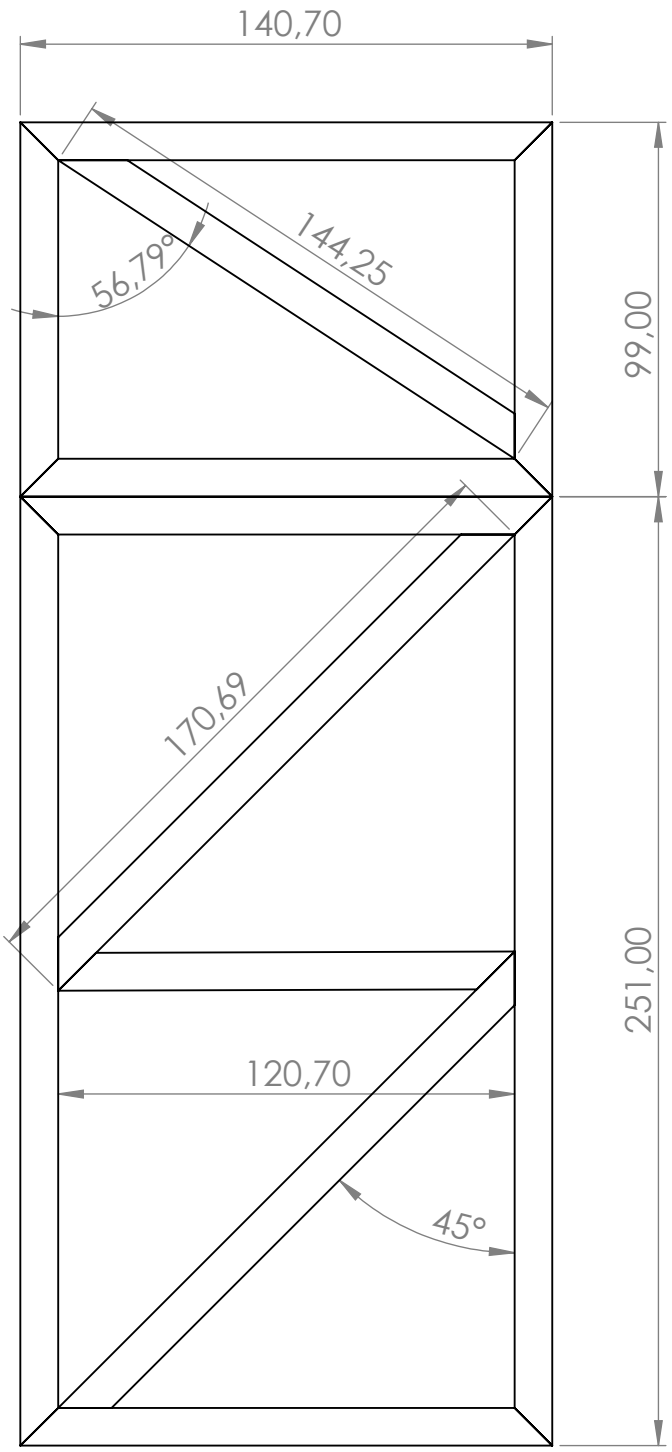
9 ANEXO I – PLANOS DE DISEÑO



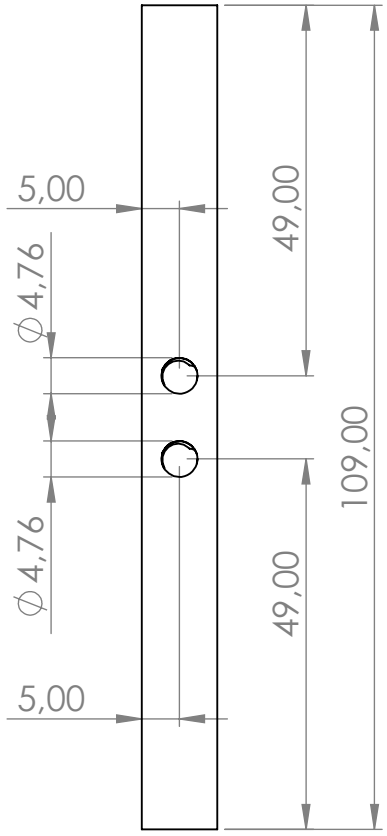
Acero SAE 4140		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 1:1	Descripción: Mordaza de tracción		
	Tolerancia			

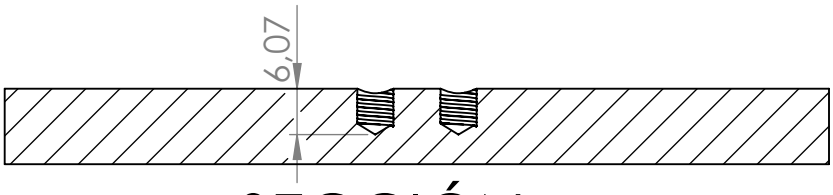
Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
01



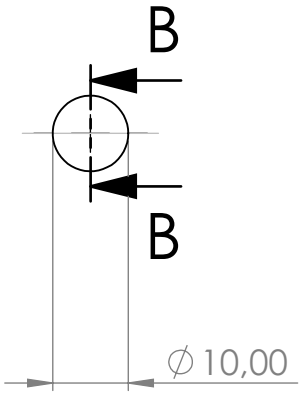
Acero estructural 10x10		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 1:2	Descripción Base reticulada			
	Tolerancia				N° de plano 02





SECCIÓN B-B

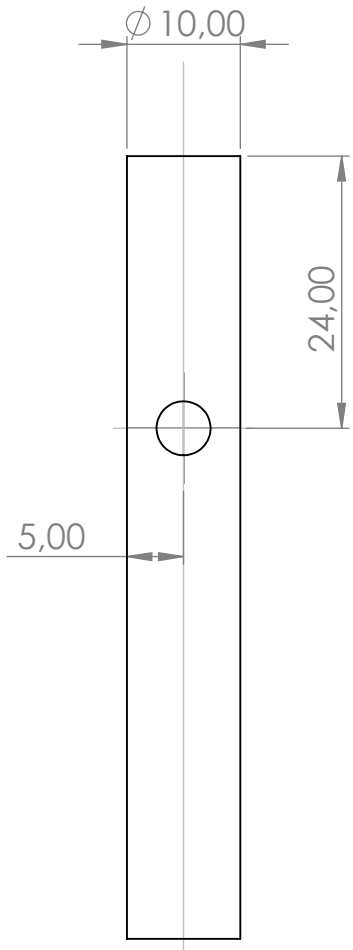
ESCALA 1 : 1

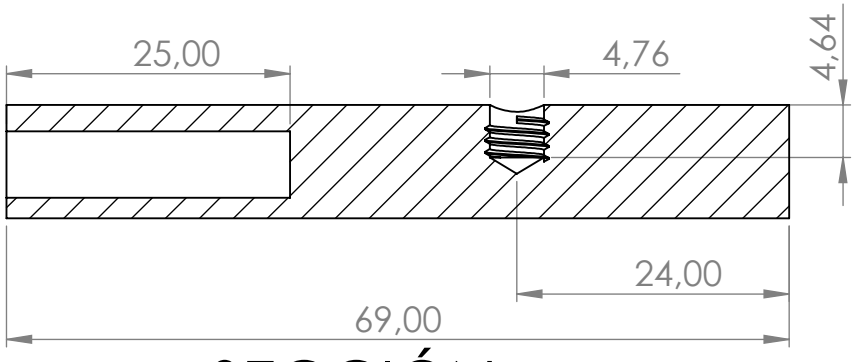


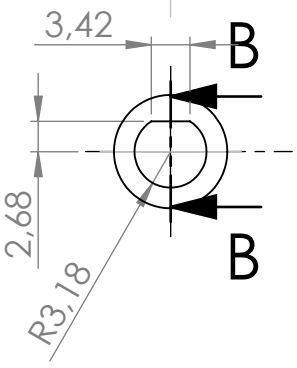
Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 1:1	Descripción: Eje de engranajes Z15 y Z30		
	Tolerancia			

Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
03







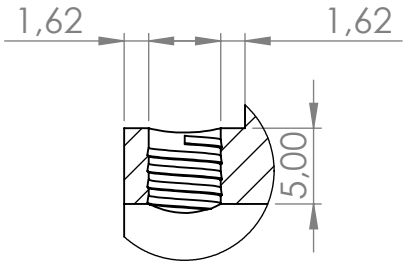
SECCIÓN B-B

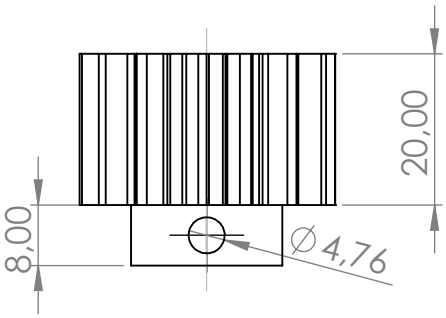
ESCALA 1.5 : 1

Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 1.5:1	Descripción: Acople motor a caja reductora		
	Tolerancia			

Area Metalurgia
Fi-UNMDP

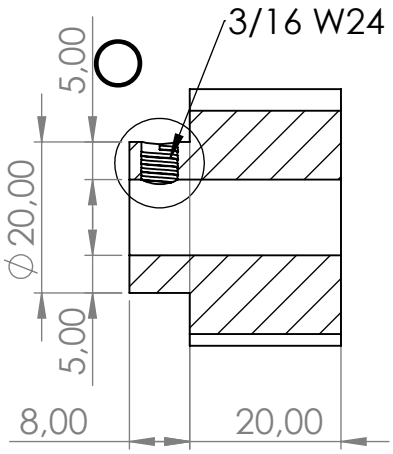
N° de plano
04



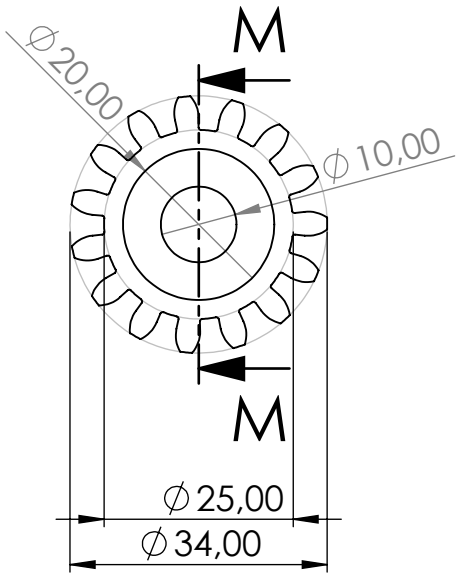


DETALLE O

ESCALA 2 : 1



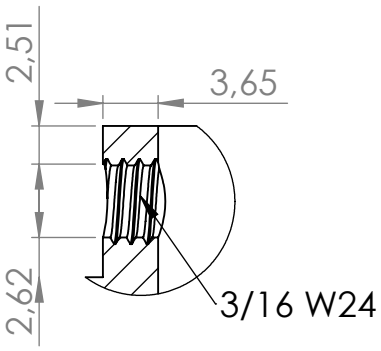
SECCIÓN M-M



Aleacion AL 2005 T3		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 2:1	Descripción: Engranaje Z15 M2		
	Tolerancia			

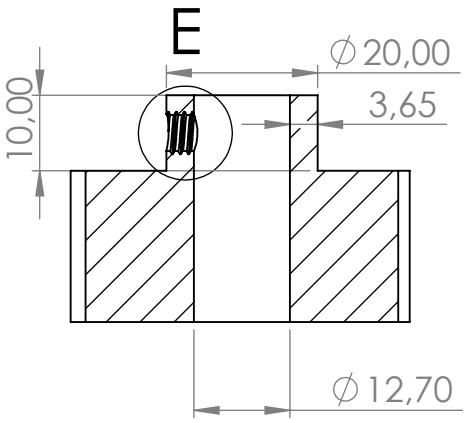
Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
05

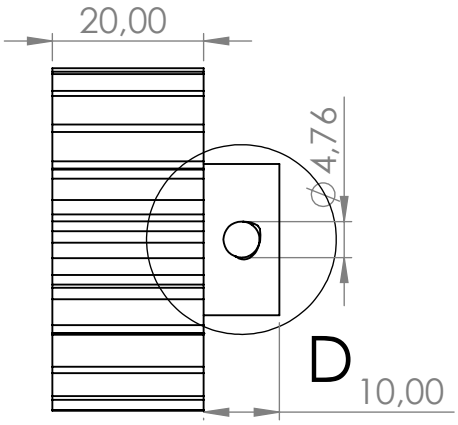


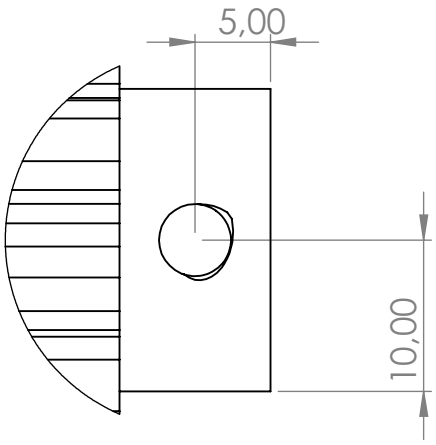
DETALLE E

ESCALA 2 : 1



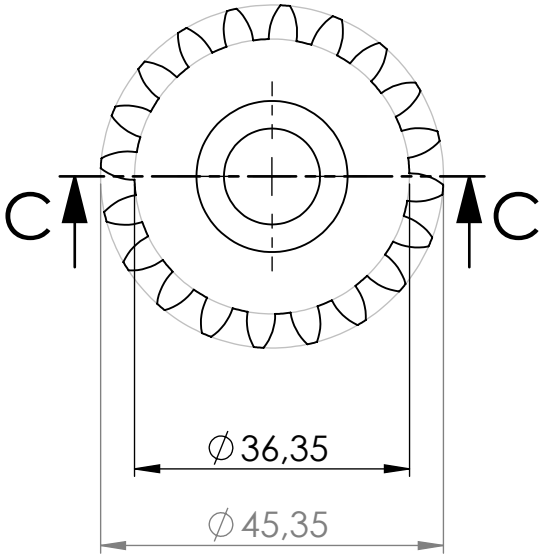
SECCIÓN C-C





DETALLE D

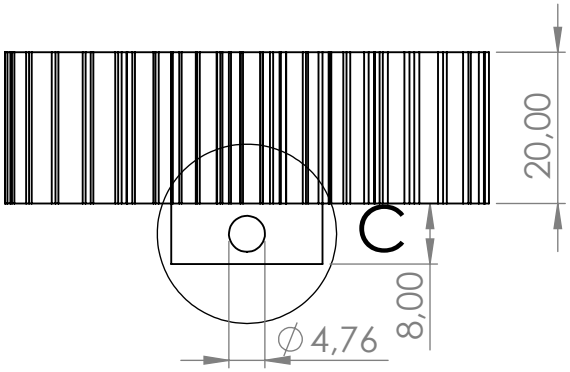
ESCALA 2 : 1

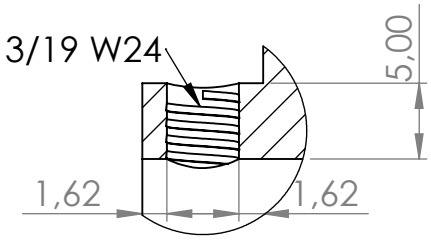


Aleacion AL 2005 T3		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 2:1	Descripción: Engranaje Z20 M2		
	Tolerancia			

Area Metalurgia
Fi-UNMDP

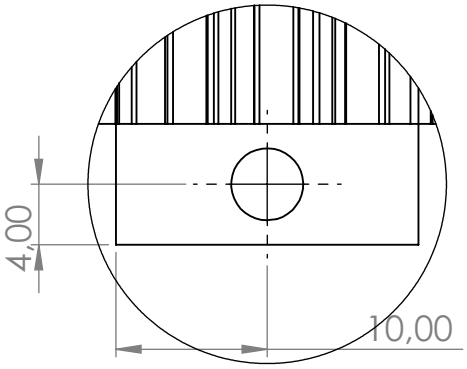
N° de plano
06





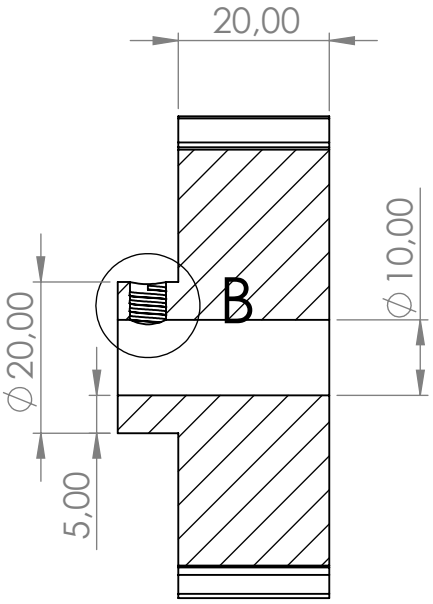
DETALLE B

ESCALA 2 : 1

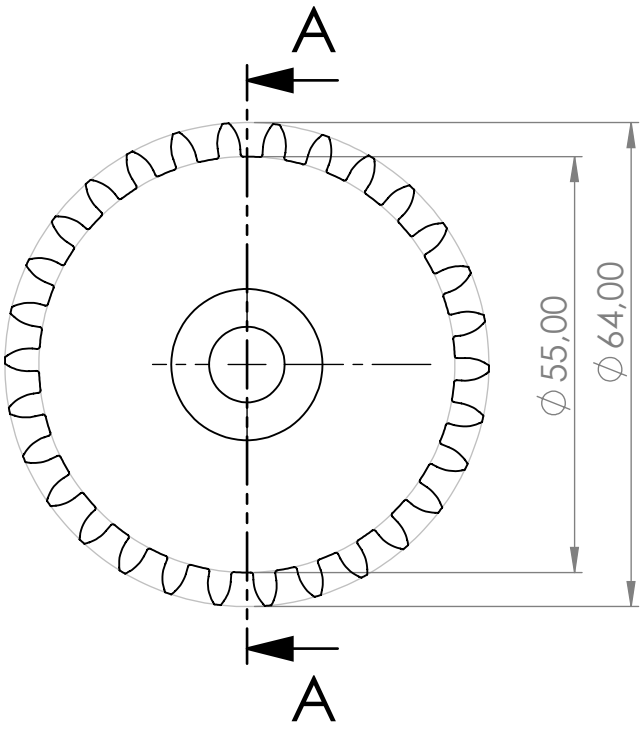


DETALLE C

ESCALA 2 : 1



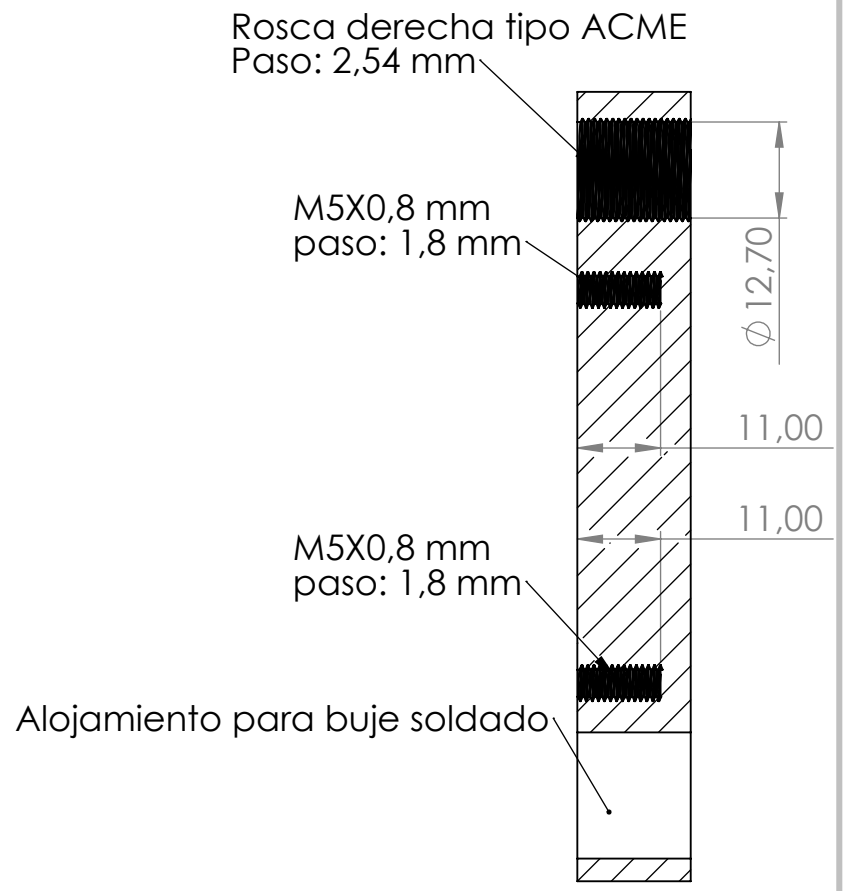
SECCIÓN A-A



Aleacion AL 2005 T3		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
Escala 2:1	Descripción: Engranaje Z30 M2			
Tolerancia				

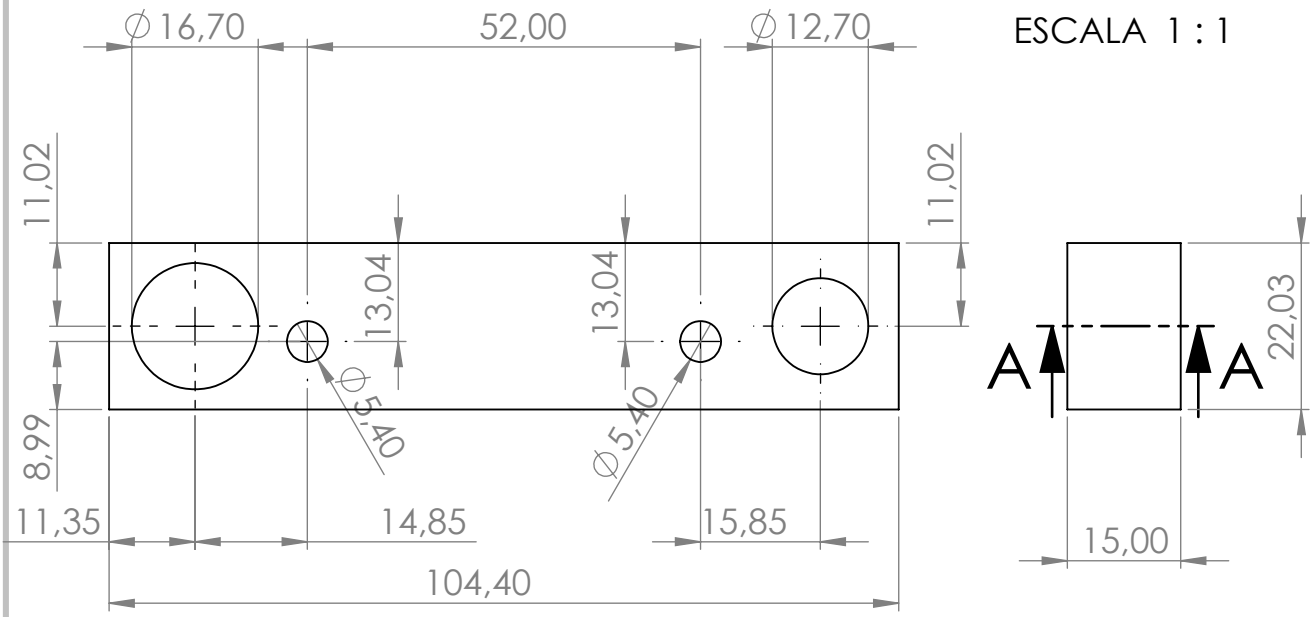
Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
07



SECCIÓN A-A

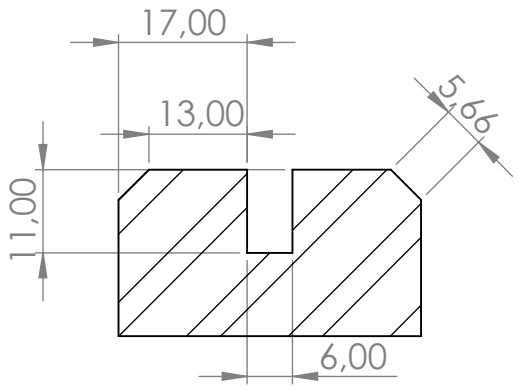
ESCALA 1 : 1



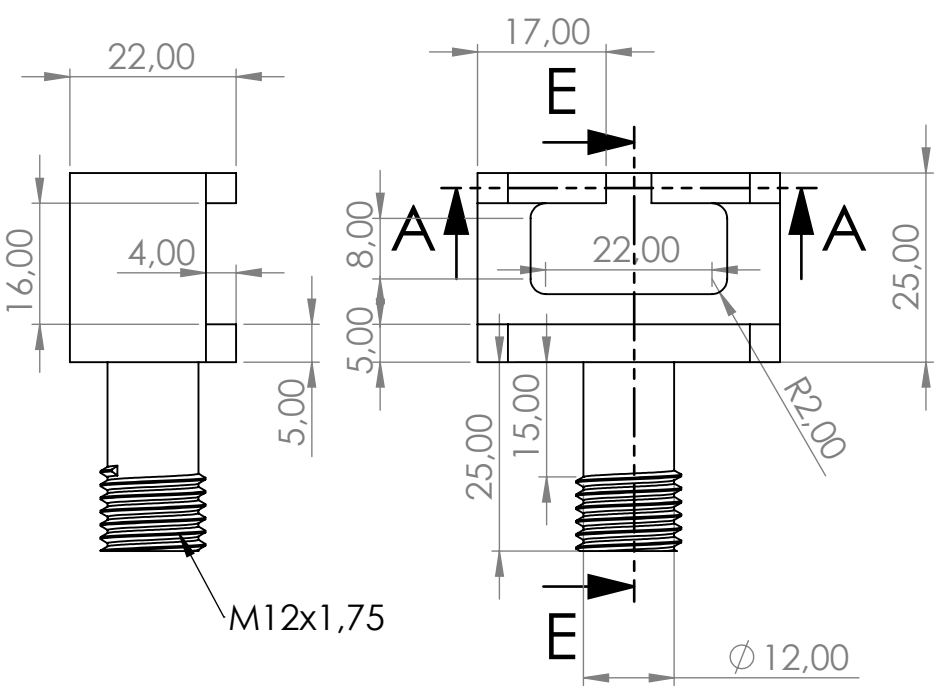
Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 1:1	Descripción: Marco simple para acoplar mordaza de tracción		
	Tolerancia			

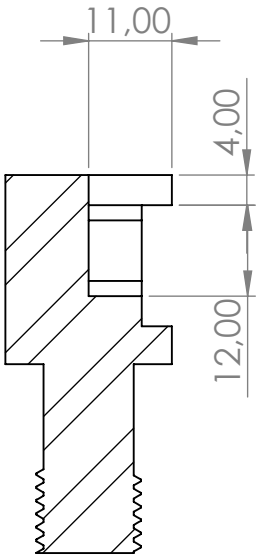
Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
08

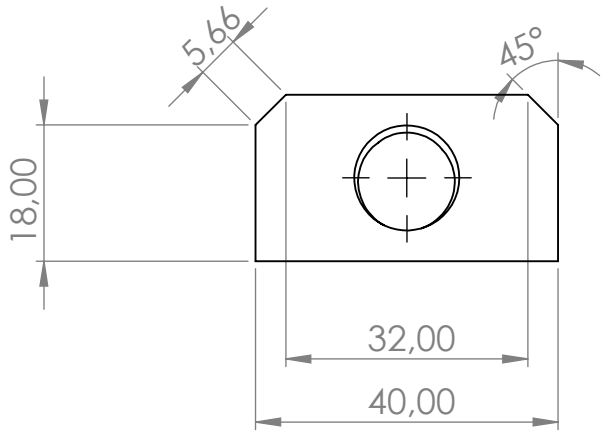


SECCIÓN A-A

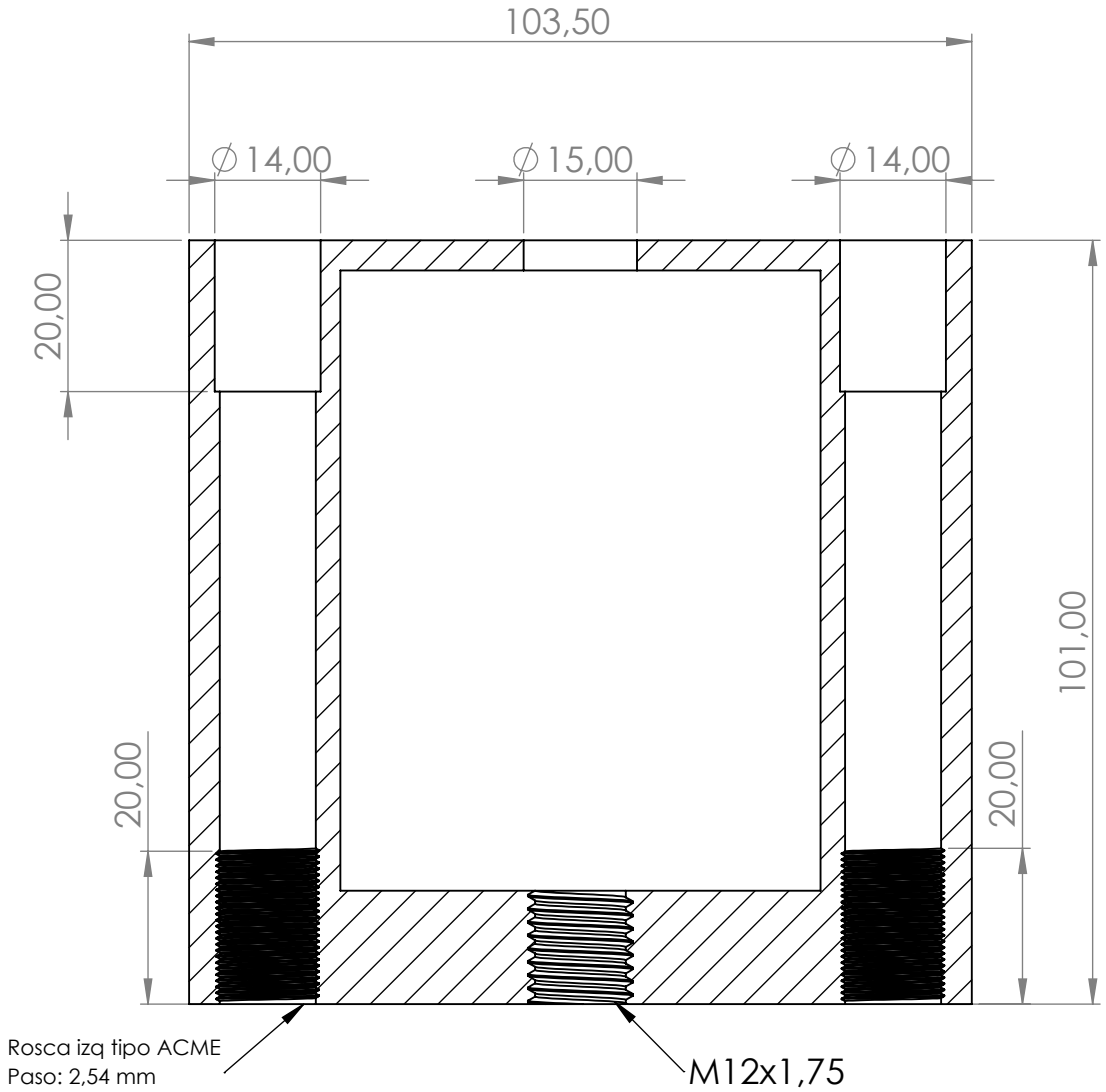




SECCIÓN E-E

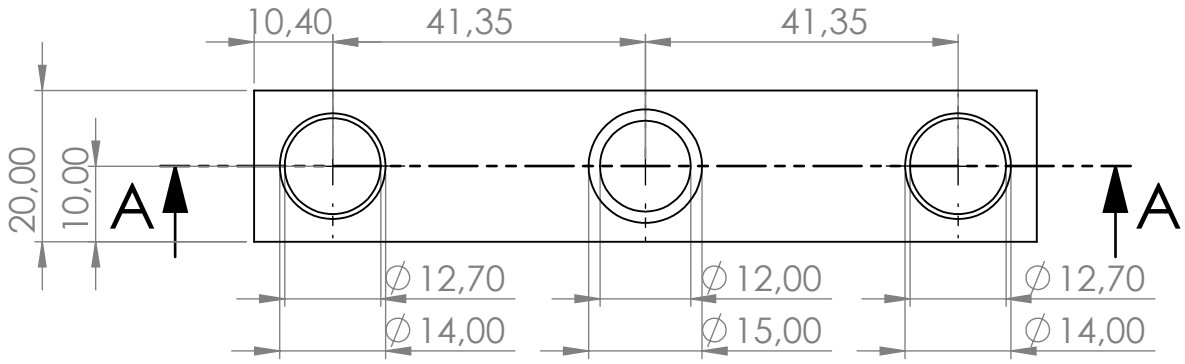


Acero SAE 4140		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 1:1	Descripción: Mordaza de traccion acoplada a celda de carga			
	Tolerancia				N° de plano 09



SECCIÓN A-A

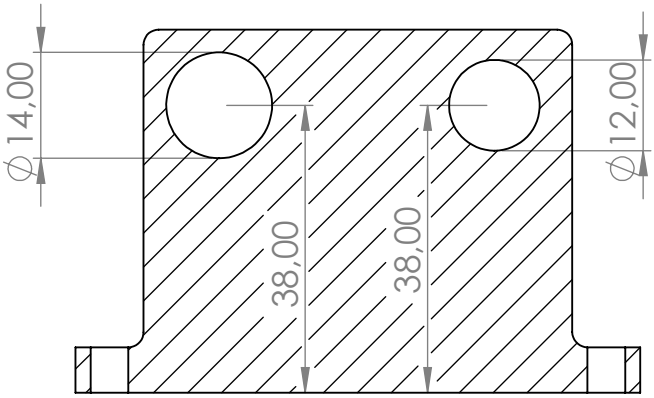
ESCALA 1 : 1



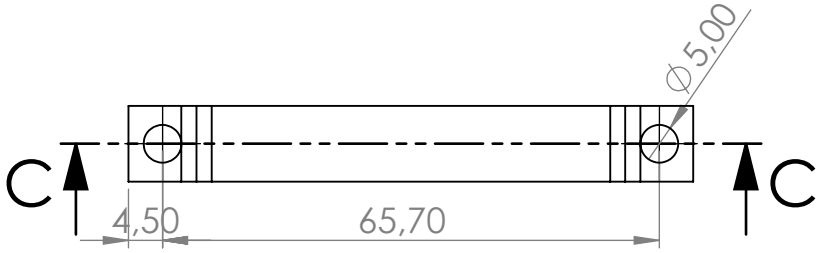
Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 1:1	Descripción: Marco acoplado a celda de carga		
	Tolerancia			

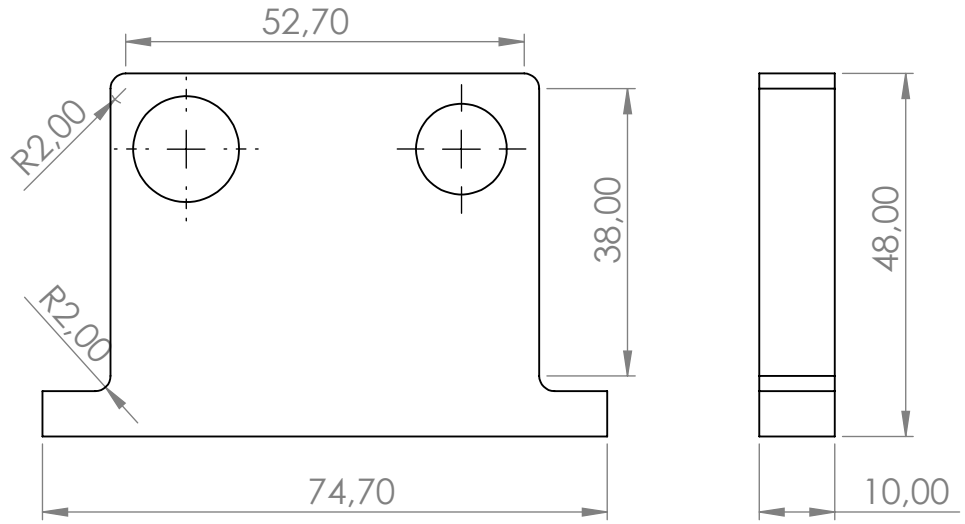
Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
10

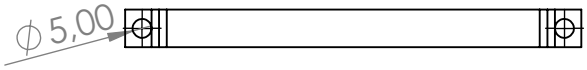


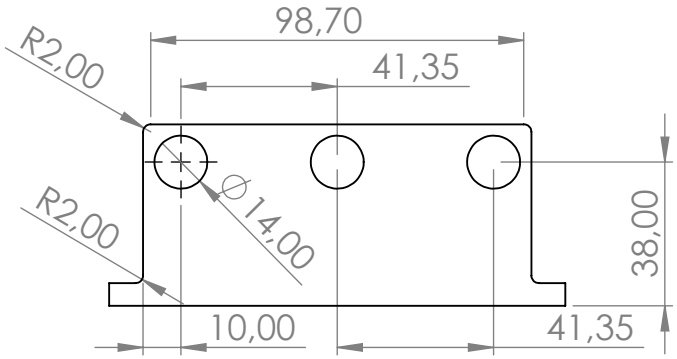
SECCIÓN C-C

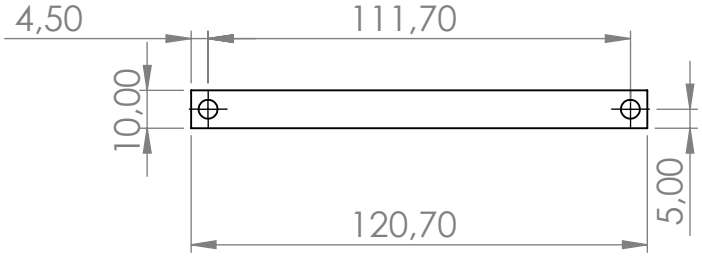




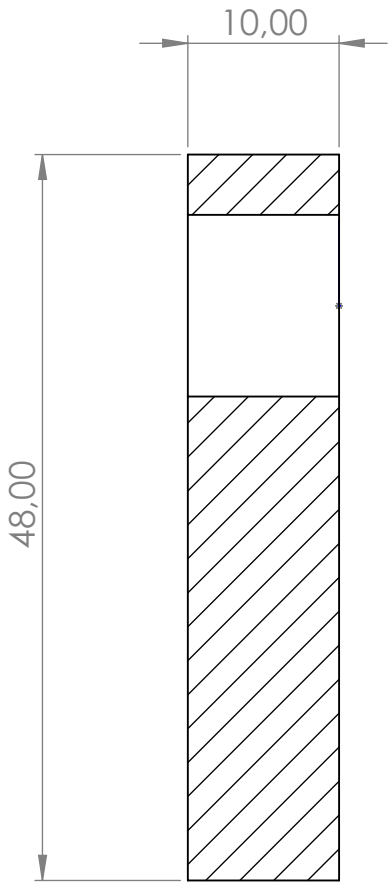
Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 1:2	Descripción Soporte doble para tornillos de movimiento (12 y 14 mm)			
	Tolerancia				N° de plano 12



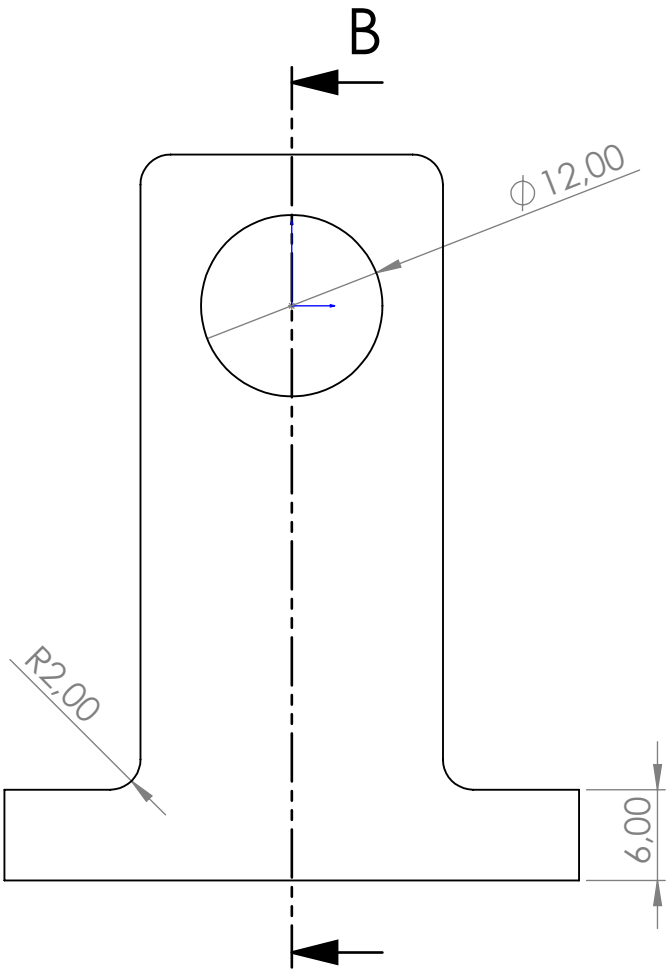


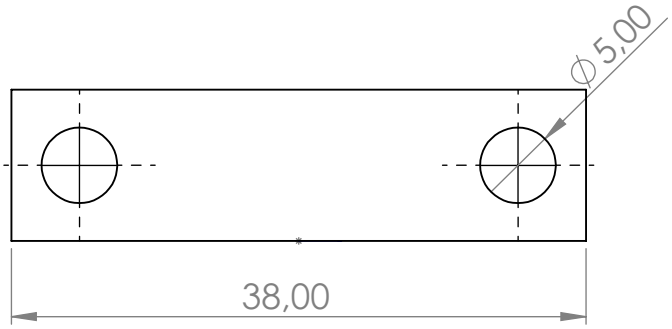


Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 1:2	Descripción Soporte triple para tornillos de movimiento (12 y 14 mm)			
	Tolerancia				N° de plano 11

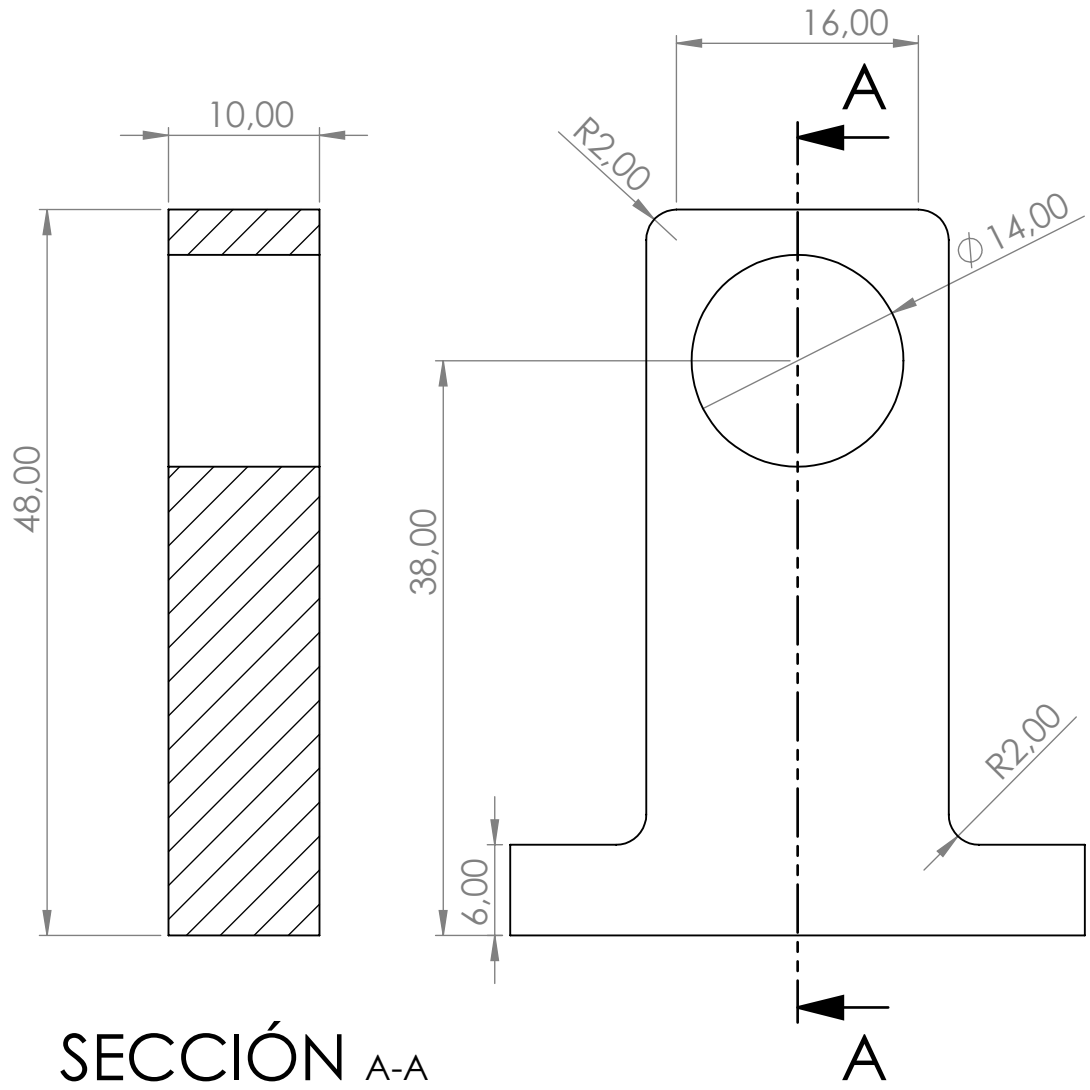


SECCIÓN B-B

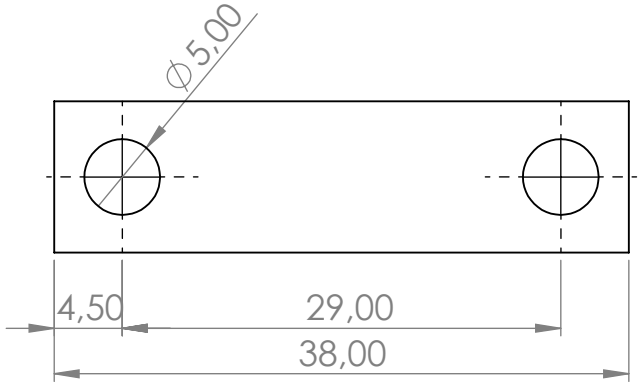




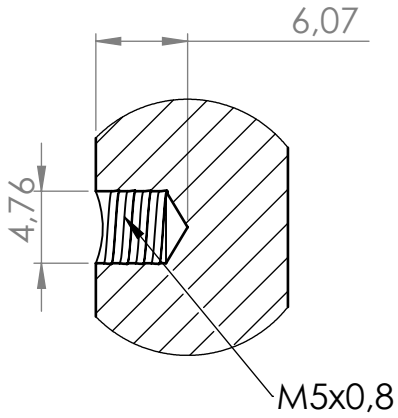
Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 2:1	Descripción Soporte simple 12 mm			
	Tolerancia				N° de plano 13



SECCIÓN A-A

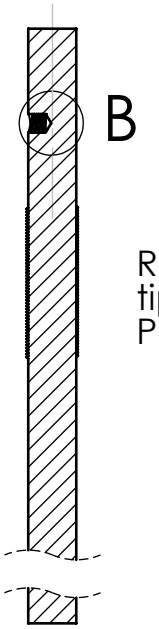


Acero SAE 1045		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 2:1	Descripción Soporte simple 14 mm			
	Tolerancia				N° de plano 14



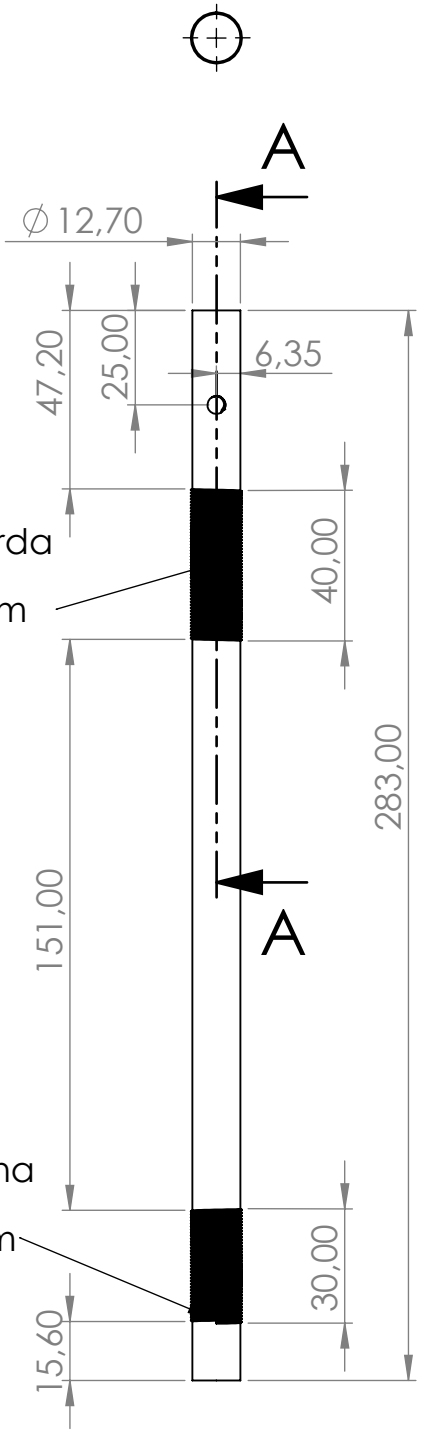
DETALLE B

ESCALA 2 : 1



SECCIÓN A-A

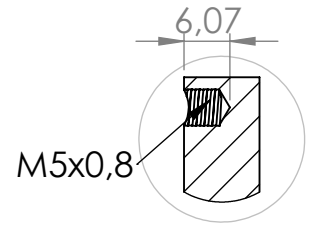
ESCALA 1 : 2



Acero SAE 1045 Barra cilindrica 0,5 in		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION
	Dibujo	20/10/2024	Civetta	
	Reviso	20/10/2024	Civetta	
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino	
	Escala 1:2	Descripción Tornillo de movimiento lado derecho		
	Tolerancia			

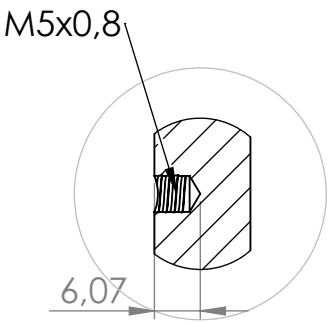
Area Metalurgia
Fi-UNMDP

N° de plano
15



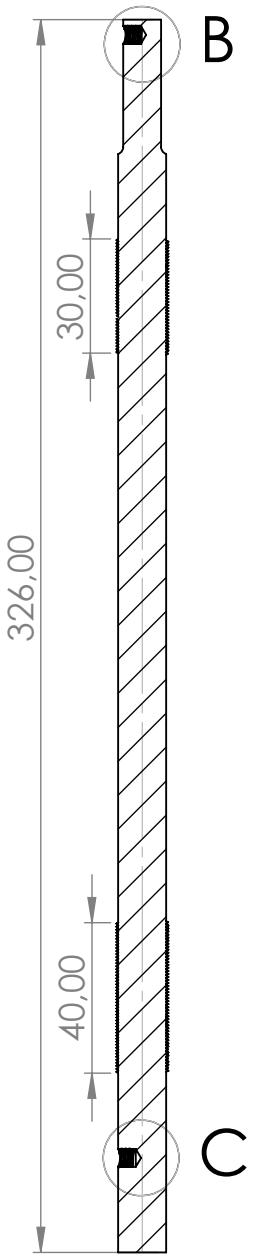
DETALLE B

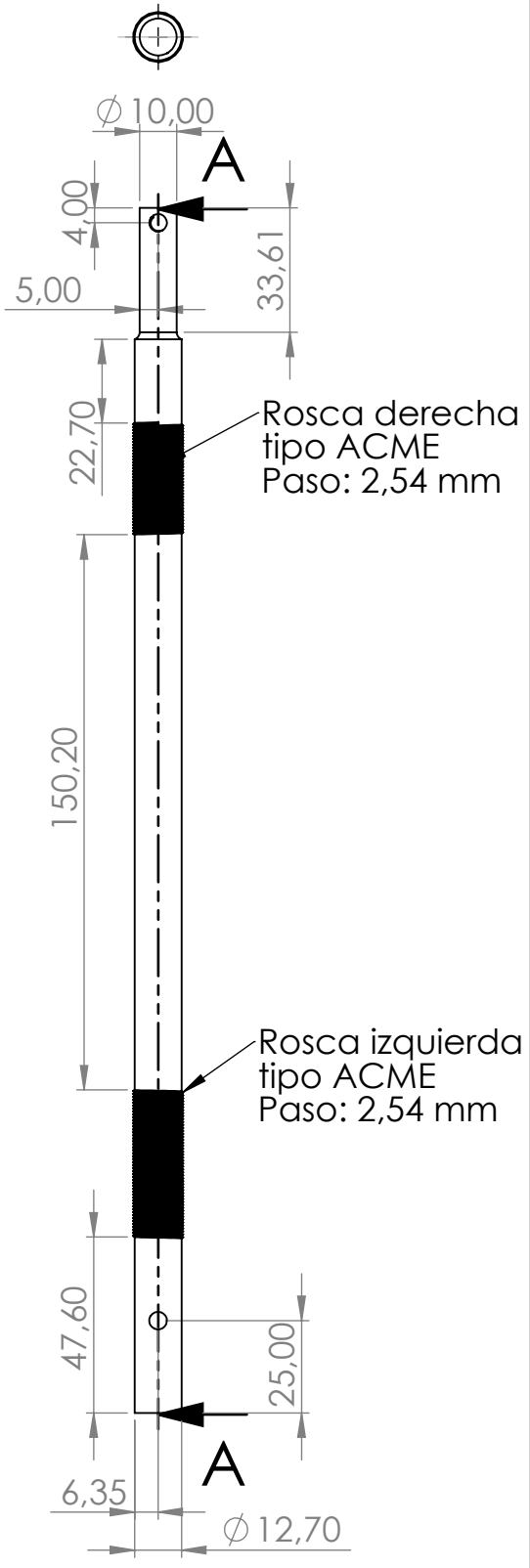
ESCALA 1 : 1



DETALLE C

ESCALA 1 : 1





SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 2

Acero SAE 1045 Barra cilindrica 0,5 in		Fecha	Nombre	**PROYECTO FINAL** DISEÑO DE UN PROTOTIPO PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS A TRACION	Area Metalurgia Fi-UNMDP
	Dibujo	20/10/2024	Civetta		
	Reviso	20/10/2024	Civetta		
	Aprobó	20/10/2024	Fernandino		
	Escala 1:2	Descripción Tornillo de movimiento lado izquierdo			
	Tolerancia				N° de plano 16

10 ANEXO II – CODIGO ARDUINO: CONTROL DE MOTOR Y LECTURA DE SENSORES

```
#include <Wire.h>
#include <Adafruit_ADS1X15.h>

#define ENABLE_PIN 5
#define DIR_PIN 6
#define STEP_PIN 7

Adafruit_ADS1115 ads;

const int motorStepsPerRevolution = 400;
const int microstep = 16;
int RPM = 16;
bool motorRunning = false;

const long stepsPerRevolution = motorStepsPerRevolution * microstep;
long stepDelay = 0;

// Sensibilidades (ajustables desde el monitor serie)
float sensibilidadFuerza = 24.0;
float escalaFuerza = 500.0;

float sensibilidadDesplazamiento = 10.0;
float escalaDesplazamiento = 50.0;

void calculateStepDelay() {
  if (RPM < 5) RPM = 5;
  if (RPM > 250) RPM = 250;
  stepDelay = (60L * 1000000L) / (RPM * stepsPerRevolution);
  if (stepDelay <= 0) stepDelay = 1;
}
```

```
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  ads.begin();

  pinMode(ENABLE_PIN, OUTPUT);
  pinMode(DIR_PIN, OUTPUT);
  pinMode(STEP_PIN, OUTPUT);
  digitalWrite(ENABLE_PIN, HIGH);

  calculateStepDelay();
  Serial.println("Sistema listo. Ingrese comandos:");
}

void loop() {
  if (Serial.available() > 0) {
    String command = Serial.readStringUntil('\n');
    command.trim();

    if (command.startsWith("RPM:")) {
      RPM = command.substring(4).toInt();
      calculateStepDelay();
    } else if (command == "START") {
      motorRunning = true;
      digitalWrite(ENABLE_PIN, LOW);
    } else if (command == "STOP") {
      motorRunning = false;
      digitalWrite(ENABLE_PIN, HIGH);
    } else if (command == "REVERSE") {
      digitalWrite(DIR_PIN, !digitalRead(DIR_PIN));
    } else if (command.startsWith("SFUERZA:")) {
      sensibilidadFuerza = command.substring(8).toFloat();
    } else if (command.startsWith("SESCALA:")) {
      escalaFuerza = command.substring(8).toFloat();
```

```
    } else if (command.startsWith("SDESPL:")) {
      sensibilidadDesplazamiento = command.substring(7).toFloat();
    } else if (command.startsWith("DESCALA:")) {
      escalaDesplazamiento = command.substring(8).toFloat();
    }
  }

  if (motorRunning) {
    digitalWrite(STEP_PIN, HIGH);
    delayMicroseconds(stepDelay);
    digitalWrite(STEP_PIN, LOW);
    delayMicroseconds(stepDelay);
  }

  int16_t rawForce = ads.readADC_SingleEnded(0);
  float voltageForce = rawForce * 0.1875 / 1000.0;
  float fuerza = (voltageForce * 1000.0) * (escalaFuerza /
sensibilidadFuerza);

  int16_t rawDespl = ads.readADC_SingleEnded(1);
  float voltageDespl = rawDespl * 0.1875 / 1000.0;
  float desplazamiento = (voltageDespl * 1000.0) *
(escalaDesplazamiento / sensibilidadDesplazamiento);

  Serial.print("Fuerza: ");
  Serial.print(fuerza);
  Serial.print(" kg | Desplazamiento: ");
  Serial.print(desplazamiento);
  Serial.println(" mm");

  delay(200);
}
```