



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

TEMA:

**“MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS ESTÁTICOS DE RESORTES DE
TRACCIÓN”**



Trabajo de grado previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica

AUTOR: Bryan Alexander Parra Alvarez

DIRECTOR: PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino

ASESOR: PhD. David Alberto Ojeda Peña

Ibarra- Ecuador

2025



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1750308577		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Parra Alvarez Bryan Alexander		
DIRECCIÓN:	Guayllabamba, Pichincha		
EMAIL:	baparraa@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	2164174	TELÉFONO MÓVIL:	0959034603


DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	“MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS ESTÁTICOS DE RESORTES DE TRACCIÓN”
AUTOR (ES):	Parra Alvarez Bryan Alexander
FECHA DE APROBACIÓN: DD/MM/AAAA	04/02/2025
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica
ASESOR /DIRECTOR:	PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino

2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 04 días del mes de febrero de 2025

EL AUTOR:

(Firma).....

Nombre: Parra Alvarez Bryan Alexander

**CERTIFICACIÓN DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN
CURRICULAR**

Ibarra, 04 de febrero de 2025

PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino

DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del trabajo de titulación, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Unidad Académica de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.

(f) 

PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino

C.C.: 1756778252

DEDICATORIA

Para mis queridos padres, hermanos y a toda mi familia.

Su gran amor y su apoyo incondicional han sido una luz que guio mi camino en este largo viaje académico. Su comprensión y su confianza en mí me han proporcionado las fuerzas necesarias para superar cualquier obstáculo durante toda mi vida. Por su gran ejemplo he aprendido el valor de la perseverancia y el valor del trabajo arduo. Esta tesis es el resultado de su confianza y su infinito apoyo.

En especial dedico este trabajo a mis padres, mis pilares fundamentales, gracias a su sacrificio y permanente apoyo todo esto ha sido posible.

AGRADECIMIENTO

Agradezco profundamente a los pilares de mi vida a mi padre Marco Parra y a mi madre Angelita Alvarez, quienes a través de su sacrificio e inmenso cariño me dieron la fuerza para seguir adelante. A toda mi familia que siempre me alentaron a superarme y fortalecerme pese a los problemas.

Mis más sinceros agradecimientos a mi director de tesis, PhD Marco Antonio Ciaccia Sortino, por su orientación, su paciencia y su amplio conocimiento los cuales me guiaron durante todo este proceso. A mi asesor, PhD David Alberto Ojeda Peña, por su amistad y su guía a lo largo de toda la carrera universitaria.

Además, agradezco a las todas las amistades creadas en este largo y arduo camino, a mis amigos los “ Ratotas” con quienes durante todo este tiempo compartí invaluable momentos y experiencias.

RESUMEN

Dentro del proyecto se abordó el diseño de una máquina para ensayos estáticos de resortes de tracción, con el objetivo de contribuir al campo académico y la validar las características de resortes helicoidales de tracción. Para ello, se aplicó un enfoque cuantitativo que constó de revisión bibliográfica, el empleo de simulaciones, cálculos analíticos y experimentales para la validación del sistema. Siguiendo la norma ISO DIS 22705-2, se definieron características y requerimientos de la máquina. Asimismo, esta norma indica el proceso y parámetros necesarios para realizar los ensayos de tracción en resortes helicoidales.

Mediante la aplicación de ensayos de tracción correspondientes a 32 especímenes de cuatro modelos de resortes, fabricados en diferentes talleres en el país con distintas características de diámetro de alambre y distinto índice del resorte, se evaluaron sus propiedades mecánicas. Estos resortes fueron fabricados con acero estirado en frío, según la norma ASTM A228. Se determinó los parámetros de comportamiento mecánico como la constante de rigidez y la precarga inicial, utilizando la máquina de ensayos estáticos de tracción de resortes helicoidales.

Al concluir los ensayos, se observaron algunas variaciones en los valores de la constante de rigidez y la precarga inicial. En la mayoría de los casos, el error osciló entre el 1 y el 5 %, mientras que el máximo alcanzo unos 20%. Estos cambios pueden atribuirse a las condiciones en las que se realizaron dichos ensayos, como factores ambientales, lumínicos, y la ausencia de partículas contaminantes.

Palabras clave: precarga inicial, constante de rigidez, error, resorte, máquina de ensayos de tracción.

ABSTRACT

Within the project, the design of a machine for static testing of tensile springs was addressed, with the aim of contributing to the academic field and validating the characteristics of helical tensile springs. To achieve this, a quantitative approach was applied, consisting of a literature review, the use of simulations, analytical and experimental calculations for system validation. Following the ISO DIS 22705-2 standard, the characteristics and requirements of the machine were defined. Additionally, this standard specifies the process and parameters necessary for conducting tensile tests on helical springs.

Through the application of tensile tests on 32 specimens from four different spring models, manufactured in various workshops across the country with different wire diameters and spring indices, their mechanical properties were evaluated. These springs were made of cold-drawn steel, in accordance with ASTM A228. Mechanical behavior parameters such as the stiffness constant and initial preload were determined using the static tensile testing machine for helical springs.

Upon completion of the tests, some variations were observed in the values of the stiffness constant and initial preload. In most cases, the error ranged between 1% and 5%, while the maximum reached approximately 20%. These variations may be attributed to the conditions under which the tests were conducted, such as environmental factors, lighting conditions, and the absence of contaminant particles.

Keywords: initial preload, stiffness constant, error, spring, tensile testing machine.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA	II
DEDICATORIA	V
RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	18
1.1. Planteamiento del problema	18
1.2. Objetivos	19
1.2.1. Objetivo general	19
1.2.2. Objetivos específicos	19
1.3. Justificación	19
1.4. Alcance	20
CAPÍTULO II: MARCO REFERENCIAL	21
2.1. Antecedentes	21
2.2. Marco teórico	23
2.3. Concepto de resorte	23
2.4. Tipos de resortes helicoidales	23
2.5. Resortes de tracción	24
2.6. Tipo de gancho	25
2.7. Características mecánicas de los resortes	25
2.7.1. Características principales de los materiales	25
2.7.2. Constante de rigidez	25

2.7.3. Precarga inicial (F_i)	26
2.8. Norma ISO-DIS-22705-2	27
2.8.1. Deflexión del resorte helicoidal de tracción (S1).....	29
2.8.2. Relación fuerza/Desplazamiento (R)	29
2.8.3. Precarga inicial F_i según la norma ISO DIS 22705-2	30
2.9. Tornillos de potencia	30
2.9.1. Perfil de cuerdas o rosca	30
2.10. Análisis de fuerza y torque de un tornillo de potencia	31
2.10.1. Torque requerido para elevar una carga	31
2.10.2. Área de esfuerzo por tensión	32
2.10.3. Autobloqueo y retroceso en tornillos de potencia	32
2.11. Engranajes	33
2.12. Engranajes cónicos	33
2.12.1. Geometría del engranaje cónico	34
2.12.2. Fuerzas sobre engranajes cónicos.....	35
2.12.3. Esfuerzo de flexión de engranajes cónicos.....	35
2.13. Pernos estándares y tornillos de máquina.....	36
2.13.1. Sujetadores precargados a la tensión	36
2.13.2. Pernos precargados bajo carga dinámica.....	37
2.13.3. Factor de seguridad para pernos sometidos a carga de fatiga.....	38
CAPÍTULO III	39
3.1. Marco metodológico.....	39

3.2. Modelo de investigación	39
3.3. Diseño de la investigación.....	42
3.3.1. Determinación de los requerimientos (fase 1):	42
3.3.2. Diseñar la máquina en base a los requerimientos (fase 2)	42
3.3.3. Construir la máquina diseñada (fase 3).....	44
3.3.4. Validar el funcionamiento de la máquina (fase 4)	44
CAPÍTULO IV – RESULTADOS Y DISCUSIÓN	45
4.1. Resultados	45
4.2. Requerimientos y restricciones de la máquina	45
4.3. Estudio de alternativas.....	46
4.3.1. Tipo de mecanismo	46
4.3.2. Mecanismo de fuerza	49
4.3.3. Medición del desplazamiento.....	51
4.3.4. Medición de fuerza.....	54
4.3.5. Adquisición de datos	56
4.3.6. Periférico de salida.....	59
4.4. Matriz morfológica.....	61
4.5. Selección de alternativas	64
4.6. Criterios de evaluación	64
4.6.1. Alimentación.....	64
4.6.2. Dimensiones de máquina	64
4.6.3. Medición del desplazamiento.....	65

4.6.4. Medición de la fuerza.....	65
4.6.5. Costo	65
4.6.6. Adquisición de datos	65
4.7. Valoración de criterios	65
4.8. Evaluación de criterios	66
4.8.1. Selección del Tipo de mecanismo.....	66
4.8.2. Selección del mecanismo de fuerza	67
4.8.3. Selección del método de medición de desplazamiento.....	67
4.8.4. Selección del método de medición de fuerza.....	68
4.8.5. Selección del método de adquisición de datos.....	69
4.8.6. Selección del periférico de salida	70
4.9. Propuesta final.....	70
4.10. Librerías de Arduino.....	71
4.11. Diseño mecánico.....	72
4.11.1. Dispositivo de transmisión de potencia: Tornillo sin fin.....	72
4.11.2. Dispositivo de transmisión de potencia: Engranajes	75
4.11.3. Diseño de la geometría de los engranajes.....	75
4.12. Mecanismo de fuerza de engranajes	76
4.13. Elección de los sujetadores o pernos	77
4.14. Diseño de la estructura superior crítica	78
4.14.1. Comportamiento mecánico de la estructura crítica	78
4.14.2. Simulación de pandeo.....	82

4.15.	Estructura de calibración de la celda de carga.....	83
4.15.1.	Comportamiento mecánico de la estructura de calibración.....	84
4.15.2.	Función de calibración.....	85
4.16.	Calibración de la celda de carga Mavin NA4.....	86
4.17.	Calibración del sensor láser	87
4.18.	Resultados de la implementación	88
4.18.1.	Sistema electrónico.....	88
4.18.2.	Sistema mecánico	89
4.19.	Pruebas de funcionamiento.....	90
4.19.1.	Protocolo de pruebas	90
4.20.	Cálculo de la constante de rigidez del resorte	91
4.20.1.	Resultados de ensayos	92
4.20.2.	Análisis comparativo de los resultados	95
4.21.	Cálculo de la precarga inicial	97
4.21.1.	Análisis comparativo de la precarga inicial.....	99
4.22.	Costos	101
	CONCLUSIONES	104
	RECOMENDACIONES	106
	BIBLIOGRAFÍA	107
	ANEXOS	109

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Parámetros de resortes helicoidales cilíndricos conformados en frío.....	28
Tabla 2 Ecuaciones de engranajes cónicos.....	35
Tabla 3 Parámetros para el factor de seguridad en un perno sujeto a cargas dinámicas.	38
Tabla 4 Requerimientos de la máquina.	45
Tabla 5 Restricciones de la máquina.	45
Tabla 6 Matriz morfológica del sistema.	62
Tabla 7 Evaluación de criterios	66
Tabla 8 Evaluación del tipo de mecanismo.	67
Tabla 9 Evaluación del mecanismo de fuerza.	67
Tabla 10 Evaluación del método de medición del desplazamiento.....	68
Tabla 11 Evaluación del método de medición de fuerza.....	69
Tabla 12 Pines necesarios para elementos de la máquina de ensayos.....	69
Tabla 13 Método de adquisición de datos.	70
Tabla 14 Selección del periférico de salida.	70
Tabla 15 Librerías de Arduino a usar.	72
Tabla 16 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono.....	73
Tabla 17 Dimensiones de cuerdas de tornillo de estándar ISO.	74
Tabla 18 Coeficientes de fricción de pares roscados.....	74
Tabla 19 Cálculos del Tornillo de potencia.....	75
Tabla 20 Cálculos del mecanismo de engranajes cónico.....	76
Tabla 21 Cálculos de los pernos sometidos a carga dinámica.....	77
Tabla 22 Valores de análisis estáticos de esfuerzo y energía de deformación.	80
Tabla 23 Componentes del gabinete eléctrico.	88
Tabla 24 Propiedades geométricas de los modelos de resorte fabricados.....	90

Tabla 25 Constantes de rigidez resultante modelo C6D2 (N/mm).....	92
Tabla 26 Constantes de rigidez resultante modelo C8D2 (N/mm).....	92
Tabla 27 Constantes de rigidez resultante modelo C6D4 (N/mm).....	93
Tabla 28 Constantes de rigidez resultante modelo C8D4 (N/mm).....	93
Tabla 29 Constantes de rigidez calculadas con datos experimentales (N/mm).....	94
Tabla 30 Comparación de resultados de constante de rigidez (N/mm).....	94
Tabla 31 Diferencias relativas de la constante de rigidez.....	96
Tabla 32 Precarga inicial experimental de los resortes (N).....	98
Tabla 33 Precargas iniciales calculadas con los datos experimentales (N).....	99
Tabla 34 Diferencia de la precarga inicial (N).	100
Tabla 35 Costos de componentes eléctricos.	102
Tabla 36 Costos mecánicos de la máquina de ensayos.....	102
Tabla 37 Costos totales.....	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Clasificación de resortes.	24
Fig. 2. Resortes helicoidales cilíndricos de tracción.	24
Fig. 3. Tipos de ganchos.....	25
Fig. 4. Parámetros de medición geométricas del resorte.	28
Fig. 5. Cuerdas cuadradas, Acme, reforzada.....	30
Fig. 6. Análisis de fuerzas en el punto de contacto al momento de bajar una carga.	31
Fig.7. Mecanismo de engranajes cónicos rectos.	33
Fig. 8. Sección transversal mecanismo de engranajes cónicos.	34
Fig. 9. Precarga en un ensamble con perno.....	37
Fig. 10. Obtención de parámetros según la norma ISO DIS 22705-2.....	41
Fig. 11. Mecanismo vertical con tornillo de potencia.	46
Fig. 12. Mecanismo horizontal con tornillo de potencia.....	47
Fig. 13. Mecanismo vertical con tornillo de potencia manual.	48
Fig. 14. Servomotor.....	49
Fig. 15. Mecanismo de engranajes cónicos.....	50
Fig. 16. Calibre.....	51
Fig. 17. Sensor láser VL53L0x.	52
Fig. 18. Medición con openCV.....	53
Fig. 19. Celda de carga NA4.....	54
Fig. 20. Sensor piezoeléctrico.	56
Fig. 21. Microcontrolador ESP32.	57
Fig. 22. Arduino UNO.....	58
Fig. 23. Raspberry PI.....	59
Fig. 24. Módulo LCD 16x2.....	60
Fig. 25. Pantalla Oled 128x64.....	61

Fig. 26. Propuesta final de máquina de ensayos de tracción.....	71
Fig. 27. Estructura superior crítica.	78
Fig. 28. Condiciones de borde para la simulación.	79
Fig. 29. Cociente de aspecto isométrico.....	79
Fig. 30. Cociente de aspecto frontal.	79
Fig. 31. Curva de convergencia de esfuerzos y energía de deformación.	81
Fig. 32. Valores máximos y mínimos en simulación.	81
Fig. 33. Análisis del pandeo de estructura superior crítica.	82
Fig. 34. Cociente de aspecto para pandeo.	82
Fig. 35. CAD Estructura de calibración.	83
Fig. 36. Análisis estático de la estructura de calibración.	84
Fig. 37. Malla de la estructura de calibración.	84
Fig. 38. Factor de seguridad de la estructura de calibración.	85
Fig. 39. Patrones de masa SECalMet.	86
Fig. 40. Estructura para la calibración.....	87
Fig. 41. Estructura de calibración con 100 kg de masa.....	87
Fig. 42. Lectura de capacidad máxima de celda de carga.	87
Fig. 43. Compuerta posterior del gabinete.	89
Fig. 44. Interior del gabinete. a) Arduino UNO b) Cable de datos, c) Pulsador de puesta a cero, d) Módulo Hx711, e) Cable de alimentación.....	89
Fig. 45. Sistema mecánico de la máquina de ensayos de tracción.	89
Fig. 46. Especímenes del modelo C6D2T1.....	91
Fig. 47. Especímenes del modelo C8D2T1.....	91
Fig. 48. Especímenes del modelo C6D4T1.....	91
Fig. 49. Especímenes del modelo C8D4T1.....	91

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

1.1. Planteamiento del problema

Los resortes son elementos mecánicos usados para el almacenamiento y liberación de energía siempre que sea necesario. Comúnmente son usados para amortiguar o distribuir fuerzas y cargas. Estos son fabricados de diferentes dimensiones y materiales, como los son el acero al carbono, acero inoxidable, entre otros. Los mismos se clasifican según como soporta la carga; ya sea de tracción, compresión o torsión. El proceso de manufactura de los resortes, aunque deben cumplir con las normas relacionadas, son diferentes dependiendo del elaborador. En el Ecuador se pueden encontrar varios tipos de fabricantes; tales como “Iván Bohman” y “Aceros del Ecuador”; sin embargo, realizan la manufactura bajo pedido con el inconveniente que no existe una forma de comprobar los parámetros de diseño de estos elementos [1].

Así mismo, para el diseño de los resortes a tracción se deben considerar algunos aspectos que influyen en su manufactura; entre estos es importante la precarga inicial ya que el comportamiento del resorte dependerá de este valor. No obstante, aunque en el Ecuador se elaboran resortes de tracción de manera artesanal, estos son construidos con un factor de precarga inicial que depende del equipo donde son fabricados. Además, no se realiza ningún control de calidad aparte del acatamiento de las características geométricas del resorte. Actualmente, para determinar la precarga inicial en los resortes se requiere realizar un ensayo experimental que permita caracterizarlo. Para ello, se hace necesario la presencia de un equipo que someta al resorte de tracción a carga controlada versus el desplazamiento. El disponer una máquina de ensayos, específicamente para resortes de tracción, sería de gran apoyo para el sector académico debido a que se

generarían investigaciones que servirían de ayuda al sector industrial, específicamente al fabricante de resortes.

Adicionalmente, con los resultados obtenidos en las investigaciones, la universidad pudiera establecer normas que garantizarían un control de calidad en estas empresas.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

- Desarrollar una máquina para ensayos estáticos de resortes de tracción.

1.2.2. Objetivos específicos

- Determinar los requerimientos para el desarrollo de la máquina.
- Diseñar la máquina con base en los requerimientos determinados.
- Construir la máquina diseñada.
- Validar el funcionamiento de la máquina.

1.3. Justificación

El siguiente trabajo de titulación tiene como enfoque la contribución al campo académico, ayudando al estudio de las características de los resortes helicoidales de tracción y validar las respuestas de forma práctica y analítica. Además, brindará la oportunidad de realizar comparaciones fiables entre los valores reales y los analíticos. Asimismo, beneficiará al campo industrial al dar la oportunidad a los fabricantes de resortes el detallar los parámetros técnicos, los cuales pueden ser validados por la Universidad con el propósito de brindar control de calidad de los muelles según los requerimientos de los usuarios.

1.4. Alcance

Se realizará el diseño y el desarrollo de una máquina para la medición de la constante de rigidez y la precarga de resortes helicoidales de tracción. Las dimensiones máximas de estos elementos de máquinas serán de 300 mm y que desarrollen una fuerza máxima de 1000 N con 20 mm de deflexión. Se tomará como base la norma ISO DIS22705-2 para los ensayos en los resortes de tracción.

CAPÍTULO II: MARCO REFERENCIAL

2.1. Antecedentes

En el Ecuador se puede encontrar algunos fabricantes de resortes como “Ivan Bohman” y “Aceros del Ecuador”. La gran mayoría de los resortes tienen forma helicoidal y su función está en soportar cargas de tracción o compresión constantemente. Los resortes de tracción poseen parámetros importantes para su proceso de manufactura, siendo uno de los más importantes la precarga inicial y la constante de rigidez. No obstante, en el Ecuador los fabricantes locales realizan resortes de manera artesanal y hacen caso omiso en estos parámetros, por lo tanto, la falta de control en la fabricación en los resortes puede traer como consecuencia diseños defectuosos dentro de las industrias en Ecuador [1].

A lo largo de los últimos años se han realizado proyectos relacionados con el diseño y construcción de máquinas para ensayos de tracción, compresión o torsión, diversas investigaciones han proporcionado un marco de referencia para las necesidades específicas de ensayos en diferentes materiales y condiciones. Estos antecedentes brindan una base sólida para el diseño de una máquina de ensayos de tracción, al considerar aspectos normativos, criterios de diseño, seguridad y funcionalidad.

En la tesis “Diseño de una máquina de ensayo de tracción standard bajo la norma ASTM E8 para la facultad de ingeniería de la Universidad Continental” [2], se desarrolló una máquina con una capacidad de 300 kN para ensayos en materiales metálicos, siguiendo un proceso de diseño sistemático basado en la normativa ASTM E8. Este proyecto resalta la importancia de emplear componentes de alta calidad y asegurar un factor de seguridad adecuado para garantizar la robustez y confiabilidad de la máquina. El uso de acero ASTM A36 para la estructura proporciona un punto de referencia clave para evaluar la resistencia de materiales en aplicaciones de alto esfuerzo.

Por otro lado, el proyecto “Diseño de un equipo para ensayos de tracción en materiales suaves y tejidos biológicos” [3] se centra en materiales con propiedades mecánicas particulares, como piel y colágeno, que requieren un enfoque específico para evitar daños durante los ensayos. Este diseño se caracteriza por su optimización en costos y eficiencia en área de trabajo, incorporando circuitos electrónicos para mejorar la amplificación de las señales de los sensores. Los resultados obtenidos son relevantes para el diseño de máquinas especializadas en ensayos de deformaciones grandes y cargas bajas, aplicables también a resortes que operan bajo pequeños rangos de fuerza y elongación considerable.

Asimismo, el “Diseño y construcción de una máquina para ensayos de compresión de madera” [4], con capacidad de 15 toneladas, establece una metodología integral al combinar simulaciones en software como SolidWorks y la aplicación de normas ASTM E9-94 y ASTM D-143-94. Este enfoque permite validar el diseño estructural y garantizar una alineación precisa de las probetas, minimizando errores. La adaptación de normas para los ensayos estáticos es crucial, especialmente para asegurar que los resultados sean fiables y estandarizados a nivel internacional.

En el “Diseño de una máquina de tracción bajo las normas ASTM-D638 e ISO 527-4, con capacidad de 10 kN” [5], se destaca la importancia de un factor de seguridad mínimo de 6 y la aplicación de simulaciones detalladas para garantizar resultados confiables. Este proyecto resalta la necesidad de considerar dimensiones y deflexiones dentro de un margen seguro, logrando una curva esfuerzo-deformación precisa, lo cual es fundamental para el desarrollo de equipos que evalúen la elasticidad y resistencia de resortes de tracción.

El “Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros” [6], y el “Diseño de una máquina de ensayos de tracción para cuerdas de fibras sintéticas” [7],

abordan la importancia de ofrecer soluciones funcionales y económicas, utilizando componentes accesibles y procesos de diseño ingenieril. En ambos casos, la capacidad de carga y las limitaciones del equipo se analizaron cuidadosamente para cumplir con las normas ISO 2307 y ASTM, asegurando tanto la precisión de los ensayos como la seguridad del equipo.

En conclusión, estos antecedentes proporcionan información valiosa para el diseño de una máquina de ensayos estáticos de resortes de tracción, al integrar principios normativos, criterios de diseño y consideraciones económicas. La adaptación de estas estrategias permitirá desarrollar un equipo robusto, preciso y funcional, alineado con las necesidades del contexto académico y las especificaciones del proyecto.

2.2. Marco teórico

2.3. Concepto de resorte

El resorte es considerado un elemento de máquina que posee una forma geométrica adecuada para soportar deformaciones elásticas importantes, las mismas son proporcionales a las fuerzas aplicadas y a las dimensiones de estas; sin llegar al límite de ruptura o deformación plástica. Estos resortes están fabricados de gran variedad de formas y dimensiones, con diferentes materiales como el acero inoxidable, acero al carbono, acero al cromo de silicio y otros materiales con propiedades elásticas similares [8], [9].

2.4. Tipos de resortes helicoidales

Existen diferentes tipos de resortes helicoidales dependiendo de su forma como se muestra en la Fig.1.

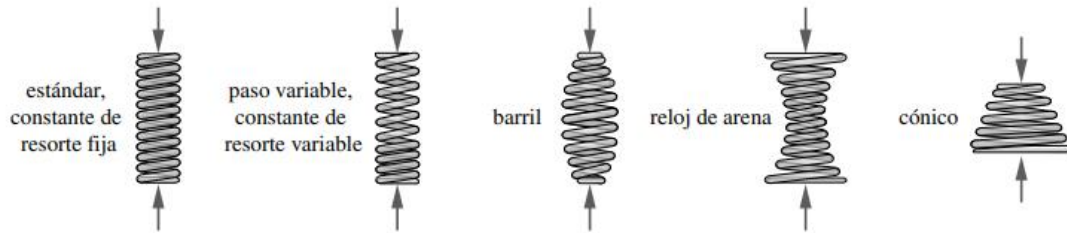


Fig. 1. Clasificación de resortes [9].

2.5. Resortes de tracción

La funcionalidad principal de este tipo de resortes es inversa a la compresión. Este tipo de resorte se caracteriza por oponerse a una fuerza exterior que trata de estirarlo en la dirección de su propio eje [10]. Dentro de estos resortes se puede encontrar los resortes helicoidales de barra de enganche y de fuerza constante.

A) Resorte helicoidal cilíndrico de tracción

Las espiras de este tipo de resorte se caracterizan por estar muy unidas entre cada espira, lo que en caso de este tipo de resortes debe presentar extremos curvados en forma de ganchos para ejercer una fuerza y la misma sea opuesta por la fuerza del resorte. El tipo de gancho puede variar de resorte en resorte según se requiera [9], [10].

Estos resortes cuentan con una tensión inicial conocida como la precarga, la cual es la fuerza que mantiene unidas a las espiras. En la Fig.2, se observa los resortes helicoidales cilíndricos de tracción de diferentes diámetros y tamaño.



Fig. 2. Resortes helicoidales cilíndricos de tracción [9], [10].

2.6. Tipo de gancho

En la Fig.3, se observa diferentes tipos de ganchos que poseen los resortes.

Dentro de los ganchos se mencionan dos principales categorías los de deflexión angular y de trabado [1].

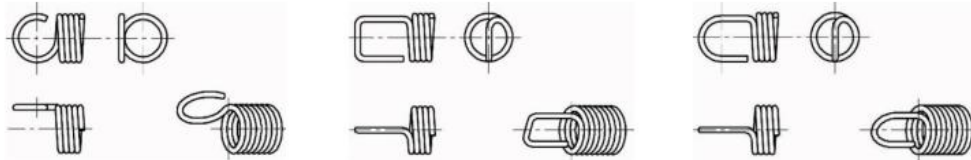


Fig. 3. Tipos de ganchos [11].

2.7. Características mecánicas de los resortes

2.7.1. Características principales de los materiales

Al momento de la fabricación de los resortes se debe tener varios aspectos para tomar en cuenta, siendo el más importante el material el cual se usará para su manufactura, dado que la característica principal de los resortes es la deformación y esta varía dependiendo de la carga que se le aplique y la forma del resorte [1], [10].

Para la fabricación de estos resortes se usan diferentes tipos de acero, siendo los más comunes, el acero aleado al carbono.

2.7.2. Constante de rigidez

Se define como la cantidad de fuerza necesaria para producir un cambio en la longitud de un resorte. Además, está representada por K y cuantifica la resistencia que posee el resorte a la deformación. Es importante tomar en cuenta que mientras este valor de constante de rigidez sea mayor el resorte tendrá un comportamiento mucho más rígido. Para realizar la medición de este parámetro, se puede hacer uso del método de carga y

desplazamiento. Este parámetro se consigue al evaluar una carga conocida con su cambio de longitud o desplazamiento haciendo uso de la ecuación (1).

$$K = \frac{F}{y} \quad (1)$$

Donde:

K es la constante de rigidez [N/m].

F es la fuerza aplicada conocida [N].

y es el cambio de longitud o desplazamiento [m].

Esta fórmula está basada en la premisa que considera que tanto la fuerza aplicada como el desplazamiento tienen un comportamiento lineal. Es importante considerar que la fórmula anteriormente mencionada es aplicable a resortes lineales.

En el caso de los resortes no lineales se puede ocupar la fórmula como una aproximación para conocer la constante de rigidez. Sin embargo, para este tipo de caso se puede hacer uso de cálculos analíticos para encontrar este valor.

2.7.3. Precarga inicial (F_i)

La precarga es una característica de los resortes de tracción la cual se refiere a una fuerza de compresión aplicada inicialmente en el resorte antes de que sea sometido a alguna carga adicional. Además, es usada comúnmente donde se requiera que exista un ajuste preciso en la posición inicial, buscando eliminar helgaduras que exista en los resortes.

Es importante considerar que la precarga también afecta a la constante de rigidez, es decir, mientras un resorte cuente con una precarga asumirá una constante de resorte efectiva. Así mismo, esta característica puede afectar al desplazamiento del resorte

dependiendo si cuenta con mayor o menor precarga, es decir, mientras tenga más precarga se necesitará una fuerza mayor para desplazarlo y así afectaría a su medida.

Teóricamente la precarga F_i se mide mediante la extrapolación de la parte lineal de la curva hasta el eje de la fuerza [9].

Se debe tener en cuenta que este método de medición considera que tanto la fuerza y el desplazamiento son lineales. En caso de que el resorte no sea lineal, la forma para calcular la precarga cambia.

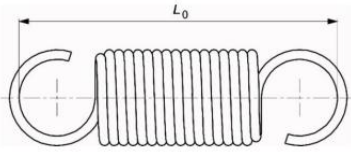
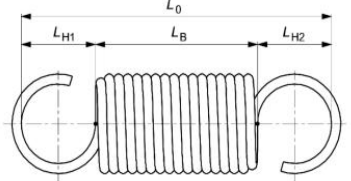
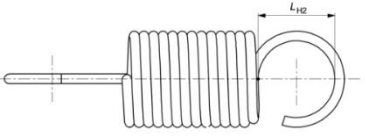
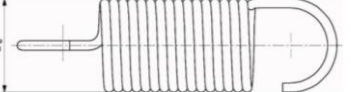
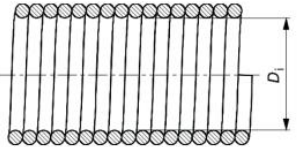
2.8. Norma ISO-DIS-22705-2

La norma ISO (Organización Internacional de Normalización) es una federación mundial de organismos nacionales de normalización. Se encarga de preparar normas internacionales técnicas denominadas ISO.

La normativa ISO-DIS-22705-2 detalla parámetros de los resortes helicoidales de extensión cilíndricos conformados en frío, especifica las condiciones necesarias para realizar una medición y la prueba de estos resortes. Además, detalla especificaciones geométricas, características de instrumentación metrológica, diseños. Juntamente con la norma ISO 3611 e ISO 13385-1 especifican la manera correcta de calibrar los equipos de medición, tomando en cuenta distintas especificaciones de los sistemas ya sea ópticos o microscópicos [11]. Además, brinda información acerca del procedimiento que se debe tomar en cuenta al momento de realizar las mediciones de los parámetros de los resortes de tracción, tales como: medición del gancho, número de espiras del resorte, etc.

En la tabla 1 se observa algunos de los parámetros que tiene los resortes helicoidales cilíndricos junto a equipos de medición que se puede usar.

Tabla 1 Parámetros de resortes helicoidales cilíndricos conformados en frío [11].

Parámetro	Equipo de medición	Ejemplo
Longitud libre (L ₀)	Calibre micrométrico, sensor electrónico de medición, instrumentos ópticos, sistemas de cámaras.	
Longitud corporal (L _B)	Micrómetro, pie de rey, sensor de medida electrónica, dinamómetro, instrumentos ópticos de medición.	
Longitud del gancho del resorte (L _H)	Pie de rey, sensor de medida electrónica, instrumentos de medición óptica, sistema de cámaras.	
Diámetro exterior (D _e)	Calibre micrométrico, calibre pie de rey, equipos de medición óptica.	
Diámetro interior (D _i)	Pinza, Tornillos micrométricos, equipos de medición óptica.	

En la Fig. 4, se muestra la representación de los distintos parámetros de los resortes helicoidales.

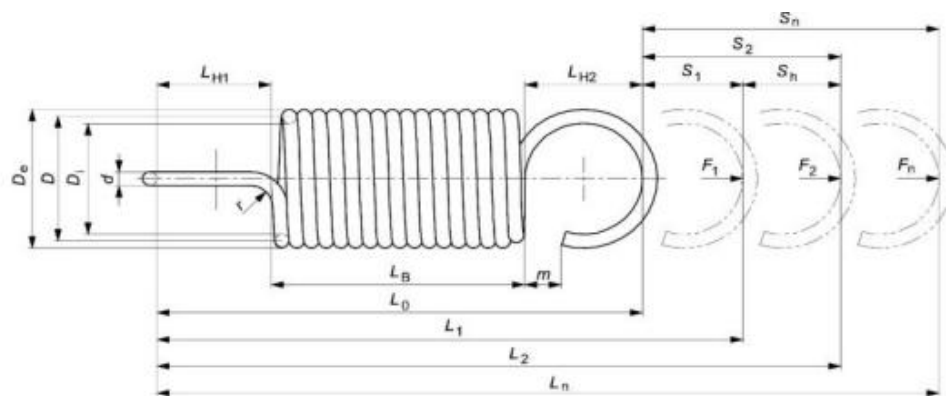


Fig. 4. Parámetros de medición geométricas del resorte.

2.8.1. Deflexión del resorte helicoidal de tracción (S1)

La deflexión S1 hace referencia a cuanto se comprime o se estira un resorte ante la aplicación de una carga tal como se muestra en la ecuación (2).

$$S1 = L1 - L0 \quad (2)$$

Donde:

L0 es la longitud inicial exacta del resorte.

L1 es la longitud de resorte extendido una vez se han separado sus bobinas.

S1 es la deflexión.

2.8.2. Relación fuerza/Desplazamiento (R)

Esta relación de fuerza y desplazamiento corresponde a la constante de rigidez R como se muestra en la ecuación (3).

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta L} = \frac{(F2 - F1)}{(L2 - L1)} \quad (3)$$

Donde:

L1 es la longitud del resorte para la primera deflexión.

L2 es la longitud del resorte tal que se cumpla que la segunda deflexión debe ser igual a la primera deflexión.

F1 es la carga aplicada al realizar L1.

F2 es la carga aplicada al realizar L2.

2.8.3. Precarga inicial F_i según la norma ISO DIS 22705-2

La presencia de una carga inicial antes de que el resorte presente alguna desviación en su longitud libre viene dada por la ecuación (4).

$$F_i = F_1 - S_1 * R \quad (4)$$

Donde R es la constante de rigidez experimental.

2.9. Tornillos de potencia

Los tornillos de potencia comúnmente llamados tornillos de avance, transforman el movimiento giratorio en un movimiento lineal. Estos elementos son capaces de elevar o mover grandes cargas dependiendo del perfil de la cuerda [9].

2.9.1. Perfil de cuerdas o rosca

La cuerda es una hélice que, cuando gira, hace que el tornillo avance hacia la pieza de trabajo. La cuerda externa (tornillo) o interna (orificio roscado). Estos perfiles se encuentran estandarizados por organizaciones UNS (estándar nacional unificado) e ISO (estándar europeo). Las cuerdas de UNS está definido con 3 series estándares: el paso grueso (UNC), paso fino (UNF), paso extrafino (UNEF). Así mismo, para tornillos de potencia se puede encontrar más tipos de cuerda, la cuadrada, la cuerda acmé y la cuerda reforzada. En la Fig.5, se muestra los diferentes tipos de cuerda para los tornillos de potencia [9], [12].

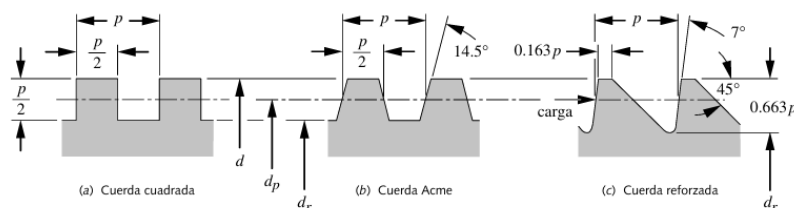


Fig. 5. Cuerdas cuadradas, Acme, reforzada [9]

2.10. Análisis de fuerza y torque de un tornillo de potencia

2.10.1. Torque requerido para elevar una carga

La cuerda del tornillo es un plano inclinado que se enrolla a través de un cilindro para crear una hélice. Si se enrolla una revolución de la hélice se puede comprar como un bloque representativo de una tuerca que se desliza en el plano inclinado como se muestra en la Fig.6.

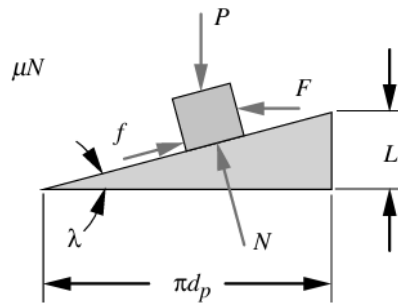


Fig. 6. Análisis de fuerzas en el punto de contacto al momento de bajar una carga [9].

$$\Sigma F_x = 0 = F - f \cos \lambda - N \cos \lambda = F - \mu N \cos \lambda - N \sin \lambda$$

$$\Sigma F_y = 0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P = N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - P$$

Donde:

L es el avance.

P es la carga aplicada.

Al combinar las ecuaciones tomando en cuenta el coeficiente de fricción del tornillo y la tuerca.

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)}$$

Tomando estas consideraciones y es importante reemplazar el ángulo de avance con el avance L. en la ecuación (5) se muestra la resultante del análisis de la cuerda del tornillo para poder encontrar el torque necesario para bajar una carga.

$$Td = Tsd + Tc = \frac{P * dp}{2} \left(\frac{\mu \pi dp - L}{\pi dp + \mu L} \right) + P * \mu c \frac{dc}{2} \quad (5)$$

2.10.2. Área de esfuerzo por tensión

Es un parámetro fundamental que permite verificar si un material soporta una carga sin llegar a fallar. Ecuación (6).

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (6)$$

Donde:

σ es el esfuerzo de tensión debido a la fuerza

F es la fuerza axial aplicada

A_t es el área de esfuerzo por tensión

2.10.3. Autobloqueo y retroceso en tornillos de potencia

El autobloqueo es una condición en la que tornillo no se puede regresar, es decir, el tornillo mantendrá la carga en su lugar sin la necesidad de aplicar algún torque externo.

El tornillo se auto bloqueará si se cumple la condición de la ecuación (7).

$$\mu \geq \frac{L}{\pi dp} \quad (7)$$

Donde:

μ es el coeficiente de fricción

d es el diámetro

p es el paso de cuerda

L es el avance de cuerda

2.11. Engranajes

Los engranajes son un sistema mecánico el cual permite transmitir movimiento y potencia de un eje hacia otro, para permitir esta transmisión de movimiento dos ruedas dentadas se acoplan mediante sus dientes permitiendo así el giro de una hacia otra [13].

La ley fundamental de los engranajes dice “la relación de velocidad angular entre los engranajes de un juego de engranajes permanece constante mientras permanece engranado” [9].

2.12. Engranajes cónicos

Los engranajes cónicos son componentes mecánicos que permiten la transmisión de movimiento rotacional entre ejes que se encuentran en un mismo plano; sin embargo, no son paralelos. De forma similar a los engranajes helicoidales pueden transmitir movimiento y potencia entre ejes los cuales se encuentran cruzados, generalmente están colocados a 90° . El contacto ente los dientes de los engranajes cónicos o rectos tienen los mismos atributos que su contraparte cilíndrica, con la diferencia que los engranajes cónicos funcionan más silenciosa y suavemente que los cónicos rectos [9]. Estos engranajes se encuentran representados en la Fig.7.



Fig.7. Mecanismo de engranajes cónicos rectos [9].

2.12.1. Geometría del engranaje cónico

En la Fig.8, se muestra la sección transversal del acople de dos engranajes cónicos

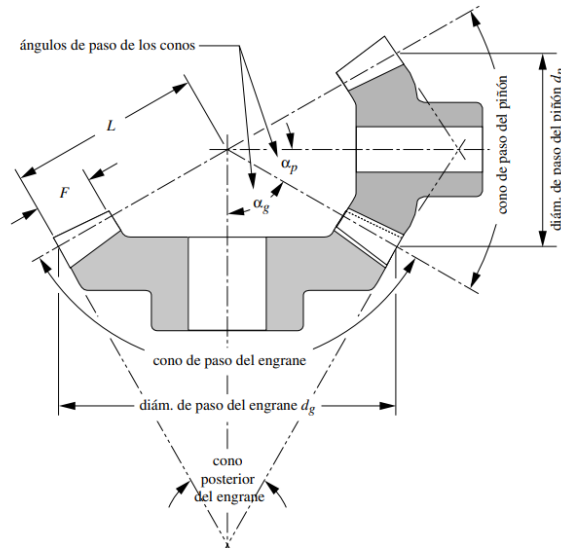


Fig. 8. Sección transversal mecanismo de engranajes cónicos [9].

Donde

α_p es el ángulo de paso del piñón.

α_g es en ángulo de paso del engranaje.

F es ancho de la cara.

L es la limitación del ancho de cara para $L/3$.

d_g es el diámetro de paso del engranaje.

d_p es el diámetro de paso del piñón.

A continuación, en la tabla 2 se presenta las ecuaciones necesarias para el diseño de engranajes cónicos.

Tabla 2 Ecuaciones de engranajes cónicos [12], [14].

Descripción	Ecuación	
Relación de transmisión	$i = \frac{Z_2}{Z_1}$	(8)
Ángulo de cono de paso 1	$\theta_1 = \arctan\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right)$	(9)
Ángulo de cono de paso 2	$\theta_2 = \arctan\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)$	(10)
Módulo	$Módulo = D/Z$	(11)
Diámetro conductor	$d_1 = \frac{N_1 * módulo}{\cos\theta}$	(12)
Diámetro conducido	$d_2 = \frac{N_2 * módulo}{\cos\theta}$	(13)
Número de dientes del conductor	$Z_1 = \frac{D}{módulo}$	(14)
Número de dientes del conducido	$Z_1 = \frac{D}{módulo}$	(15)

Donde:

D es el diámetro de referencia del conductor o conducido.

2.12.2. Fuerzas sobre engranajes cónicos

Similar a los engranajes helicoidales, existen componentes de fuerza que actúa sobre el engranaje cónico ya sea tangencial o axial y este valor se puede obtener mediante la ecuación (16).

$$W_a = w_t \tan\phi \operatorname{sen}\alpha \quad (16)$$

2.12.3. Esfuerzo de flexión de engranajes cónicos

Es un parámetro crítico para garantizar que los dientes no fallen debido a la flexión bajo una carga. La fórmula más común para hallar este valor de esfuerzo de flexión es la fórmula modificada de Lewis para engranajes [9].

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b * m * Y} \quad (17)$$

Donde:

F_t es la fuerza tangencial

b es el ancho de diente

m es el módulo del engranaje

Y es el factor de forma del diente

2.13. Pernos estándares y tornillos de máquina

Los pernos y tornillos se emplean predominantemente en aplicaciones estructurales o para soportar cargas significativas. La selección de estos elementos debe fundamentarse en su resistencia de prueba, un valor especificado por organizaciones como la SAE, ASTM o ISO. Estas entidades establecen grados o clases de pernos que determinan las propiedades del material, dependiendo del tratamiento térmico que reciba estos valores pueden variar [9], [12].

2.13.1. Sujetadores precargados a la tensión

Una de las aplicaciones principales para este tipo de elementos es la sujeción de componentes para mantenerlos unidos en condiciones donde el perno está sometido a tensión. Es habitual aplicar una precarga a la unión mediante el apriete del perno con un torque adecuado para generar cargas de tensión cercanas a la resistencia de prueba. Para ensambles los cuales están cargados estáticamente se supone una precarga que genere un esfuerzo del 90% de la resistencia de prueba; sin embargo, al estar sometido a cargas dinámicas se usa comúnmente un valor del 75% de la resistencia de prueba [12].

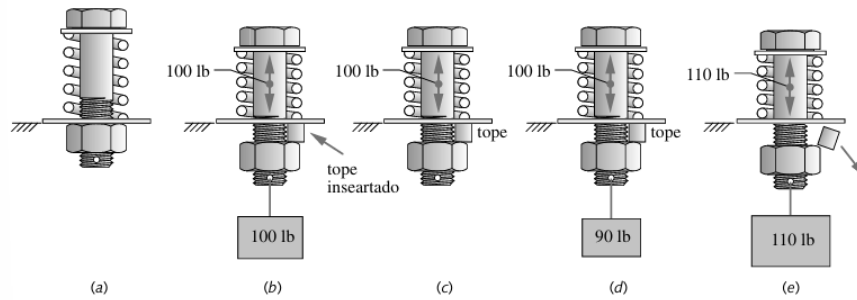


Fig. 9. Precarga en un ensamble con perno [12].

Como se observa en la Fig.9, la precarga es ventajosa dado que en el caso que los dos materiales se separen como en la figura 9-e, el perno soportaría la totalidad de la carga, sin llegar a deformarse o a romperse.

2.13.2. Pernos precargados bajo carga dinámica

El valor de la precarga es mayor para las uniones cargadas dinámicamente que para las juntas cargadas estáticamente. A diferencia de los pernos precargados estáticamente en este caso la fuerza aplicada al perno varía en el tiempo desde una fuerza mínima hasta una fuerza máxima, comúnmente el valor mínimo es cero.

La constante de rigidez de la junta es una medida de rigidez de una unión atornillada en respuesta a una carga axial aplicada, este valor generalmente es menor que uno. Este valor viene dado por la ecuación (18).

$$F_i = 0,75 * S_p * A_t \quad (18)$$

Donde:

S_p = resistencia de prueba

A_t = área de esfuerzo por tensión

Estos valores están comúnmente definidos en tablas por las entidades SAE, ASTM o ISO [12].

2.13.3. Factor de seguridad para pernos sometidos a carga de fatiga

El factor de seguridad es un parámetro de diseño que proporciona un margen de seguridad para asegurar que un componente o ensamble no falle. Para el cálculo del factor de seguridad se debe considerar algunos parámetros de los pernos y condiciones en las cuales están actuando. Estos parámetros se observan en la tabla 3.

Tabla 3 Parámetros para el factor de seguridad en un perno sujeto a cargas dinámicas.

Descripción	Ecuación	
Fuerza que actúa sobre el perno	$Fb = Fi + Pb$	(19)
Fuerza alternante experimentada por el perno	$Falt = \frac{Fb - Fi}{2}$	(20)
Fuerza media experimental por el perno	$Fmedia = \frac{Fb + Fi}{2}$	(21)
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga	$Kf = 5,7 + 0,02682d$	(22)
Esfuerzo nominal medio en el perno	$\sigma_{anom} = \frac{Falt}{At}$	(23)
Esfuerzo nominal alternante en el perno	$\sigma_{mnom} = \frac{Fmedia}{At}$	(24)
Factor de concentración de esfuerzos medio	$Kfm = \frac{Sy - Kf\sigma_{anom}}{\sigma_{mnom}}$	(25)
Esfuerzo medio en el perno	$\sigma_a = Kf \frac{Falt}{At}$	(26)
Esfuerzo alternante en el perno	$\sigma_m = Kfm \frac{Fmedia}{At}$	(27)
Esfuerzo de la precarga inicial	$\sigma_i = Kfm \frac{Fi}{At}$	(28)
Factores de Marín	$Se = (Ka * Kb * Kc * Kd * Ke) * 0,5Sut$	(29)
Factor de seguridad	$Nf = \frac{Se(Sut - \sigma_i)}{Se(\sigma_m - \sigma_i) + Sut\sigma_a}$	(30)

CAPÍTULO III

3.1. Marco metodológico

En este capítulo se describen los métodos empleados para el diseño y la construcción de la máquina de ensayos de resortes de tracción, utilizando un enfoque cuantitativo orientado a determinar algunas de las propiedades mecánicas de estos resortes, como parte del desarrollo del presente trabajo de titulación.

3.2. Modelo de investigación

Para la determinación del diseño final de la máquina se consideraron modelos de investigación que permitan definir parámetros, requerimientos y limitaciones. Dentro de este contexto se tiene investigación documental, analítica, experimental e ingenieril.

- Investigación documental: Se realizó una revisión bibliográfica y documental de información relevante para definir las características y requerimientos para la máquina, mediante la norma ISO DIS 22705-2 [11], se identificó parámetros y condiciones que deberá cumplir la máquina para su correcto funcionamiento. Así mismo, se complementó con información de trabajos de grado, entre diversas fuentes que aporten para la realización de esta tesis.
- Método analítico: Para el desarrollo de diferentes componentes a usar en la máquina, se realizó cálculos analíticos para encontrar valores confiables en algunos de los elementos más críticos de la máquina. Además, se realizó simulaciones de la estructura tomando en cuenta que fue diseñada para contar con un factor de seguridad correcto y adecuado.
- Investigación ingenieril: Permite solucionar un problema utilizando diferentes áreas de conocimiento y punto de vista. La limitación de esta máquina radica en

que debe ser específicamente para resortes de tracción y por lo cual el espacio condicionado únicamente para los ensayos en los resortes. Esta falta de espacio imposibilita la calibración de la celda de carga a la capacidad máxima requerida. Por lo tanto, mediante investigación ingenieril se diseñó una estructura con la cual sea posible la calibración con el peso máximo requerido para la máquina de ensayos de resortes de tracción.

- Investigación experimental: Con el diseño y la construcción de la máquina se realizó diferentes pruebas experimentales con la finalidad de validar el funcionamiento y observar el comportamiento de este. Con base en los resultados de resortes fabricados en diversos lugares de la provincia, se determinaron algunas de las propiedades de estos resortes. Se compararon los resultados obtenidos en la máquina con los resultados previos, los cuales fueron ensayados en [1].

Además, según la norma ISO DIS 22705-2 [11] se deben utilizar algunos equipos de medición y prueba: un probador de carga de resorte (manual o motorizado), sensores de medición de fuerza (relación entre desplazamiento y fuerza). Así mismo, la norma explica el método de medición y prueba para obtener el valor F_i , cumpliendo los siguientes pasos:

- Se establece la longitud inicial exacta (L_0) del resorte aplicando una carga suficiente para aflojar las bobinas sin separarlas.
- Se extiende el resorte a una longitud (L_1) suficiente para que las bobinas se separen y se mide la carga (F_1).
- Seguidamente se extiende el resorte a una longitud (L_2) tal que la segunda deflexión sea igual a la primera y se mide la carga (F_2),

- Después, se calcula la diferencia de carga por la diferencia de longitud mediante la ecuación (3).
- Una vez calculado la constante de rigidez con la (2) se puede calcular la deflexión S_1 .
- Finalmente, obtenidos todos los valores, mediante la ecuación (4) se halla la precarga del resorte.

Asimismo, para el establecimiento de la precarga inicial se siguió el siguiente proceso:

- Establecer la longitud inicial exacta del resorte (L_0) con la aplicación de una carga para aflojar las espiras y no exista ninguna holgadura, mostrado en la Fig.10a.
- En la Fig.10b, se procede a extender el resorte una longitud (S_1) lo suficiente para abrir las espiras y medir la carga (F_1).
- En la Fig. 10c, se muestra el proceso mediante el cual extendió el resorte para generar un desplazamiento S_2 donde la deflexión S_2 debe ser igual a la deflexión S_1 , y se tomó la carga F_2 generada.

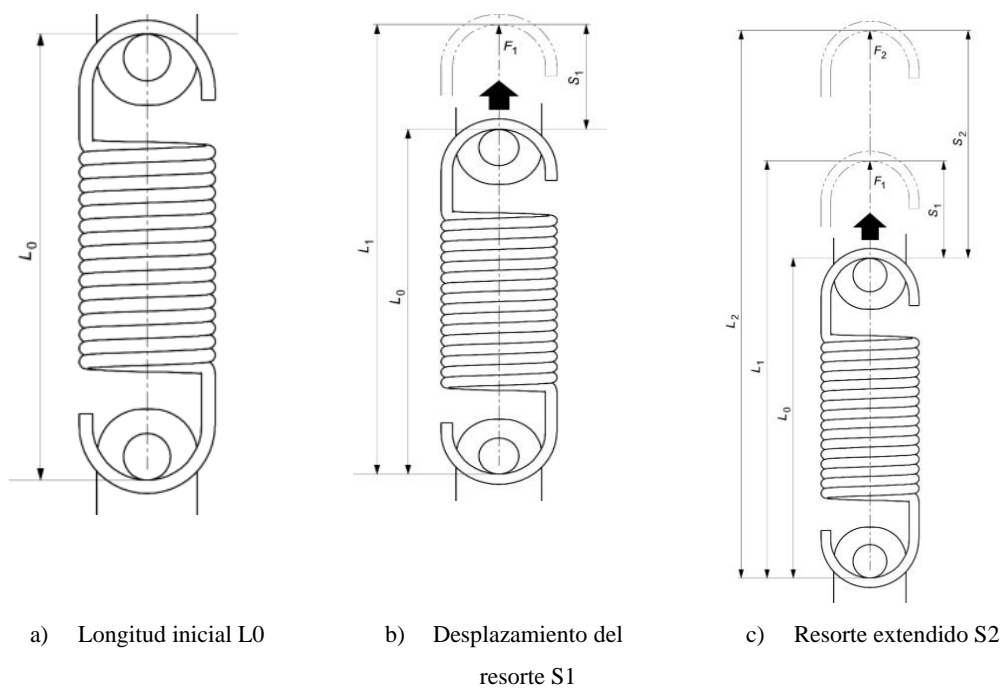


Fig. 10. Obtención de parámetros según la norma ISO DIS 22705-2 [11].

3.3. Diseño de la investigación

Para el desarrollo del presente trabajo de investigación se idearon diferentes actividades para asegurar el cumplimiento de los objetivos propuesto siguiendo un orden lógico y secuencial.

3.3.1. Determinación de los requerimientos (fase 1):

En esta fase se definieron los requerimientos necesarios para el diseño de la máquina, mediante la recopilación información teórica con base en la norma ISO DIS 22705-2 con la finalidad de identificar aspectos relevantes para el diseño de la máquina para asegurar la medición correcta de los valores requeridos.

Actividad 1: Investigación de antecedentes; se identificaron diferencias y similitudes entre tipos de máquinas de ensayos de tracción que se puede encontrar en la actualidad, así mismo, como las patentes que tienen estas máquinas.

Actividad 2: Estudio de las normas de resortes; mediante el estudio de las normas se identificó métodos y procesos para la obtención de los valores de la precarga y la constante de rigidez, con base principal en la norma ISO DIS 22705-2.

Actividad 3: Identificación de los requerimientos; una vez se ha realizado la búsqueda bibliográfica y la investigación de las normas, se determinaron los diferentes requerimientos que deberá cumplir la máquina para que su diseño sea funcional y preciso.

3.3.2. Diseñar la máquina en base a los requerimientos (fase 2)

El objetivo de esta fase es diseñar la máquina con base en los requerimientos determinados. El diseño se define como un proceso sistemático y fundamentado en el estudio de requerimientos y limitación del producto el cuál se desea diseñar. El diseño

general de la máquina divide en tres etapas: la mecánica, la electrónica y finalmente la adquisición de datos.

Actividad 4: Estudio de alternativas; con base en el material recopilado con anterioridad se procedió a realizar un estudio y análisis de cada alternativa.

Actividad 5: Selección de alternativas; una vez sea realizada la evaluación de alternativas se elaboró el planteamiento de distintos parámetros de evaluación que servirán para determinar la viabilidad de las posibilidades que se tenga para el diseño y construcción de la máquina.

Actividad 6: Diseño con software CAD (diseño asistido por computadora); tras la selección de alternativas se realizó un diseño CAD de la máquina en general de forma que sus dimensiones se acoplen de manera correcta y realice las funcionalidades requeridas.

Actividad 7: Investigación de diseño mecánico; se pretende recabar información sobre cómo realizar el cálculo de los diferentes elementos de la máquina con el fin de obtener valores de resistencia del material, esfuerzos. Este proceso se realizó en los elementos más críticos de la máquina.

Actividad 8: Simulación; una vez realizada la actividad 7 se realizaron los análisis de elementos finitos de la estructura de la máquina con el fin de hallar un factor de seguridad.

Actividad 9: Sistema electrónico; se realizó un diagrama electrónico constando las principales componentes que la máquina posee. Además, se colocaron todos los componentes electrónicos en una caja eléctrica.

Actividad 10: Sistema de adquisición de datos; mediante los componentes electrónicos se muestra los datos recolectados por los sensores.

3.3.3. Construir la máquina diseñada (fase 3)

En esta fase se construye el diseño obtenido, con el objetivo de implementar el sistema completo, para ello se inicia secuencialmente con el desarrollo de las etapas mencionadas anteriormente, haciendo uso de técnicas y conocimientos de manufactura, ciencias de los materiales, diseño mecatrónico, robótica.

Actividad 11: Construcción física del proyecto; después de finalizar las actividades anteriores se procede a la construcción del diseño obtenido tanto de la máquina como de la estructura de calibración.

Actividad 12: Adquisición de los elementos electrónicos; una vez realizada la máquina a partir del diseño CAD, se consigue todos los componentes electrónicos que conforman la máquina.

3.3.4. Validar el funcionamiento de la máquina (fase 4)

En esta fase se plantea comprobar el funcionamiento de la máquina.

Actividad 13: Pruebas de funcionamiento; mediante pruebas de funcionamiento se comparó los valores obtenidos con datos del trabajo “Comportamiento mecánico de resortes de tracción fabricados en Ecuador” [1], en el que se realizó un estudio en el que se determina el comportamiento mecánico de los resortes empleando una máquina de ensayos experimentales. Mediante la comparación de los resultados obtenidos en ambos trabajos se validará el funcionamiento de la máquina desarrollada en este trabajo.

CAPÍTULO IV – RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados

En este capítulo se presentan las variables del diseño para la construcción de la máquina de ensayos de resortes de tracción.

4.2. Requerimientos y restricciones de la máquina

En este punto se presenta los requerimientos identificados para el diseño de la máquina. En la tabla 4 se observa los requerimientos y en la tabla 5 las restricciones.

Tabla 4 Requerimientos de la máquina.

Requerimientos	Descripción
Dimensiones de la máquina	La máquina debe ser de una altura adecuada para que el usuario pueda realizar ensayos de pie
Acabado superficial	La máquina no debe tener porosidades, grietas o fallos
Calidad	Los elementos de medición deberán cumplir las normas ISO 3611 e ISO 13385-1
Fuerza de la máquina	La máquina debe ser capaz de resistir fuerzas hasta 1000 N
Operación de la máquina	Los ensayos de tracción deben ser fáciles de ejecutar por el usuario
Área de ensayos	La máquina debe poder ensayar resortes de hasta 300 mm de longitud

Tabla 5 Restricciones de la máquina.

Restricciones	Descripción
Costo	La máquina debe costar menos comparada con máquinas de ensayos presentes en el mercado
Temperatura de trabajo	La máquina debe operar a una temperatura de taller en el rango entre 14 a 24 °C

4.3. Estudio de alternativas

Para el diseño de la máquina de ensayos de resortes de tracción, es necesario estudiar distintas alternativas que satisfagan los requerimiento y limitaciones del proyecto.

4.3.1. Tipo de mecanismo

A) Mecanismo vertical con tornillo de potencia

En la Fig.11, se presenta un modelo robusto que tiene un tornillo sin fin, accionado por un motor acoplado a un soporte, diseñado para controlar la subida o la bajada de la placa en la que se coloca el resorte para la respectiva medición.

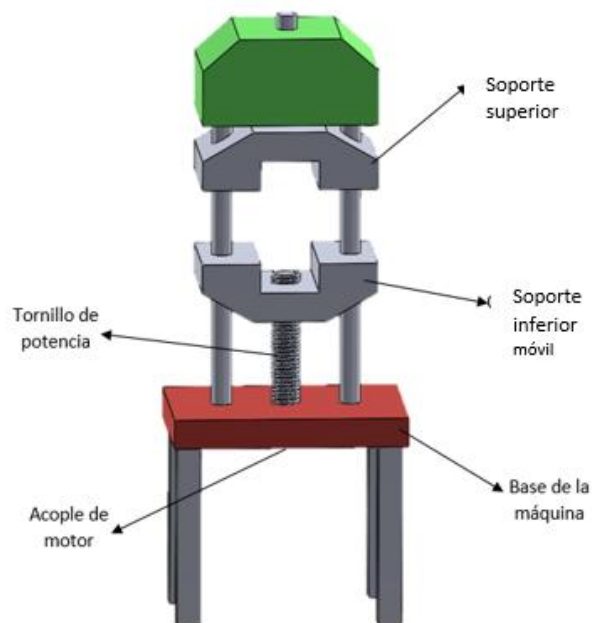


Fig. 11. Mecanismo vertical con tornillo de potencia.

Ventajas

- Al ser un modelo robusto cuenta con la ventaja de reducir las vibraciones del motor y evitando así posibles errores en la medición.
- Comodidad para que el operador realice las mediciones.

Desventajas

- Al ser un modelo pesado es complicada su movilidad.
- Tiene un costo elevado considerando la robustez y el motor.

B) Mecanismo horizontal con tornillo de potencia

En la Fig. 12, se muestra la disposición del mecanismo, el cual es horizontal e incluye un tornillo de potencia accionado por un motor, acoplado mediante soportes horizontales. El modelo cuenta con un soporte horizontal superior y otro inferior, este último está diseñado para desplazarse durante ensayo de tracción.

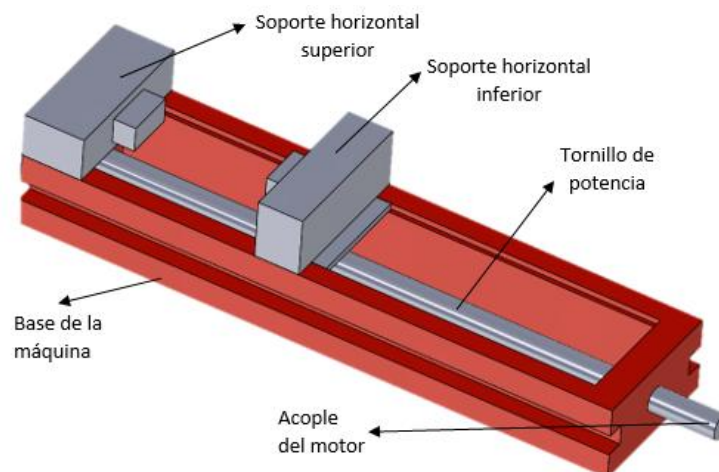


Fig. 12. Mecanismo horizontal con tornillo de potencia.

Ventajas

- Al ser un modelo más pequeño es de fácil movilidad.
- Los costos son menores.
- El espacio de ensayo es reducido.

Desventajas

- Al encontrarse en forma horizontal es necesario colocar una placa para asegurar que el resorte no sea afectado por la gravedad y reduciendo el espacio de ensayo.
- La estabilidad del modelo es menor y puede afectar las mediciones.

C) Mecanismo vertical con tornillo de potencia manual

En la Fig. 13, se presenta un mecanismo vertical con tornillo de potencia, el cual tiene la característica que se acciona de forma manual. Este mecanismo incluye dos placas de soporte: una fija y otra móvil, esta última desplazándose a través del tornillo de potencia.

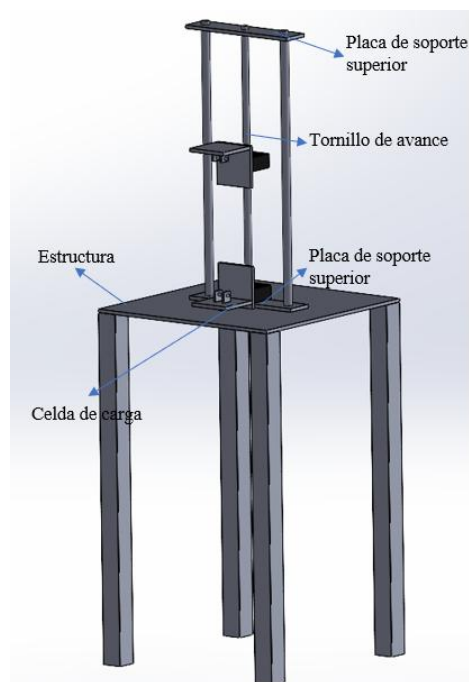


Fig. 13. Mecanismo vertical con tornillo de potencia manual.

Ventajas

- Tiene bajo costo de manufactura considerando sus dimensiones reducidas y el reemplazo de un motor.

- Fácil de operar por el usuario.

Desventajas

- Dado que el centro de fuerza no se encuentra directamente en la línea de acción del tornillo, existe la posibilidad que el tornillo pandee.
- Al ser un mecanismo manual se debe lubricar cada cierto periodo de tiempo.

4.3.2. Mecanismo de fuerza

A) Servomotor

Para la parte de generación de fuerza se puede utilizar un servomotor el cual, mediante la variación de pulsos, puede girar el tornillo un determinado número de vueltas y con ello obtener una medición lineal. En la Fig.14, se observa un motor generador de fuerza de 1 HP.

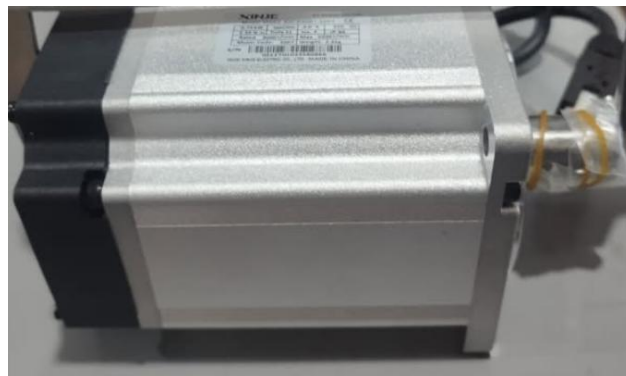


Fig. 14. Servomotor.

Ventajas

- Mayor exactitud en el posicionamiento del tornillo.
- Mejor adaptabilidad al espacio de trabajo.

Desventajas

- Tiene un mayor costo.
- Se requiere de un controlador para el servomotor.
- La máquina requerirá un mayor espacio.

B) Accionamiento manual

Para generar la fuerza requerida se puede realizar un mecanismo mediante un sistema de palanca el cual mediante su accionamiento gire el tornillo con base a la fuerza aplicada por el operador. En la Fig.15, se muestra un mecanismo de accionamiento manual para ejercer una fuerza.



Fig. 15. Mecanismo de engranajes cónicos.

Ventajas

- Permite una transmisión eficiente de potencia.
- La fuerza para mover el tornillo la puede realizar el operador.
- Este tipo de mecanismo tiene la capacidad de manejar grandes cargas.

Desventajas

- Tiene más complejidad de diseño y fabricación en comparación con otros engranajes.
- Requiere lubricación adecuada para garantizar un funcionamiento suave del mecanismo.

4.3.3. Medición del desplazamiento

A) Calibre

En la Fig.16, se observa un calibre el cual se usa para la medición del desplazamiento que realizará el resorte con una precisión alta de 0,05 mm.



Fig. 16. Calibre.

Ventajas

- Tiene un bajo costo.
- Se puede adaptar a cualquier estructura.
- Es versátil para mediciones externas, internas y profundidades en uno solo.
- Es fácil y ligero de transportar.
- Es de alta precisión dependiendo del modelo.

Desventajas

- La precisión de la medición depende del operario.
- La medición se debe realizar de forma manual.
- Tiene limitaciones de rango, generalmente entre 15 cm y 20 cm.

B) Sensor electrónico de medición

Para la medición del desplazamiento se puede hacer uso de sensores láser los cuales mediante el disparo y rebote de un láser permite medir distancias, tomando como referencia las dos placas.

En la Fig.17, se muestra un sensor láser VL53L0x de alta capacidad.



Fig. 17. Sensor láser VL53L0x.

Ventajas

- Tiene mayor precisión en las mediciones.
- Tiene un amplio rango de medición, generalmente entre 3 m a 2 m.
- Es de fácil adaptabilidad.
- Tiene una resolución de medición de un milímetro.

- Tiene facilidad para configurar su sensibilidad y rango para un mejor resultado.

Desventajas

- Tiene costo elevado.
- Los elementos a su alrededor pueden producir interferencias.
- Se necesita de un controlador externo para obtener los datos.
- El entorno depende mucho para su comportamiento.

C) Instrumentos ópticos de medición

Para la medición del desplazamiento se puede hacer uso de bases de visión artificial mediante la librería de openCV, dicho método se puede usar para conocer la distancia entre dos marcas previamente configuradas. En la Fig.18, se observa la interfaz de openCV para medir la distancia entre dos marcas mediante una cámara.

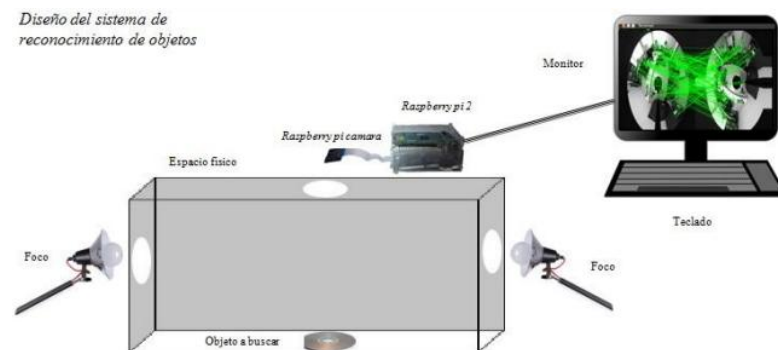


Fig. 18. Medición con openCV [15].

Ventajas

- Posee mayor exactitud y precisión en cortos rangos.
- Permite obtener resultados de forma rápida en tiempo real.
- Tiene un amplio rango para mediciones que requieren un gran alcance.

- Posee resistencia a entornos específicos, trabaja bien en condiciones de alta temperatura, vacío u otros ambientes.

Desventajas

- Requiere de un software para la lectura de datos.
- Tiene un costo elevado debido a la complejidad de los componentes.
- Requiere un mantenimiento delicado.
- La calibración puede llegar a ser muy compleja.
- Las superficies muy oscuras pueden dificultar sus mediciones.

4.3.4. Medición de fuerza

A) Celda de carga tipo viga 100 kg

Para la medición de la fuerza se puede hacer uso de una celda de carga la cual mide el peso o fuerza. Este dispositivo ayudará a convertir la fuerza mecánica en una señal eléctrica mediante la deformación de la celda permitiendo así conocer su valor.

En la Fig. 19, se observa una celda de carga de tipo NA4 capaz de medir una carga de capacidad de 100 kg.



Fig. 19. Celda de carga NA4.

Ventajas

- Es fácil procesar los datos que son tomados por la celda de carga.
- Ofrece buena precisión y sensibilidad.
- Normalmente tiene un $\pm 0,05$ % de error.
- Es robusta y duradera.
- Puede integrarse fácilmente con Arduino.
- El costo es moderado en comparación con otras celdas de carga.

Desventajas

- Tiene un rango específico de operación.
- Limitación a cargas unidireccionales
- La instalación y alineación deben ser precisas para garantizar resultados confiables.
- Es sensible a cambios de temperatura y humedad.
- Si se excede su capacidad máxima puede llegar a deformarse.

B) Sensores piezoeléctricos

Para la medición de la fuerza se puede hacer uso de sensores piezoeléctricos, funciona bajo el mismo principio de transformación de fuerza mecánica a señal eléctrica. Mediante cristales piezoeléctricos son capaces de responder con señales eléctricas ante cualquier deformación mecánica.

En la Fig.20, se puede observar un sensor piezoeléctrico.

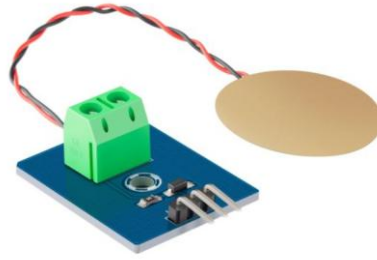


Fig. 20. Sensor piezoeléctrico [16].

Ventajas

- Su tamaño es compacto.
- Posee una capacidad alta de respuesta ante cambios de fuerza o presión debido a su sensibilidad.
- Generalmente tiene un rango limitado.

Desventajas

- Son sensibles a cambios de temperatura.
- Tienden a ser muy frágiles debido a que es compacto.
- No posee gran rango de medición.
- Su disponibilidad en el país es escasa.

4.3.5. Adquisición de datos

A) Microcontrolador ESP32

Para la adquisición de datos se puede usar el microcontrolador ESP32 mediante el cual se recibe los datos los cuales son enviados por el dispositivo de fuerza y el sensor de distancia permitiendo así obtener su valor. En la Fig. 21, se muestra este microcontrolador.



Fig. 21. Microcontrolador ESP32.

Ventajas

- Posee alta capacidad de procesamiento.
- Posee conectividad integrada.
- Tiene numerosos pines de entradas y salidas.
- Es compacto y fácil de ajustarse a cualquier estructura.

Desventajas

- Tiene un costo elevado.
- Son complejos para su programación.
- Al ser compacto es frágil.

B) Arduino UNO

Para la adquisición de datos se puede usar el microcontrolador Arduino UNO presente en la Fig.22. Este dispositivo permite recibir los datos del dispositivo de medición de fuerza mediante el software Arduino IDE el cual proporciona una interfaz gráfica de usuario que simplifica el proceso de escribir y cargar código. Además, permite visualizar los datos.



Fig. 22. Arduino UNO.

Ventajas

- Tiene un costo bajo.
- Es fácil procesar datos tomados por elementos externos.
- Es de uso fácil para los usuarios en general.
- Es versátil para usar con una amplia gama de sensores.
- Posee gran cantidad de bibliotecas disponibles para su programación

Desventajas

- Tiene limitaciones de procesamiento.
- No incluye conexiones a wifi o bluetooth.
- Tiene limitados pines de entrada y salida.
- Su voltaje máximo de operación es de 5 V.

C) Raspberry PI

Para la adquisición de datos se puede usar una Raspberry PI observado en la Fig. 23. Este dispositivo es un ordenador de placa única contando con elementos como un procesador ARM, memoria RAM, puertos de entrada y salida. Mediante este ordenador se puede tomar los datos y recibirlos directamente desde los dispositivos de medición.



Fig. 23. Rasberry PI.

Ventajas

- Ofrece mayor capacidad de procesamiento.
- Es de uso fácil para los usuarios en general.

Desventajas

- Tiene un costo elevado.
- Es necesario tener accesorios externos para usarlo.

4.3.6. Periférico de salida

A) Pantalla LCD 16x2 con módulo I2C

Para la adquisición e impresión de datos se puede usar una pantalla LCD 16x2, es una pantalla la cual proyecta 16 caracteres distribuidos en 2 filas, esta permite la representación de números o letras en estas pantallas. Este módulo se muestra en la Fig. 24.



Fig. 24. Módulo LCD 16x2.

Ventajas

- Con el beneficio de tener módulo I2C solo se requiere dos pines del microcontrolador.
- La conexión es sencilla.
- Permite reducir el cableado.
- Fácil compatibilidad con bibliotecas.
- Compacto y ligero.
- La pantalla es resistente y está bien resguardada.

Desventajas

- Debido al módulo I2C puede ser un poco más costoso.
- La comunicación I2C puede ser más lenta.

B) Pantalla oled I2C display LCD 128x64

Para la adquisición e impresión de datos se puede usar una pantalla oled I2C *display* LCD 128x64, es una pantalla la cual proyecta gráficos y caracteres. En la Fig. 25, se muestra la pantalla Oled.

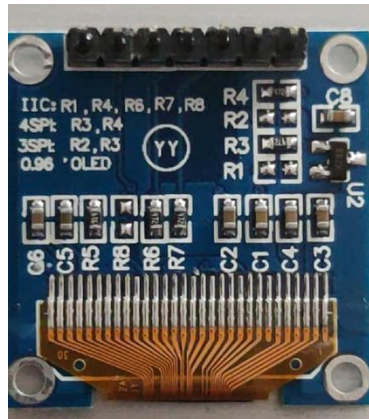


Fig. 25. Pantalla Oled 128x64.

Ventajas

- Posee una resolución grafica superior capaz de mostrar texto en diferentes tamaños
- Es delgada y ligera perfectamente compacta
- Conexión sencilla debido a que tiene comunicación SDA (*serial Data*) y SCL (*serial clock*).

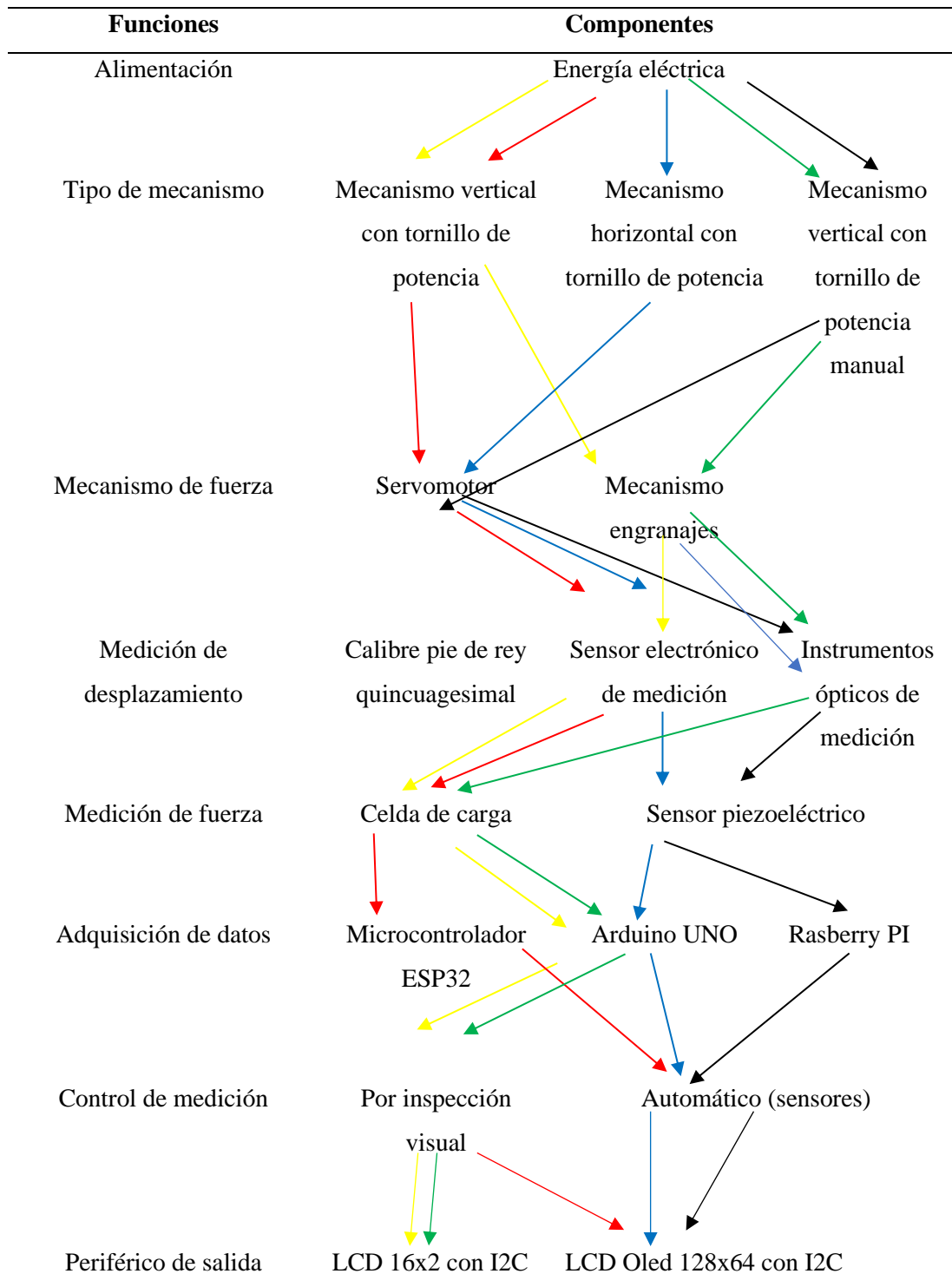
Desventajas

- Es más costoso en comparación con la pantalla LCD 16X2.
- Al ser delgada y ligera no es muy resistente y esta desprotegida.

4.4. Matriz morfológica

En la tabla 6 se muestra la matriz resultante para la elección más adecuada para el diseño y construcción de la máquina.

Tabla 6 Matriz morfológica del sistema.



Propuesta 1 (Línea Amarilla): Máquina de ensayos de resortes a tracción, que consta con alimentación eléctrica, con un mecanismo vertical con tornillo de potencia donde el accionamiento será realizado por un mecanismo de engranajes, la medición de desplazamiento es medida por un sensor electrónico de medición, la medición de fuerza

es realizada por una celda de carga controlada por un Arduino UNO y el control de medición es hecho mediante una inspección visual, finalmente se muestran los datos en una pantalla LCD 16x2 y final del proceso.

Propuesta 2 (Línea Roja): Máquina de ensayos de resortes de tracción, con una alimentación eléctrica, con un mecanismo vertical con tornillo de potencia, donde el accionamiento será realizado por un servomotor, la medición del desplazamiento será realizada con un sensor electrónico de medición, la medición de la fuerza será realizada con una celda de carga la cual será controlada con una ESP32 y el control de medición es realizad mediante sensores para al final mostrar los datos en una pantalla OLED 128x64 y final del proceso.

Propuesta 3 (Línea azul): Máquina de ensayos de resortes de tracción, con una alimentación eléctrica, con un mecanismo horizontal con tornillo de potencia, donde el accionamiento será realizado por un servomotor, la medición del desplazamiento es efectuado por un sensor electrónico de medición, la medición de la fuerza será realizada por un sensor piezoeléctrico y los datos serán tomados y controlados por un Arduino UNO, finalmente el control de medición será controlado por sensores para al final mostrar los datos en una pantalla OLED 128x64 y final del proceso.

Propuesta 4 (Línea negra): Máquina de ensayos de resortes de tracción, con una alimentación eléctrica, con un mecanismo vertical con tornillo de potencia, donde el accionamiento será realizado por un servomotor, la medición del desplazamiento se realizará con instrumentos ópticos de medición, la adquisición de datos de la fuerza se lo realizará con un sensor piezoeléctrico y los datos serán procesados mediante una Rasberry PI, finalmente el control de medición será de forma automática con sensores para al final mostrar los datos en una pantalla OLED 128x64 y final del proceso.

Propuesta 5 (Línea verde): Máquina de ensayos de resortes de tracción, con una alimentación eléctrica, con un mecanismo vertical con tornillo de potencia donde el accionamiento se lo realizará manualmente, la medición del desplazamiento se realizará con instrumentos ópticos, la fuerza será medida con una celda de carga y los datos de la fuerza serán procesados con un Arduino UNO, finalmente el control de la medición se lo realizará por inspección visual, finalmente se muestran los datos en una pantalla LCD 16x2 y final del proceso.

4.5. Selección de alternativas

En esta sección se debe considerar que el sistema cumpla con mediciones fiables y que tenga un costo moderado.

4.6. Criterios de evaluación

Dentro de las alternativas planteadas para la construcción se toma en cuenta los siguientes parámetros para su evaluación.

4.6.1. Alimentación

Este parámetro hace referencia a la alimentación con los cuales funcionarán los elementos correspondientes al sistema electrónico.

4.6.2. Dimensiones de máquina

La dimensión de la máquina es un parámetro de gran importancia en general, es por esta razón que se considerará que las personas que operen la máquina puedan realizarlo de forma cómoda.

4.6.3. Medición del desplazamiento

Este parámetro se refiere a la medición del desplazamiento que realizará la máquina ante cualquier deflexión del resorte cuando se le aplique una fuerza de tracción. Este valor debe ser preciso, dada la importancia de este parámetro para obtener los resultados del ensayo, así como otros resultados, como la precarga y la constante de rigidez.

4.6.4. Medición de la fuerza

Este parámetro hace referencia a la medición de la fuerza que será ejercida por la máquina. Este valor debe ser preciso y confiable dado que el valor es necesario e importante para culminar el ensayo y lograr obtener los valores requeridos.

4.6.5. Costo

Este parámetro hace referencia al costo económico que tendrá la máquina, tomando en cuenta los costos de manufactura y la adquisición de todos los materiales pertenecientes al sistema electrónico y elementos de medición. El costo tiene que ser moderado dado que tiene como enfoque únicamente los resortes.

4.6.6. Adquisición de datos

Este parámetro hace referencia la forma en la que será procesados los datos tomados por los diferentes elementos de medición que la máquina posee.

4.7. Valoración de criterios

De las alternativas de diseño que se presentó, se emplea el método de criterios ponderados con los parámetros presentados. El promedio de los valores sugerirá la opción

que tendrá mayor adaptabilidad, mejor costo y precisión para las mediciones y conseguir resultados fiables considerando las ventajas y desventajas de cada elemento.

4.8. Evaluación de criterios

En la tabla 7 se presenta la evaluación de criterios para los parámetros siendo:

- 1 opción más importante que otra.
- 0,5 igual de importantes ambas opciones.
- 0 opción menos importante que otra.

Tabla 7 Evaluación de criterios

	Alimentación	Dimensiones de la máquina	Medición del desplazamiento	Medición de fuerza	Costo	Adquisición de datos	Suma+1	Ponderación
Alimentación		0	0	0	1	0	2	0,1
Dimensiones de la máquina	1		0	0	0	1	3	0,14
Medición del desplazamiento	1	1		0,5	1	1	5,5	0,26
Medición de fuerza	1	1	0,5		1	1	5,5	0,26
Costo	0	1	0	0		1	3	0,19
Adquisición de datos	1	0	0	0	0		2	0,05
						SUMA	21	1

Como se puede observar en la tabla 7 , los criterios más importantes son la medición del desplazamiento, la fuerza y el costo debido que fueron los que obtuvieron mayor ponderación.

4.8.1. Selección del Tipo de mecanismo

Alternativa 1: mecanismo vertical con tornillo de potencia.

Alternativa 2: mecanismo horizontal con tornillo sin fin.

Alternativa 3: mecanismo vertical con tornillo sujeto a las placas.

En la tabla 8 se muestra la evaluación del tipo de mecanismo ponderando tres alternativas planteadas.

Tabla 8 Evaluación del tipo de mecanismo.

Tipo de mecanismo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma +1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,5
Alternativa 2	0		0	1	0,17
Alternativa 3	0	1		2	0,33
			Suma	6	1

Con base en la tabla 8 la alternativa uno resultó ser la mejor ponderada.

4.8.2. Selección del mecanismo de fuerza

Alternativa 1: servomotor.

Alternativa 2: mecanismo de engranajes.

En la tabla 9 se muestra la evaluación del tipo de mecanismo de fuerza ponderando tres posibles opciones.

Tabla 9 Evaluación del mecanismo de fuerza.

Mecanismo de fuerza	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		Suma	3	1

Con base en la tabla 9 la alternativa dos resultó ser la mejor ponderada.

4.8.3. Selección del método de medición de desplazamiento

Alternativa 1: calibre.

Alternativa 2: sensor electrónico de medición.

Alternativa 3: instrumentos ópticos de medición.

En la tabla 10 se muestra la evaluación del método de medición de desplazamiento ponderando entre tres posibles opciones.

Tabla 10 Evaluación del método de medición del desplazamiento.

Medición de desplazamiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma +1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		1	3	0,5
Alternativa 3	1	0		2	0,33
			SUMA	6	1

Con base en la tabla 10 la alternativa dos resultó ser la mejor ponderada.

4.8.4. Selección del método de medición de fuerza

Para el diseño de la máquina de ensayos se plantea usar elementos que sea capaces de medir la fuerza. Además, deben ser resistentes, de bajo costo y alta sensibilidad.

El tipo de elemento a seleccionar se basa en la capacidad máxima que esta tenga, considerado que la máquina debe soportar cargas de hasta 1000 N. Tomando en consideración lo mencionado anteriormente, se propone las siguientes alternativas.

Alternativa 1: celda de carga tipo viga.

Alternativa 2: sensores piezoeléctricos.

En la tabla 11 se muestra la evaluación del método de medición de fuerza entre dos opciones considerando ventajas y desventajas, tales como el costo, la capacidad, la disponibilidad.

Tabla 11 Evaluación del método de medición de fuerza

Medición de fuerza	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma +1	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1

En base a la tabla 11 la alternativa uno resultó ser la mejor ponderada.

4.8.5. Selección del método de adquisición de datos

Para la selección del microcontrolador se debe tomar en cuenta algunos parámetros como el voltaje de alimentación, número de pines del microcontrolador y el costo. Para la máquina de ensayos se considera elementos como la celda de carga, el sensor de desplazamiento, la pantalla LCD. En la tabla 12 se muestra los pines necesarios para la conexión de los diferentes elementos.

Tabla 12 Pines necesarios para elementos de la máquina de ensayos.

Elemento	Número de pines	Tipo de señal	Alimentación
Pantalla LCD 16x2 con módulo I2C	2	Analógica	5 V
Celda de carga con módulo Hx711	2	Analógica	5 V
Pulsador	1	Digital	5 V
Sensor VL53L0x	2	Analógica	5 V

Al observar tabla 12 se concluye que son necesarios 6 pines analógicos y 1 digital. Aunque en comparativa todos los microcontroladores mencionados anteriormente tienen el suficiente número de pines, es necesario considerar los demás criterios. Con base en esto se presentan las siguientes alternativas.

Alternativa 1: Microcontrolador ESP32.

Alternativa 2: Arduino UNO.

Alternativa 3: Raspberry PI.

En la tabla 13 se muestra el método de adquisición de datos ponderando entre tres opciones considerando las ventajas y desventajas mencionadas anteriormente.

Tabla 13 Método de adquisición de datos.

Alimentación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,33
Alternativa 2	1		1	3	0,5
Alternativa 3	0	0		1	0,17
			SUMA	6	1

En base a la tabla 13 la alternativa dos resultó ser la mejor ponderada.

4.8.6. Selección del periférico de salida

Alternativa 1: Pantalla LCD 16x2 con módulo I2C.

Alternativa 2: Pantalla Oled 128x64 con módulo I2C.

En la tabla 14 se muestra la evaluación del periférico de salida.

Tabla 14 Selección del periférico de salida.

Periférico de salida	Alternativa 1	Alternativa 2	Suma+1	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,66
Alternativa 2	0		1	0,33
		Suma	3	1

Con base en la tabla 14, la alternativa uno resultó ser la mejor ponderada.

4.9. Propuesta final

Tras aplicar el método de criterios ponderados para la selección de las mejores alternativas se obtuvo una máquina de ensayos de resortes de tracción, donde el

mecanismo tiene un tornillo vertical con accionamiento manual, un sensor electrónico para la obtención del desplazamiento y una celda de carga para medir la fuerza. Los datos de la fuerza y desplazamiento se procesan con un Arduino UNO, teniendo en cuenta que los criterios más importantes son las mediciones de desplazamiento y de fuerza. En la Fig.26, se muestra la propuesta de diseño final para la máquina.

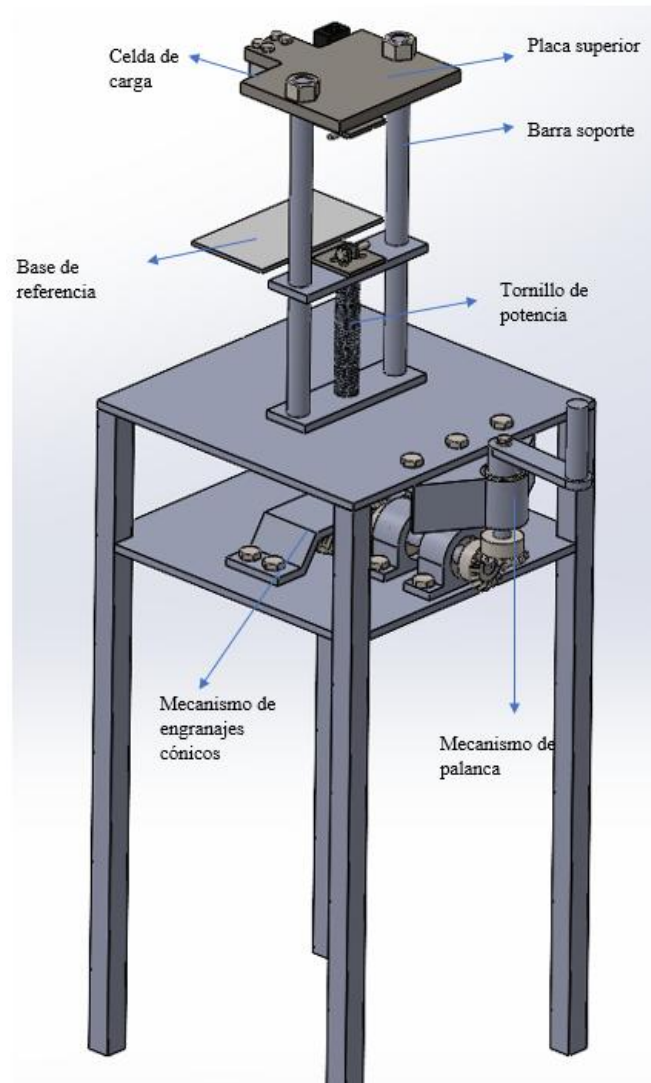


Fig. 26. Propuesta final de máquina de ensayos de tracción.

4.10. Librerías de Arduino

La programación de las placas de Arduino se basa en su entorno IDE Arduino el cual es amigable para los programadores, el mismo se encarga de compilar, enviar, grabar

o borrar dentro del microcontrolador Arduino. Posee dos funciones principales, el *setup* y *loop*. Dentro de Arduino IDE es importante considerar las librerías las cuales permiten la fácil manipulación de diferentes elementos capaces de funcionar con el microcontrolador Arduino y facilitar el desarrollo de su código.

Para el sistema de la máquina de ensayos de tracción se usarán cinco librerías para el control de los distintos elementos electrónicos. Estas librerías se muestran en la tabla 15.

Tabla 15 Librerías de Arduino a usar.

Librería	Uso	Descripción
Hx711.h	Para la conexión del módulo Hx711.	Permite la conexión del conversor análogo con la celda de carga.
LiquidCrystal_I2C.h	Conexión de la pantalla LCD con la placa de Arduino.	Permite el control de pantallas I2C para escritura alfanumérica en las pantallas.
Wire.h	Para la comunicación del módulo I2C.	Permite la comunicación mediante el protocolo I2C que tiene en la LCD.
Adafruit_VL53LX0.h	Para la comunicación con el sensor VL53L0x.	Permite la lectura y configuración de mediciones de distancias del sensor.

Para la programación del microcontrolador se hace uso de dos *Sketch* para la calibración de la celda de carga y para la lectura del sensor de distancia.

4.11. Diseño mecánico

4.11.1. Dispositivo de transmisión de potencia: Tornillo sin fin

El proceso de diseño comienza considerando que el tornillo pueda soportar la fuerza aplicada durante el ensayo. Se selecciona el material y se determina el diámetro

adecuado del tornillo para inicial la curva desde 1000 N. Además, se debe tomar en cuenta la fuerza requerida y la longitud del tornillo, considerando que estará diseñado para resortes de 300 mm.

Para la selección del tornillo de potencia, se presentan las propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono, con el fin de definir un valor de resistencia a la fluencia, como se observa en la tabla 16.

Tabla 16 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono [9].

Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono							
Numero SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0,02% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	Rolado en caliente	30	207	55	379	25	11
	Rolado en frío	57	393	68	469	115	131
1030	Rolado en caliente	38	259	68	469	15	131
	Normalizado @1650 °F	50	345	75	517	32	149
	Rolado en frío	64	441	76	524	12	149

En la tabla 16, el acero AISI 1020 ofrece propiedades adecuadas para la resistencia y durabilidad de la máquina. La resistencia del acero AISI 1020 varía dependiendo del tratamiento que se le dé al material. No obstante, el más común tiene una resistencia de 390 MPa [17].

Seguidamente, al obtener el valor del límite de fluencia por tensión, se debe considerar un valor del diámetro adecuado para el tornillo de potencia. En la tabla 17 se indica las dimensiones de cuerdas de tornillo estandarizados internacionalmente, con el fin de obtener valores para cálculos esfuerzos, torques, avance.

Tabla 17 Dimensiones de cuerdas de tornillo de estándar ISO [9].

Dimensiones principales de cuerdas de tornillo de estándar métrico ISO						
Diámetro mayor d(mm)	Paso p(mm)	Cuerdas gruesas		Paso p mm	Cuerdas finas	
		diámetro menor dr(mm)	Área de esfuerzo por tensión $A_t(\text{mm}^2)$		diámetro menor dr (mm)	Área de esfuerzo por tensión $A_t(\text{mm}^2)$
22,0	2,50	18,93	303,40	1,50	20,16	333,06
24,0	3,00	20,32	352,50	2,00	21,55	384,42
27,0	3,00	23,32	459,41	2,00	24,55	495,74
30,0	3,50	25,71	560,59	2,00	27,55	621,20

Al observar la tabla 17, se opta por un tornillo con diámetro 27 y un área de esfuerzo por tensión de 459,41 mm². Además, se debe tomar en cuenta el coeficiente de fricción que tendrá el tornillo, este valor depende del contacto entre dos materiales. En la tabla 18 se muestra valores estandarizados de coeficientes de fricción entre dos materiales.

Tabla 18 Coeficientes de fricción de pares roscados [12].

Material 1	Material 2			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0,15-0,25	0,15-0,23	0,15-0,19	0,15-0,25
Acero, aceite para máquina	0,11-0,17	0,10-0,16	0,10-0,15	0,11-0,17
Bronce	0,08-0,12	0,04-0,06	-	0,06-,0,9

En la tabla 18 se opta por un valor de 0,25, ya que en este caso el contacto entre acero y acero.

A continuación, con los datos obtenidos se procede a calcular parámetros de esfuerzo, torque y autobloqueo del tornillo de potencia seleccionado. Tabla 19.

Tabla 19 Cálculos del Tornillo de potencia.

Variable	Descripción	Ecuación	Resultado
Td	Torque total para bajar una carga	(5)	$3,81 N \cdot m$
σ	Esfuerzo debido a la tensión	(6)	$2,71 \frac{N}{mm^2}$
u	Autobloqueo del tornillo	(7)	$0,25 \geq 0,041$

Al observar los cálculos de la tabla 19, se observa un valor de u es 0,041 el cual es menor que 0,25 por lo tanto el tornillo se auto bloquea. Asimismo, el valor del esfuerzo debido a la tensión es sumamente bajo a comparación con la capacidad del acero AISI 1020 que es de 390 MPa.

4.11.2. Dispositivo de transmisión de potencia: Engranajes

Para el diseño y elección de un par de engranajes, se debe considerar algunas especificaciones importantes, como la relación de transmisión, ángulo de la hélice, la carga que moverá dicho mecanismo y el material con el cual se lo realizará. Además, es importante considerar el tipo de engranaje adecuado, ya sea recto o helicoidal, ya que cada uno de ellos ofrece distintas capacidades. En este caso, se opta por un engranaje cónico, dado que es ventajoso para manejar cargas elevadas y su operación no requiere demasiado esfuerzo.

4.11.3. Diseño de la geometría de los engranajes

Para garantizar una correcta transmisión de movimiento, los engranajes que componen el mecanismo deben tener el mismo módulo. Por lo tanto, se opta por engranajes con un módulo de 5. Los demás parámetros, junto con sus respectivas ecuaciones, se muestran en la tabla 20.

Tabla 20 Cálculos del mecanismo de engranajes cónico.

Variable	Descripción	Ecuación	Resultado
i	Relación de transmisión	(8)	2
θ_1	Ángulo de cono de paso 1	(9)	26,56°
θ_2	Ángulo de cono de paso 2	(10)	63,43°
D_1	Diámetro del conductor	(11)	60 mm
D_2	Diámetro del conducido	(12)	120 mm
Wa	Fuerza tangencial	(16)	3,91 N
σ_b	Esfuerzo de flexión	(17)	90,73 MPa
z_1	Número de dientes del conductor	(13)	12
z_2	Número de dientes del conducido	(14)	24

Al observar el valor del esfuerzo de flexión de 90,73 MPa y considerando que el acero AISI 1020 tiene un límite de flexión de 390 MPa, dependiendo del tratamiento térmico, en las condiciones actuales el mecanismo no se deformará.

4.12. Mecanismo de fuerza de engranajes

Una vez seleccionado el mecanismo de engranajes se diseñó el mecanismo de palanca necesario para mover el tornillo. Tomando en consideración el torque necesario para bajar la carga de 3,91 N · m, los engranajes tendrán una relación de 2:1, es decir, que la fuerza que se debe aplicar para mover el tornillo será la mitad. Además, el mecanismo de engranajes incorpora un sistema de manivela T, tomando como referencia la distancia de la palanca que es de 10 cm. Al aplicar la ecuación se tiene:

$$F_{ne} = \frac{1,905 \text{ N}}{0,1 \text{ m}} = 19,05 \text{ N}$$

Donde: F_{ne} se considera como la fuerza necesaria para que una persona mueva la carga máxima.

Al sustituir los valores requeridos para mover el tornillo y la palanca da como resultado que la persona deberá aplicar 19,05 N de fuerza para mover los 100 kg.

4.13. Elección de los sujetadores o pernos

Para la selección de sujetadores es importante conocer las cargas a las cual serán sometidas ya sean cargas estáticas o cargas dinámicas. Al considerar las cargas el valor de la precarga del perno será de 75% para carga dinámica y 90% para cargas estáticas.

Una vez considerada la precarga al 75%, se debe definir el grado y el diámetro del perno. En este caso, dado que la celda de carga tiene un diámetro de M8x1,25, se considera un diámetro de 8 mm. El valor del área de esfuerzo por tensión son valores normalizados por entidades internacionales; según estos estándares, el valor es de 36,61 mm² [12]. Con estos parámetros, se procede a encontrar los cálculos de los pernos, como se muestra en la tabla 21.

Tabla 21 Cálculos de los pernos sometidos a carga dinámica.

Variable	Descripción	Ecuación	Resultado
F_i	Precarga del perno	(18)	10431 N
F_b	Porción de carga aplicada al perno	(19)	10456 N
F_a	Carga alternante del perno	(20)	25 N
F_m	Carga que está sometido el perno durante un ciclo de carga	(21)	10443,5 N
K_f	Factor de concentración de esfuerzos	(22)	5,91
$\sigma_{a_{nom}}$	Esfuerzo alternante medio	(23)	0,68 MPa
$\sigma_{m_{nom}}$	Esfuerzo medio nominal	(24)	285,26 MPa
$K_f \sigma_{max_{nom}} $	Factor de concentración de esfuerzos máximo nominal	(25)	1,46
S_e	Factor de Marín	(29)	190,6 MPa
n_f	Factor de seguridad	(30)	7,55

El factor de seguridad encontrado es de 7,55 siendo 6 veces mayor al factor de seguridad mínimo que debe ser mayor que uno, por lo tanto, los pernos seleccionados son seguros para el diseño.

4.14. Diseño de la estructura superior crítica

Para el diseño de la estructura se considera un ensamble compuesto entre material AISI 1020 y un ASTM A36 los cuales tienen un límite de fluencia de generalmente de 390 MPa y 250 MPa respectivamente, este valor varía dependiendo del tratamiento que se le dé o del proceso de manufactura que tenga. Dicho ensamble tiene unas dimensiones específicas mostradas en los planos mecánicos, anexo A, con las cuales se realizará los análisis estáticos para la estructura. Fig.27.



Fig. 27. Estructura superior crítica.

4.14.1. Comportamiento mecánico de la estructura crítica

La denominada estructura superior crítica, Fig. 27, la cual se compone de una placa y dos barras que actúan como columnas es el subensamble que soportará en su mayoría las cargas durante los ensayos, con esta consideración se realizará una comparación de análisis estáticos con la precarga del perno previamente definida en la

tabla 21, determinando así la curva de convergencia de parámetros de desplazamiento, esfuerzo y energía mostrado en la Fig. 28.

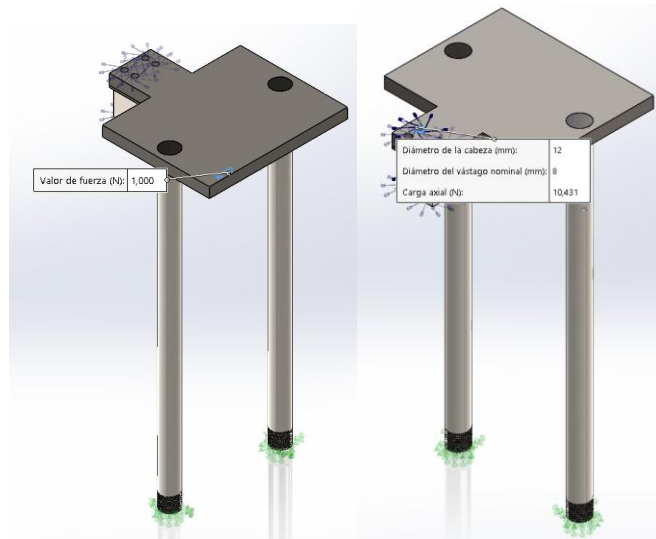


Fig. 28. Condiciones de borde para la simulación.

En la Fig. 28, las condiciones de borde se establecen con una fuerza 1000 N como su capacidad máxima, también se establece la precarga de los pernos . Además, en la Fig. 29 se representa el cociente de aspecto, el cual es una métrica que mide la relación entre las dimensiones de los elementos de la malla, usando colores para su interpretación: rojo indica valores críticos, azul valores ideales y amarillo valores aceptables.

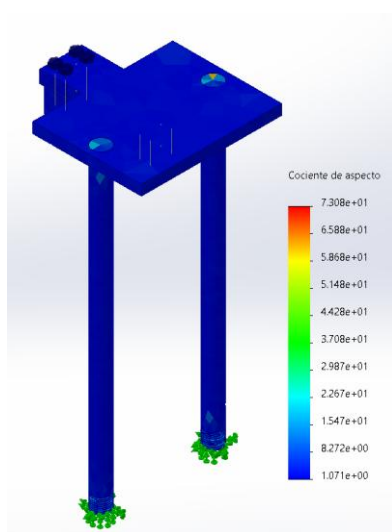


Fig. 29. Cociente de aspecto isométrico.

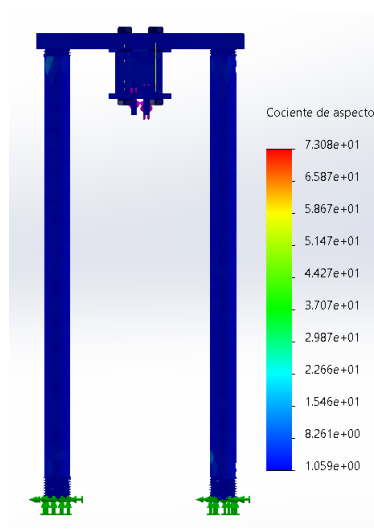


Fig. 30. Cociente de aspecto frontal.

En las Fig. 29 y Fig. 30 se observa que mayormente la estructura está representada de color azul, lo que indica un valor ideal. En algunas zonas, se representan colores amarillo o naranja, siendo este un valor aceptable dentro de la simulación.

Sin embargo, si el valor crítico supera el umbral de 7, se representaría de color rojo, lo que comprometería los resultados en la simulación. Por lo tanto los resultados son fiables.

A) Simulaciones

Con las condiciones de borde previamente aplicados, en la tabla 22 se muestran los datos obtenidos de esfuerzo, energía de deformación y su diferencia en cada análisis estático, mediante la simulación de elementos finitos.

Tabla 22 Valores de análisis estáticos de esfuerzo y energía de deformación.

Número de análisis	Nº de elementos	Esfuerzo [MPa]	Diferencia	Energía de deformación	Diferencia
Análisis estático 1	20115	121,2		$4,95 \times 10^{-4}$	
Análisis estático 2	21539	124,7	2,88%	$4,92 \times 10^{-4}$	0,61%
Análisis estático 3	22949	123,5	0,96%	$4,82 \times 10^{-4}$	2,03%
Análisis estático 4	25818	123,5	0	$4,62 \times 10^{-4}$	4,14%
Análisis estático 5	27346	123,6	0,08%	$4,46 \times 10^{-4}$	3,46%
Análisis estático 6	27705	125,7	1,69%	$4,47 \times 10^{-4}$	0,22%
Análisis estático 7	28298	123,5	1,67%	$4,47 \times 10^{-4}$	0%
Análisis estático 8	30460	123,5	2,66%	$4,47 \times 10^{-4}$	0%

En la Fig.31, se muestra la curva de convergencia entre el número de elementos y los valores de esfuerzo y energía de deformación.

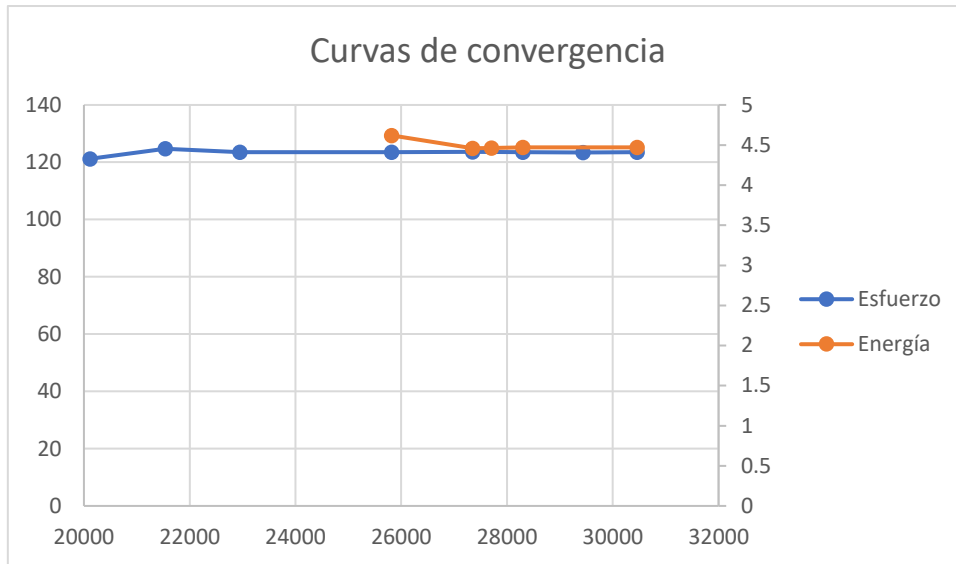
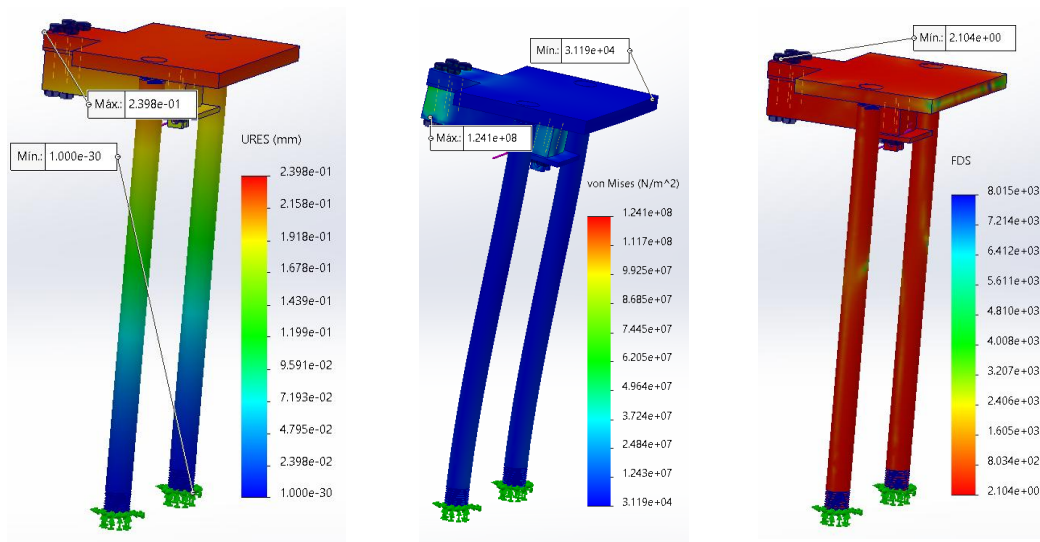


Fig. 31. Curva de convergencia de esfuerzos y energía de deformación.

Al analizar el gráfico se observa que ambos parámetros convergen a partir de los 27000 elementos, por lo tanto, el mallado es satisfactorio para los resultados. A continuación en la Fig. 32a, se observa el desplazamiento máximo y mínimo, en la Fig. 32b, se muestran los esfuerzos máximos y mínimos y en la Fig. 32c, se muestra el factor de seguridad mínimo de la estructura.



a) Desplazamiento

b) Esfuerzo

c) Factor de seguridad

Fig. 32. Valores máximos y mínimos en simulación.

Al analizar la Fig. 32, se obtiene un valor de desplazamiento máximo de 0,2398 mm el cual es un desplazamiento razonable, considerando que la máquina funcionará frecuentemente con cargas menores. Por lo tanto, el desplazamiento no afectará al ensayo. En cuanto al esfuerzo se tiene un valor máximo de 124,1 MPa y un mínimo de 31,19 kPa, por lo que al usar un acero aleado para la celda de carga cuyo límite de fluencia es de 240 MPa no fallará por fluencia. Finalmente, el factor de seguridad debe cumplirse que su valor sea mayor que uno para garantizar la seguridad del diseño. En este caso se tiene un valor de 2,1, lo que confirma la seguridad del diseño.

4.14.2. Simulación de pandeo

En la Fig. 34 se observa el cociente de aspecto, aplicando el mismo mallado a partir de 27000 elementos para el análisis de pandeo. Así mismo, es importante considerar que la estructura al aplicar la máxima carga no llegue a pandear. Al aplicar los 1000 N las barras que hacen la función de columnas soportando la carga central como se observa en las Fig.33 y Fig. 34. Las columnas deben soportar la carga sin llegar a pandear.

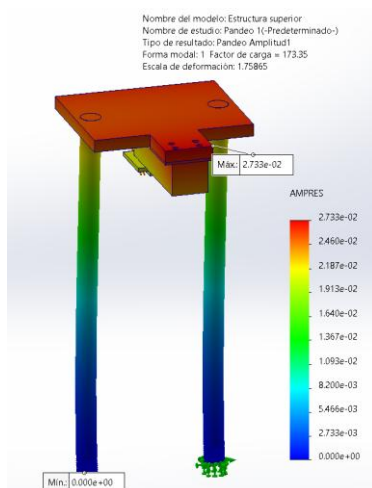


Fig. 33. Análisis del pandeo de estructura superior crítica.

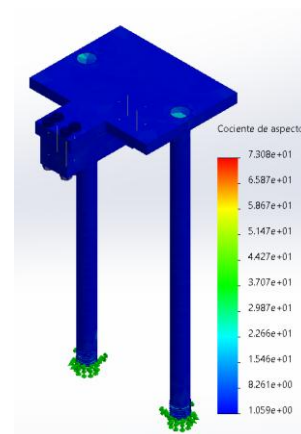


Fig. 34. Cociente de aspecto para pandeo.

Como se observa en la Fig.33, el factor de carga es de 173, es decir, se debería aplicar la carga actual por un valor de 173 para que falle por pandeo, por lo que el diseño es seguro frente a este modo de falla.

4.15. Estructura de calibración de la celda de carga

Para el diseño de esta estructura se consideró que sea capaz de resistir una carga de 100 kg, tomando en cuenta un acero bajo al carbono SAE J403 para la construcción de la estructura.

En la Fig. 35, se muestra el diseño CAD de la estructura de calibración, la cual tiene suficiente espacio para colocar el patrón de masas necesarias para su calibración. Es importante considerar la estructura de calibración sea capaz de sujetar la placa superior junto con la celda de carga como se muestra en la Fig. 35a. Además, la placa debe ser capaz de desprenderse como se muestra en la Fig. 35b. No obstante, la precarga de los cuatro pernos M8, mostrado en la Fig. 35c, no debe variar; caso contrario, la celda perdería su referencia y sería necesario recalibrarla. Las dimensiones de esta estructura se encuentran en el anexo A.

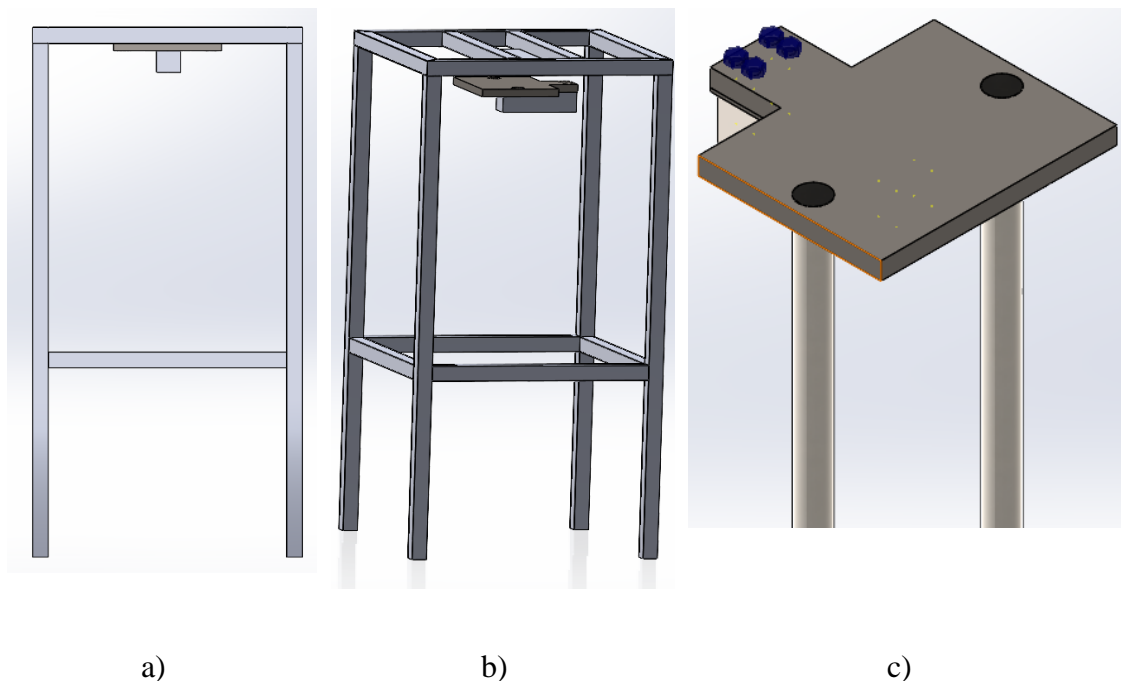


Fig. 35. CAD Estructura de calibración.

4.15.1. Comportamiento mecánico de la estructura de calibración

La estructura de calibración se compone principalmente de tubo cuadrado. Esta debe ser capaz de soportar la carga máxima para la calibración de la celda, por lo que ha realizado un análisis estático para confirmar la seguridad del diseño. Fig.36.

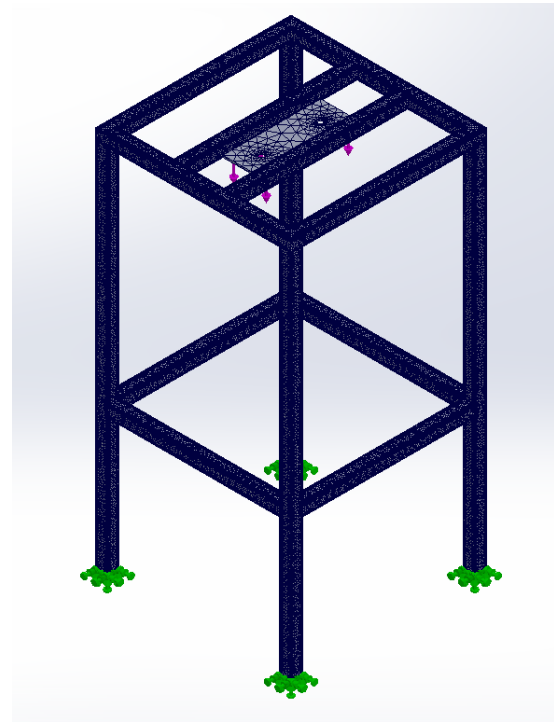
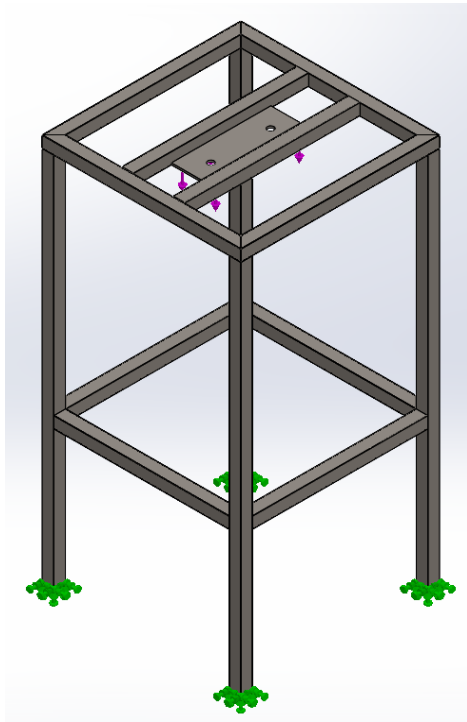


Fig. 36. Análisis estático de la estructura de calibración. Fig. 37. Malla de la estructura de calibración.

A) Factor de seguridad de la estructura de calibración

Es importante considerar un factor de seguridad apropiado, pese a que su uso será limitado, debe ser capaz de soportar la carga máxima aplicada. En la Fig.38 se detalla el factor de seguridad mínimo de la estructura de calibración.

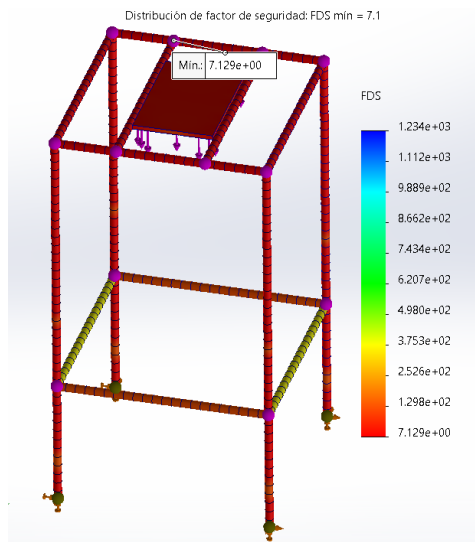


Fig. 38. Factor de seguridad de la estructura de calibración.

Al observar la Fig. 38, el análisis del factor de seguridad realizado en la estructura de calibración tiene un valor de 7,1, lo que indica que la estructura es segura y está lejos de alcanzar su límite de falla en las áreas más críticas. En general, una estructura es considerada segura si su factor de seguridad es mayor a 1.

4.15.2. Función de calibración

El sensor de fuerza o celda de carga debe ser programado para cumplir la función requerida según sea la necesidad, con el uso de un microcontrolador y su respectivo entorno de programación. Durante la calibración de la celda de carga, es necesario definir un peso referencial para que la celda de carga pueda basar sus resultados en dicha referencia.

En el anexo B1 se muestra el código y la descripción para este proceso. Por su parte, en el anexo B2 se detalla el código y descripción para el proceso que realizará la celda de carga, que incluye la definición de los pines para la lectura y escritura de datos, así como la configuración de la escala para el módulo Hx711.

Además, en el anexo A se muestra el plano eléctrico y en el anexo E se muestra el esquema electrónico correspondiente al sistema.

4.16. Calibración de la celda de carga Mavin NA4

La celda de carga debe estar calibrada adecuadamente para operar de manera correcta. Esto implica que el dispositivo requiere un peso de referencia que sirva como base para las mediciones subsiguientes.

Para definir el peso referencial para la calibración se transportó la estructura con la celda de carga a un laboratorio especializado en la calibración de balanzas, dinamómetros, etc. El laboratorio llamado SECalMet posee diferentes patrones de masa como se observa en la Fig.39 los cuales comienzan desde los 100 g y va hasta más de 100 kg.

Para su calibración se usó patrones de masa que van desde la capacidad de la máquina de 20 kg hasta la capacidad máxima de 100 kg, como se observa en la Fig. 40 y Fig. 41, se realizaron pruebas de calibración con diferentes pesos hasta conseguir un resultado fiable y consistente.



Fig. 39. Patrones de masa SECalMet.



Fig. 40. Estructura para la calibración.



Fig. 41. Estructura de calibración con 100 kg de masa.

Una vez realizado el proceso de calibración se muestra el resultado con la capacidad máxima de la celda de carga mediante la pantalla LCD 16x2 como se muestra en la Fig.42.



Fig. 42. Lectura de capacidad máxima de celda de carga.

4.17. Calibración del sensor láser

El sensor V15310x por defecto viene calibrado para medir distancias desde 3cm hasta 2 m; sin embargo, se puede configurar para conseguir un resultado más estable y asegurar que sea lo más preciso posible. Se optó por activar el modo alta precisión el cual ofrece lecturas desde 3 cm hasta los 50 cm con tiempo de respuesta de 200 ms. Anexo B2.

4.18. Resultados de la implementación

Para la implementación de los sensores de peso y desplazamiento de la máquina se consideraron aspectos mecánicos y eléctricos teniendo en cuenta la función que realiza cada uno y cómo es su relación con el resto.

4.18.1. Sistema electrónico

Para el sistema electrónico se utilizó un gabinete en el cual se colocaron con cuidado los componentes electrónicos para resguardar su integridad ante la acción de factores externos.

A) Implementación del gabinete

En la tabla 23 se muestran los principales elementos que conforman el gabinete eléctrico. Asimismo, en la Fig. 43 y Fig. 44, se muestra el gabinete interno y su compuerta posterior.

Tabla 23 Componentes del gabinete eléctrico.

Componente	Función	Implementación
Arduino UNO	Microcontrolador encargado de ejecutar todas las acciones programadas	Se encuentra colocado dentro de una placa mostrada en la Fig. 44a.
Módulo HX711	Transforma la señal analógica producida por la celda de carga y la transforma en digital para su visualización	Se encuentra colocado dentro de la placa que sujeta a los componentes Fig. 44d.
Módulo I2C	Simplifica la conexión del módulo LCD	Se encuentra colocado dentro de la placa que sujeta a los componentes Fig. 43.
Módulo LCD 16x2	Muestra los resultados obtenidos de la fuerza y el desplazamiento	Se encuentra fuera del gabinete sujeta a la compuerta posterior. Fig. 43.
Fuente de 5 V	Alimenta al Arduino UNO	Se encuentra conectada al conector que alimenta al Arduino UNO en la Fig.44e.
Pulsador	El pulsador es el encargado de ejecutar la puesta a cero de la celda de carga	Fuera del gabinete se encuentra sujeto el pulsador



Fig. 43. Compuerta posterior del gabinete.

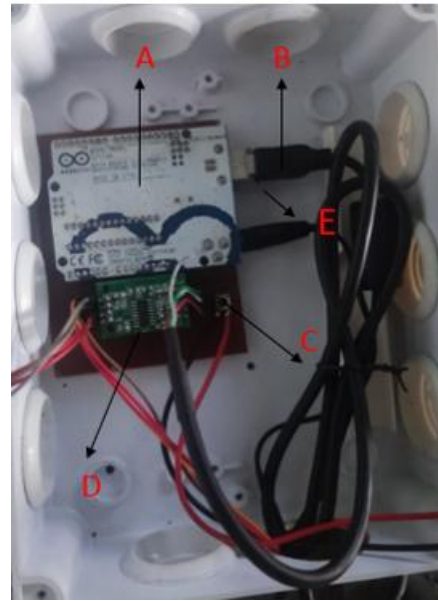


Fig. 44. Interior del gabinete. a) Arduino UNO
b) Cable de datos, c) Pulsador de puesta a cero,
d) Módulo Hx711, e) Cable de alimentación.

4.18.2. Sistema mecánico

Para el sistema mecánico se manufacturaron los componentes diseñados en las secciones anteriores, las dimensiones se encuentran en los planos mecánicos en el anexo B. Finalmente, el ensamblaje se muestra en la Fig. 45.



Fig. 45. Sistema mecánico de la máquina de ensayos de tracción.

4.19. Pruebas de funcionamiento

Se realizaron diferentes pruebas de funcionamiento para cada uno de los resortes de tracción estudiados, con el fin de validar los resultados obtenidos con la máquina universal frente a los resultados de la máquina diseñada.

4.19.1. Protocolo de pruebas

Según la norma ISO DIS 22705-2 [11], se debe utilizar los siguientes equipos de medición y prueba: un probador de carga (manual o motorizado), sensores de medición de fuerza en ensayos específicos de piezas del equipo. De la misma forma, la norma establece el método de medición y prueba para obtener la precarga, tal como se menciona en la metodología.

Según Almeida [1], en total se elaboraron cuatro modelos de resortes. Cada uno de los resortes posee una codificación y características específicas, como se muestra en la tabla 24.

Tabla 24 Propiedades geométricas de los modelos de resorte fabricados [1].

		Modelo			
	Propiedades geométricas	C6D2	C8D2	C6D4	C8D4
C	Índice del resorte	6	8	6	8
N	Numero de espiras en el cuerpo	20	20	20	20
DE (mm)	Diámetro externo de la espira	14	18	28	36
D (mm)	Diámetro del alambre	2	2	4	4
Lo (mm)	Longitud libre del resorte	62	70	124	140
Lf (mm)	Longitud del cuerpo	42	42	84	84
K (N/mm)	Constante de rigidez	4,69	1,98	9,38	3,96

En total, se fabricaron 96 resortes dentro del país, los mismos se dividen en tres especies de resortes para cada modelo y fueron manufacturados en ocho talleres

diferentes. En las Fig. 46, Fig. 47, Fig. 48, Fig. 49, se muestran fotografías de los especímenes fabricados en Ecuador.



Fig. 46. Especímenes del modelo C6D2T1 [1].



Fig. 47. Especímenes del modelo C8D2T1 [1].



Fig. 48. Especímenes del modelo C6D4T1 [1].



Fig. 49. Especímenes del modelo C8D4T1 [1].

4.20. Cálculo de la constante de rigidez del resorte

La máquina de ensayos de resortes de tracción es capaz de medir el comportamiento mecánico de los resortes helicoidales. Sin embargo, es necesario validar los resultados obtenidos. Por lo tanto, se validarán los resultados mediante la comparación de los resultados recogidos en [1].

4.20.1. Resultados de ensayos

Aplicando la metodología mencionada anteriormente, el proceso de ensayo se realizó en 32 de los 96 resortes fabricados para hallar la constante de rigidez experimental. Cada resorte fue sometido a tres ensayos, realizados con diferentes rangos de desplazamiento para L1 y L2. Así mismo, se detalla el espécimen de cada resorte y el taller correspondiente, como se muestran en la tabla 25, tabla 26, tabla 27, tabla 28.

Tabla 25 Constantes de rigidez resultante modelo C6D2 (N/mm).

Distancia (mm)	C6D2								
	(L1-L2)	E2T1	E1T2	E3T3	E1T4	E1T5	E3T6	E3T7	E2T8
5 – 10		5,47	5,28	4,68	6,11	4,05	5,88	6,4	5,45
10 – 20		5,44	5,30	5,03	5,80	3,99	5,60	5,90	6,23
20 – 40		5,52	5,24	5,15	5,94	4,15	5,63	5,93	5,69
Promedio		5,53	5,24	4,95	5,91	4,02	5,79	6,07	5,79

A continuación, en la tabla 26 se muestra los resultados al realizar lo ensayos experimentales en el modelo de resorte C8D2.

Tabla 26 Constantes de rigidez resultante modelo C8D2 (N/mm).

Distancia (mm)	C8D2								
	(L1-L2)	E1T1	E2T2	E3T3	E2T4	E1T5	E1T6	E1T7	E3T8
5 – 10		2,48	1,894	2,74	2,59	1,76	2,48	2,74	2,65
10 – 20		2,52	1,89	2,71	2,62	1,767	2,49	2,71	2,68
20 – 40		2,55	1,90	2,72	2,57	1,788	2,46	2,72	2,75
Promedio		2,51	1,89	2,72	2,59	1,77	2,48	2,75	2,68

Seguidamente, en la tabla 27 se muestra los resultados al realizar los ensayos experimentales en el modelo de resorte C6D4.

Tabla 27 Constantes de rigidez resultante modelo C6D4 (N/mm).

Distancia (mm)	C6D4							
(L1-L2)	E3T1	E2T2	E1T3	E2T4	E3T5	E1T6	E2T7	E3T8
5 – 10	7,07	10,07	12,16	12,37	12,29	9,794	12,29	8,85
10 – 20	7,336	10,381	11,88	11,66	12,42	9,37	12,065	8,45
20 – 40	7,38	10,81	11,98	11,62	11,709	9,032	11,94	8,46
Promedio	7,26	10,37	12,01	11,55	12,05	9,39	12,09	8,59

Asimismo, en la tabla 28 se muestra los resultados al realizar los ensayos experimentales en el modelo de resorte C8D4.

Tabla 28 Constantes de rigidez resultante modelo C8D4 (N/mm).

Distancia (mm)	C8D4							
(L1-L2)	E1T1	E2T2	E2T3	E2T4	E3T5	E3T6	E2T7	E1T8
5 – 10	3,04	3,56	4,91	4,41	4,61	3,95	5,35	3,12
10 – 20	3,12	3,85	4,89	4,24	4,97	3,73	5,28	3,19
20 – 40	3,26	3,93	4,93	4,71	5,01	4,05	5,21	3,18
Promedio	3,10	3,78	4,93	4,71	5,07	4,07	5,21	3,24

Al estudiar los resultados, se nota una variación en los valores de la constante de rigidez en los distintos ensayos realizados, considerando desplazamientos desde un mínimo de 0,5 cm hasta un máximo de 4 cm, con un total de 96 ensayos. En algunos casos, los resortes presentan una variación mínima en la constante de rigidez. Por ejemplo, para el resorte tipo C8D4, el espécimen uno, fabricado en el taller uno, presenta un comportamiento diferente en cada ensayo, en el primer ensayo se realizó un desplazamiento de 5 mm y 10 mm obteniendo un valor de constante de rigidez de 3,04 N/mm. Al compararlo con el tercer ensayo, en el cual se realizó un desplazamiento de 20 mm y 40 mm se obtiene una constante de rigidez de 3,26 N/mm, presentando una

pequeña variación. Esta variación indica que la máquina puede obtener una repetibilidad bastante aceptable, ya que no se alejan significativamente un valor de otro.

A continuación, es necesario conocer los valores de la constante de rigidez obtenida en una máquina de ensayos universal. En la tabla 29 se presenta los datos experimentales obtenidos en [1]. Además, en la tabla 30 se presenta la comparación entre dichos datos y los valores obtenidos en la máquina de ensayos de resortes de tracción.

Tabla 29 Constantes de rigidez calculadas con datos experimentales (N/mm) [1].

C6D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
5,05	4,49	4,84	5,34	3,05	5,33	5,08	5,6
5,06	4,67	4,70	5,34	3,48	5,46	5,31	5,57
4,90	4,72	4,80	5,42	3,67	5,49	5,21	5,31
C8D2							
T1	T2	T3	E2T4	E1T5	T6	T7	T8
2,36	1,79	2,61	2,00	1,63	2,36	2,49	2,98
2,47	1,83	2,64	2,20	1,60	2,22	2,41	2,91
2,32	1,81	2,63	2,32	1,63	2,13	2,38	2,72
C6D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
6,46	10,14	10,54	11,47	10,34	8,68	10,99	8,63
6,79	9,46	10,65	11,64	10,60	8,94	10,91	8,57
6,49	9,84	10,54	11,19	10,89	8,84	10,19	8,15
C8D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
2,75	3,84	5,52	4,58	5,29	4,11	4,61	3,73
3,47	4,65	5,54	4,56	5,27	3,82	5,26	3,69
3,23	3,81	4,87	4,37	4,68	3,84	4,82	3,62

En la tabla 30 se observa valores definidos como referencia (Ref) y los valores obtenidos en la máquina de ensayos de resortes denominado (Actual).

Tabla 30 Comparación de resultados de constante de rigidez (N/mm).

C6D2								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	5,06	4,72	4,80	5,34	3,05	5,49	5,21	5,57
Actual	5,53	5,24	4,95	5,91	4,02	2,79	5,93	5,79
C8D2								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	2,36	1,83	2,63	2,20	1,63	2,36	2,49	2,72
Actual	2,51	1,89	2,72	2,59	1,77	2,48	2,75	2,68
C6D4								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	6,46	10,14	10,54	11,64	10,89	8,68	10,91	8,15
Actual	7,26	10,37	12,01	11,55	12,05	9,03	11,94	5,59
C8D4								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	2,75	4,65	5,54	4,56	4,68	3,84	5,26	3,73
Actual	3,10	3,78	4,93	4,71	5,07	4,07	5,21	3,24

4.20.2. Análisis comparativo de los resultados

En la tabla 31, se presentan las diferencias relativas entre la constante de rigidez experimentales de la máquina de ensayos de resortes y la máquina de ensayos universal, ambos resultados se consiguieron con los parámetros de medición experimental mencionado en la norma ISO DIS 22705-2 [11].

Tabla 31 Diferencias relativas de la constante de rigidez.

C6D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
10,47%	16,70%	3,12%	11,23%	9,56%	1,55%	13,24%	2,15%

C8D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
6,35%	18,1%	3,42%	16,81%	8,58%	5,08%	9,23%	1,10%

C6D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
8,93%	6,44%	11,27%	6,27%	12,85%	4,05%	9,44%	3,59%

C8D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
5,52%	1,82%	2,25%	3,28%	6,98%	1,04%	0,95%	12,86%

Al comparar los resultados se puede observar una diferencia relativa entre los resultados, siendo la diferencia máxima de 18% en la constante de rigidez R.

Esta variación puede atribuirse a la tolerancia de los sensores (anexo D), los cuales funcionan de manera óptima en ciertas condiciones favorables. En general, los resultados indican que la máquina tendrá una variación como máximo de 18 % y un mínimo de 1 %.

A) Análisis comparativo de cada modelo de resorte

Al estudiar los resultados de cada espécimen de resortes obtenidos (T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8) se observa variaciones como en los resultados de la máquina de ensayos original.

Para el tipo C6D2 se observa un error relativo mínimo de 1,55% y para el error relativo máximo de 16,70% variando aproximadamente decimas de diferencia con

el valor calculado. La diferencia radica en que al ser resortes pequeños cada mínimo desplazamiento ya sea milímetros o micrómetros aumenta o disminuye su valor de constante.

Para el tipo C8D2 se observa un error relativo mínimo de 1,18% hasta un máximo de 18,1% representando menos del 20% de diferencia del valor obtenido, similar al caso C6D2 al ser resortes de pequeñas dimensiones el valor inicial L_0 es desconocido por lo tanto se procuró iniciar la medición desde el instante en que el resorte presente alguna deflexión.

Para el tipo C6D4 se observa un error que va desde 3,59% hasta 12,85% representando un error menor al 15% de diferencia.

Para el tipo C8D4 se observa un error relativo desde 0,95% hasta 12,86%, este tipo de resortes al ser más grandes el error se disminuye significativamente, ya que al tener más margen de desplazamiento se puede apreciar mejor la distancia L_0 .

B) Consideraciones generales

La constante de rigidez es un parámetro que no debería variar, independientemente de la fuerza o desplazamiento que se realice. Según los resultados observados en el anexo C, el valor de la constante permanece casi constante, con solo una ligera variación. En base a esto, se concluye que la variación máxima bajo ciertas condiciones sería del 20% como máximo.

4.21. Cálculo de la precarga inicial

Para hallar la precarga inicial, similar al caso anterior, mediante la metodología descrita previamente, empleando los mismos datos que se usaron para el cálculo de la

constante de rigidez. En la tabla 32 se muestran los datos obtenidos de la precarga inicial mediante los ensayos experimentales, mientras que en la tabla 33 se muestra los valores de la precarga obtenidos en [1].

Tabla 32 Precarga inicial experimental de los resortes (N).

Distancia (mm)		C6D2							
(L1-L2)		E2T1	E1T2	E3T3	E1T4	E1T5	E3T6	E3T7	E2T8
5 – 10		11,49	3,66	13,45	11,56	3,98	11,32	7,65	5,38
10 – 20		16,23	2,47	16,76	14,87	4,92	11,11	12,57	2,71
20 – 40		13,86	4,67	13,23	14,02	11,06	10,92	8,67	4,04
Distancia (mm)		C8D2							
(L1-L2)		E1T1	E2T2	E3T3	E2T4	E1T5	E1T6	E1T7	E3T8
5 – 10		12,65	6,14	5,47	13,07	4,23	1,25	6,78	4,11
10 – 20		12,63	6,44	5,64	10,48	4,71	0,37	7,34	4,26
20 – 40		11,17	5,94	5,28	13,35	3,89	2,94	6,14	3,6
Distancia (mm)		C6D4							
(L1-L2)		E3T1	E2T2	E1T3	E2T4	E3T5	E1T6	E2T7	E3T8
5 – 10		16,4	36,9	33,05	102,5	24,53	4,09	36,61	20,09
10 – 20		13,39	33,56	37,38	95,1	29,27	4,12	38,75	22,99
20 – 40		11,01	23,53	35,61	107,94	20,52	6,03	37,15	19,09
Distancia (mm)		C8D4							
(L1-L2)		E1T1	E1T2	E2T3	E2T4	E3T5	E3T6	E2T7	E1T8
5 – 10		7,6	12,2	44,0	66,2	37,2	21,0	9,0	27,1
10 – 20		6,8	11,9	42,8	70,0	37,6	15,6	2,8	27,7
20 – 40		7,3	12,2	43,2	66,1	14,1	18,3	5,1	9,6

Al observar los resultados, se resalta que en ciertos casos la mayoría de los valores son consistentes, mientras que en otros casos varía. Esto se debe a que, en algunos casos, se halló la precarga una diferencia de 1 mm a 2 mm en cada resorte.

A continuación, con fines comparativos, en la tabla 33 se presenta la precarga de los resortes obtenida con la máquina de ensayos universal.

Tabla 33 Precargas iniciales calculadas con los datos experimentales (N) [1].

C6D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
4,71	7,88	3,58	25,40	11,60	3,26	4,11	2,21
17,24	1,88	26,10	17,29	2,06	5,59	2,33	6,09
19,03	9,08	10,64	27,97	3,19	10,23	2,43	1,15
C8D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
14,43	0,85	2,18	12,61	3,68	1,75	3,47	6,78
11,62	2,32	2,04	14,19	2,77	2,27	1,02	5,89
16,36	2,49	3,93	8,80	4,68	3,86	0,29	3,05
C6D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
8,23	22,46	20,45	96,13	26,94	16,67	18,70	41,43
16,28	22,38	44,49	103,99	61,34	12,67	11,81	43,65
11,43	43,41	20,14	61,38	22,05	8,43	23,54	15,32
C8D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
7,73	12,28	25,75	68,58	34,47	17,34	23,35	15,96
25,53	10,17	36,17	66,12	37,58	13,70	7,55	19,31
17,30	11,77	40,08	56,86	19,77	13,99	6,51	21,30

4.21.1. Análisis comparativo de la precarga inicial

En la tabla 34 se exponen las diferencias entre la precarga inicial calculada en los ensayos experimentales de la máquina y los resultados de la máquina de ensayos universal, mediante el uso de la metodología de la norma ISO DIS 22705-2 [11].

Tabla 34 Diferencia de la precarga inicial (N).

C6D2								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	17,24	7,88	10,64	25,40	11,60	10,23	2,43	6,09
Actual	13,01	3,66	13,23	14,87	11,06	10,92	8,67	5,38
C8D2								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	14,43	2,32	3,93	14,19	3,68	1,75	3,47	3,05
Actual	12,65	5,94	5,28	13,35	3,89	1,25	6,14	3,6
C6D4								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	8,23	22,38	20,45	103,99	22,05	16,67	11,81	15,32
Actual	11,01	23,53	33,05	102,5	20,52	16,03	36,61	19,09
C8D4								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Ref	7,73	12,28	36,17	66,12	19,77	13,99	7,55	15,96
Actual	7,33	12,20	43,21	66,24	14,1	15,64	5,12	9,96

Los resultados indican la diferencia que existe entre las precargas. Estos valores, determinados con la máquina de ensayos de resortes, presentan variaciones similares a la constante de rigidez.

En el caso del tipo C6D2 mayormente presentan valores de precarga menores a 30 N los cuales son valores demasiado pequeños, en el caso de la variación se observa una mínima diferencia de 0,6 N y una máxima de 10 N lo cual es una diferencia pequeña.

En el caso del modelo C6D4, el fabricado en el taller siete presenta una variación considerable, variando alrededor de 25 N de precarga inicial. Esto se debe a que se realizó ensayos tomando valores L0 que variaban desde mínimo 1mm hasta 22 mm. El valor de la precarga aumenta o disminuye drásticamente dependiendo de este parámetro.

Finalmente, para el modelo C8D4 al ser un resorte de mayor dimensión, presenta una variación mínima de 0,40 N hasta un máximo de 6 N en la precarga. Los valores de desplazamiento L_0 y fuerzas se muestra en el anexo C.

A) Consideraciones generales.

La variabilidad de la precarga inicial depende en gran medida del parámetro L_0 , ya que una ligera variación de este parámetro provoca un aumento o disminución del valor de la precarga. La máquina de ensayos de resortes de tracción ofrece respuestas consistentes, pese a las limitaciones de los sensores (véase anexo D). Para llegar a un valor aún más consistente, es necesario realizar varios ensayos y obtener un promedio, con el fin de hallar un valor fiable de este parámetro. Además, los ensayos deben realizarse en condiciones de baja iluminación, sin presencia de polvo y a una temperatura ambiente.

4.22. Costos

Los costos necesarios para la máquina se dividen en 3:

- Costos eléctricos.
- Costos mecánicos.
- Costos indirectos .

En la tabla 35 y tabla 36 se presentan los costos subtotales en elementos eléctricos y elementos mecánicos respectivamente.

Tabla 35 Costos de componentes eléctricos.

Eléctricos	Cantidad	Costo por unidad (USD)	Total
Arduino UNO	1	16	16
Celda de carga 100 kg	1	50	50
Módulo Hx711	1	3,50	3,50
Módulo I2C	1	3	3
Pulsador NO	1	0,50	0,50
Fuente de alimentación 5 VDC	1	8	8
Sensor V15310x	1	30	30
Pantalla LCD 16X2	1	5	5
Subtotal eléctrico			116

Tabla 36 Costos mecánicos de la máquina de ensayos.

Mecánicos	Cantidad	Costo por unidad (USD)	Total
Manufactura de máquina	1	500	500
Manufactura de estructura de calibración	1	60	60
Perno hexagonal M8	6	0,50	3
Tuerca hexagonal M16	2	1	4
Chumacera UC204	2	7,50	3
Perno hexagonal M12	11	0,95	10,45
Rodamiento de bolas 6204	2	9,11	18,22
Subtotal mecánico			598,67

Los costos de transporte son considerados costos indirectos por lo cual se considera un solo valor en general.

Una vez definidos los subtotales de cada clase se puede hallar los costos totales de la máquina de ensayos de tracción. Tabla 37.

Tabla 37 Costos totales.

Subtotales	Valor en USD
Subtotal eléctrico	116
Subtotal mecánico	598,67
Costos indirectos	150
Total	864,67

Como se observa en la tabla 37 el valor total para la máquina es de 864,67 dólares, considerando varios aspectos, el valor obtenido es inferior al costo de las grandes máquinas de ensayos universal. Dentro de la tabla 35 se detalla el costo de manufactura de la máquina, en ese valor se considera todos los elementos mecanizados y mano de obra de construcción, el valor de este dependerá del lugar en el cual se realice la manufactura; sin embargo, también el valor depende mucho de los proveedores.

CONCLUSIONES

En el desarrollo de este proyecto se consiguió determinar los requerimientos técnicos, funcionales y operativos necesarios para la construcción de una máquina de ensayos de tracción. La identificación de los requerimientos se basó principalmente en el análisis detallado de las especificaciones técnicas obtenidas de parámetros geométricos y métodos de medición para los resortes helicoidales conformados en frío según la norma ISO-DIS22705-2. Con base en esta norma se establecieron parámetros dimensionales, ambientales, mecánicos, y electrónicos para la máquina de ensayos. La atención de estos parámetros garantizará que la máquina sea la indicada para trabajar con resortes.

Para el diseño final de la máquina de ensayos de resortes de tracción, se adoptó un mecanismo de orientación vertical para evitar errores en las mediciones debido a la gravedad. Dentro del diseño se adoptó principalmente dos sistemas, el sistema mecánico y el sistema eléctrico. La máquina tiene un diseño semiautomático, ya que el sistema mecánico funcionará de forma manual por un operario, mientras que el sistema eléctrico funciona de manera automática, con el objetivo de hacer los ensayos más ergonómicos para el operario. Mediante la norma se definió requerimientos dimensionales, superficiales, ergonómicos, de calidad, de costos, y ambientales. Al basar el diseño en requerimientos normativos y técnicos, se asegura que la máquina proporcione datos fiables.

La implementación del ensamblaje mecánico y la integración del sistema eléctrico permitió la construcción de una máquina de ensayos que consta con una mesa de 400 mm x 400 mm y una altura de 800 mm. Esta máquina incluye un sistema mecánico de engranajes cónicos rectos y un mecanismo de tornillo sin fin para el accionamiento manual de sistema. La elección de los materiales fue para la estructura mayormente el acero ASTM 36 mientras que para las barras y el tornillo sin fin se realizó con un acero

AISI 1020. También los engranajes se realizaron con acero AISI 1020. Estos materiales garantizan una estabilidad, durabilidad, y sobre todo robustez para la máquina, garantizando que los ensayos sean fáciles de realizar y que tenga un resultado fiable.

El proceso de validación de la máquina de ensayos demuestra valores consistentes de medición de fuerza y desplazamiento, alcanzando un error máximo del 20% en la constante de rigidez. Se aprecia que los parámetros de constante de rigidez y la precarga varían mínimamente bajo ciertas condiciones, como poca iluminación, temperatura ambiente y la usencia de interferencias ambientales como el polvo durante el ensayo. En el caso de los resortes pequeños el error puede aumentar dado que en el caso del sensor de fuerza y distancia presentan cierta tolerancia a valores tan pequeños. Las pruebas revelan que, en la mayoría de los casos el promedio de diferencia esta entre el 1 al 10%. Además, la máquina es robusta, lo que ayuda a evitar vibraciones, y es ergonómica para la comodidad del usuario. El costo de la máquina resulta en 864,67 dólares siendo un precio razonable en comparación de las grandes máquinas de ensayos universales, consolidando así una máquina capaz de realizar ensayos para resortes de tracción.

Así mismo, la implementación de la máquina proporciona una herramienta valiosa para el estudio y la comparación de valores reales y analíticos de resortes, beneficiando tanto al sector académico como al industrial.

RECOMENDACIONES

Se recomienda la realización de los ensayos en temperatura ambiente, sin interferencias de polvo, suciedad, y en ausencia de luz. Además, para mantener la máquina correctamente lubricada se recomienda realizar la lubricación cada 6 meses como mantenimiento preventivo.

Se recomienda que para mejor los resultados de medición de desplazamiento se opte por sistemas de medición ópticos con el fin de tener resultados más preciso en resortes de menor dimensión, así mejorando y consiguiendo reducir el error presentado en los resultados. Además, en el caso que se desee aumentar la capacidad de carga de la máquina se recomienda usar celdas de carga de mayor capacidad para no limitarse simplemente a fuerzas tan bajas, consiguiendo así ampliar la capacidad de la máquina a resortes de mayor dimensión y fuerza.

Se recomienda realizar variados ensayos para que mediante análisis estadístico se llegue a un resultado más fiable y consistente tanto de la precarga inicial como de la constante de rigidez de los resortes helicoidales de tracción.

Se recomienda la adaptación de la máquina a la industria ecuatoriana para asegurar que sus resortes cumplan con las especificaciones requeridas por el cliente y se realicen fichas técnicas para llevar un control de calidad y brindar información actualizada sobre la manufactura de este tipo de elementos.

Se recomienda la implementación de normas de control riguroso para los resortes, un ejemplo es la norma ISO-DIS-22705-2 y con esto buscar comparar los resultados obtenidos en el país con los estándares internacionales.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. J. Almeida Dávalos, “Comportamiento mecánico de resortes de tracción fabricados en Ecuador,” Universidad Técnica del Norte, Ibarra, 2023.
- [2] A. B. C. Luna and Y. L. Q. Ramirez, “Diseño De Una Máquina De Ensayos a Tracción Standard Bajo La Norma ASTM E8 Para La Facultad De Ingeniería De La Universidad Continental,” *Universidad Continental*, 2021.
- [3] D. O. Flores Vázquez, “Probador Mecánico para Ensayos de Tracción Uniaxial en Materiales Suaves y Tejidos Biológicos .,” Universidad Nacional Autónoma de México , México , 2014.
- [4] C. E. Maila Carrillo and J. C. Pilicita Jacome, “Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de quince toneladas,” Quito, 2010.
- [5] E. Paul and U. Palacios, “Diseño de una máquina de tracción bajo las normas ASTM-D638 e ISO 527-4, con capacidad de 10 KN,” Universidad Internacional del Ecuador, Quito , 2022.
- [6] S. Obando, C. Sepúlveda, T. Piamba, and R. Moran, “Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros,” *Ingeniare*, no. 29, pp. 57–71, Dec. 2020, doi: 10.18041/1909-2458/ingeniare.29.7435.
- [7] Á. F. Buñay Gualancañay and C. F. Morocho León, “Diseño, construcción y pruebas de una máquina para realizar ensayos de tracción en cuerdas de fibras sintéticas,” Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba , 2015.
- [8] M. Ortiz-Domínguez and A. Cruz-Avilés, “Ingenio y Conciencia Boletín Científico de la Escuela Superior Ciudad Sahagún Módulo de rigidez del resorte helicoidal Modulus of rigidity of the helical spring,” Sofronas, 2022.
- [9] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, Español., vol. 4. México: Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2011.
- [10] A. Montenegro Bernuy, “Construcción de una máquina para medir las características de los muelles,” Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona , Barcelona, 2017.
- [11] Secretaria Central de ISO, “Norma Internacional ISO/DIS 22705-2, Resortes-Parámetros de ensayo y medición- Part 2 : Medición de extensión helicoidales cilíndricos conformados en frío,” vol. 2022, 2022.
- [12] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8th ed., vol. 8. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V, 2008.
- [13] S. Galindo López, “Diseño y análisis de resistencia de materiales en engranajes cónicos espirales e hipoidales,” 2009.

- [14] S. P. Radzevich, "HANDBOOK OF PRACTICAL GEAR DESIGN AND MANUFACTURE," 2012.
- [15] G. J. Gonzáles Osorio, "Reconocimiento de objetos utilizando OpenCV y Python en una Raspberry pi 2 en una tlapalería," Universidad Autónoma del Estado de México, México, 2017.
- [16] Steren, "Sensor piezoeléctrico." Accessed: Jan. 27, 2025. [Online]. Available: <https://www.steren.com.ec/sensor-piezoelctrico.html>
- [17] ASTM Internacional, "Ficha técnica de acero inoxidable AISI 304." Accessed: Feb. 08, 2024. [Online]. Available: <https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/>

ANEXOS

Anexo A. Planos mecánicos y eléctricos.

Anexo B. Código de programación del sistema.

Anexo B1. Ajuste de escala.

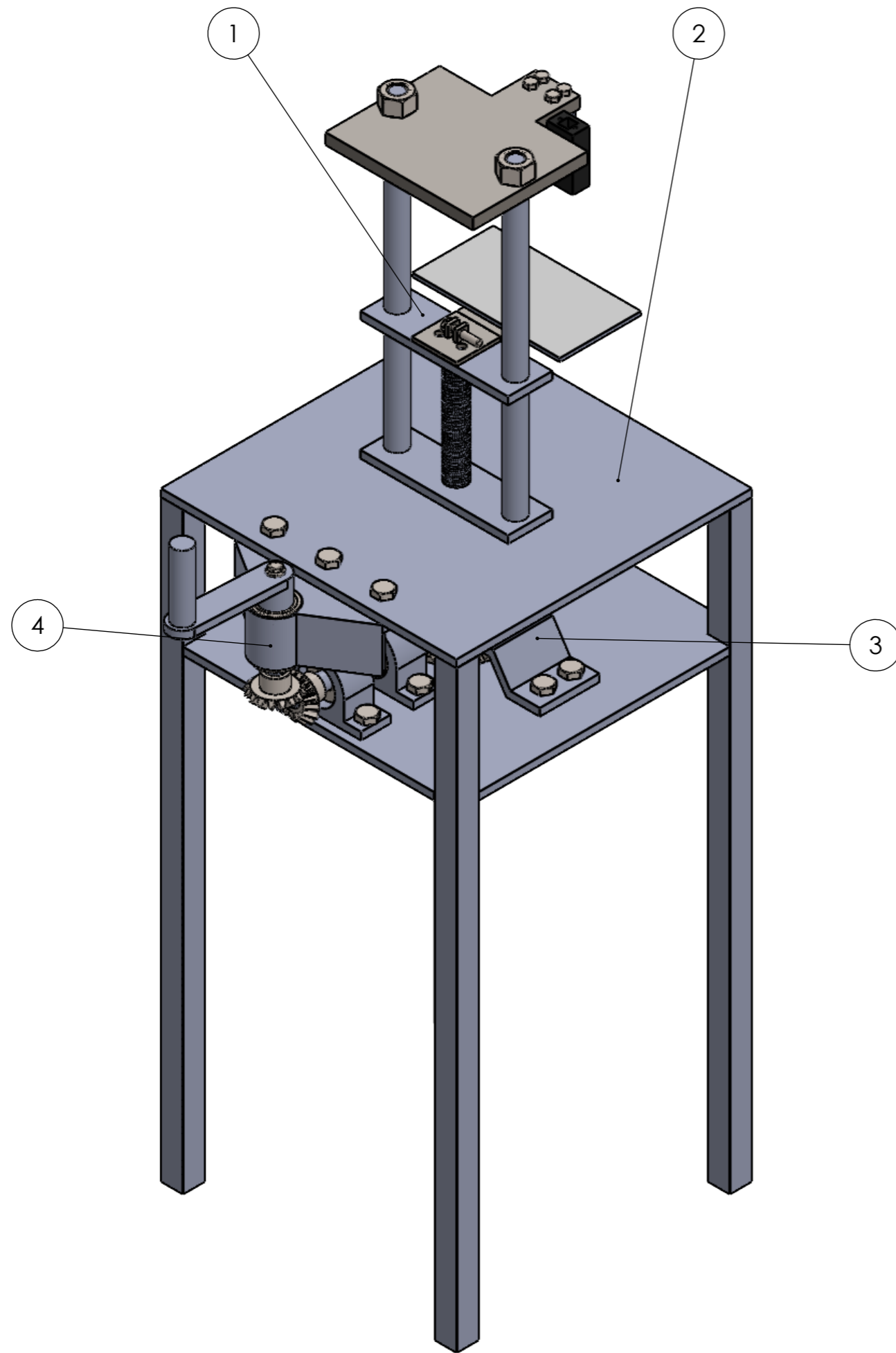
Anexo B2. Ajuste de escala y ajuste del sensor V153Lx0.

Anexo C. Resultados de los ensayos de los resortes.

Anexo D. Datos técnicos de componentes de la máquina.

Anexo E. Esquema electrónico del sistema.

Anexo A: Planos mecánicos y eléctricos

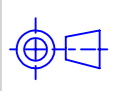


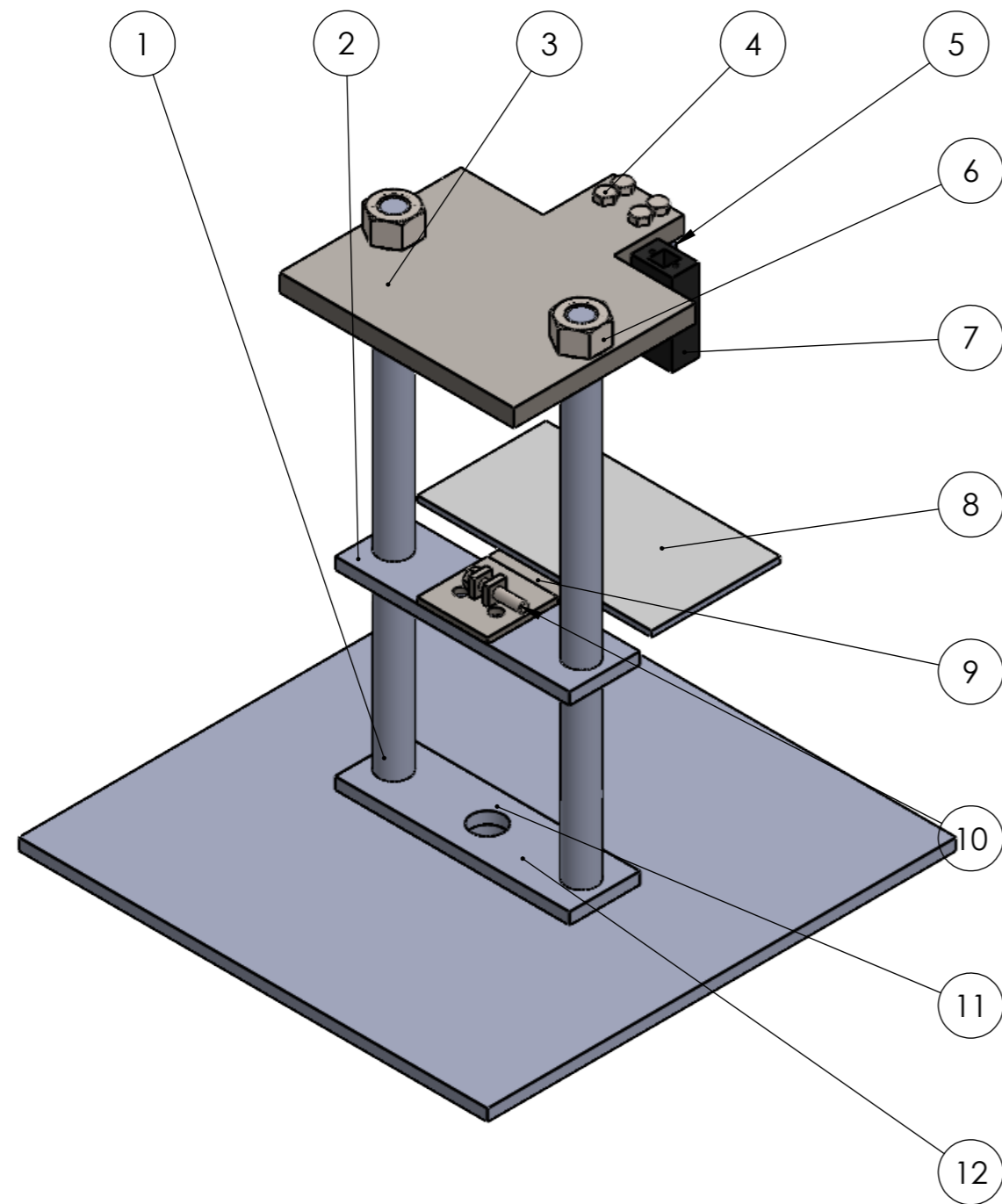
ITEM NO.	DENOMINACION	CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	SUBENSAMBLE SUPERIOR	TS_ESTRUCTURA_SUP	1	SUBCONJUNTO1
2	SUBENSAMBLE INFERIOR	TS_ESTRUCURA_INF	1	SUBCONJUNTO2
3	MECANISMO INTERNO	TS_MEC_INT	1	SUBCONJUNTO3
4	MECANISMO DE FUERZA	TS_MEC_FUER	1	SUBCONJUNTO4



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción				ESCALA:
PARTE: Plano de conjunto				1:5
CÓDIGO: TS_MAQ_ENS				TOLERANCIA:
MATERIAL	Ninguno	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 1/22
TRATAMIENTO	Ninguno	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	Ninguno	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	Ninguno	APROBÓ		

FICA CIME





ITEM NO.	DENOMINACION	CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION
1	BARRA SOPORTE ROSCADO	TS_BARRA_SOP	2	BARRA SOPORTE PARA ESTRUCTURA SUPERIOR E INFERIOR
2	PLACA MOVIL	TS_PLACA_MOV	1	PLACA ACCIONADA POR EL TORNILLO SIN FIN
3	PLACA SUPERIOR	TS_PLACA_SUP	1	PLACA FIJA SUPERIOR
4	PERNO HEXAGONAL M8X1.25	TS_PER_HEX_E1	4	ELEMENTO NORMALIZADO
5	TUERCA HEXAGONAL M16X2.00	TS_PER_HEX_E1	2	ELEMENTO NORMALIZADO
6	CELDA DE CARGA	TS_CEL_CARG	1	CELDA DE CARGA CAPACIDAD 100 KG
7	SOPORTE SENSOR	TS_VL53L0X_SOP	1	SOPORTE SENSOR
8	PLACA REFERENCIA DEL SENSOR	TS_VL53LX0_REF	1	PLACA REFERENCIA DE SENSOR 200X80
9	PLACA PARA SUJECION DEL RESORTE	TS_MEC_SUJ	2	PLACA DE SUJECION DEL RESORTE
10	PERNO HEXAGONAL M8	TS_PER_HEX_E2	2	ELEMENTO NORMALIZADO
11	TORNILLO SIN FIN	TS_TOR_POT	1	TORNILLO DE POTENCIA 27X400
12	PLACA INFERIOR FIJA	TS_PLACA_INF	1	PLACA FIJA PARA BARRAS Y TORNILLO



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

PARTE: Estructura superior

CÓDIGO: TS_ESTRUCURA_SUP

MATERIAL

Ninguno

DISEÑO

Bryan Parra

TRATAMIENTO

Ninguno

DIBUJÓ

Bryan Parra

RECUBRIMIENTO

Ninguno

REVISÓ

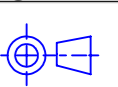
TRATAMIENTO

Ninguno

APROBÓ

ESCALA:

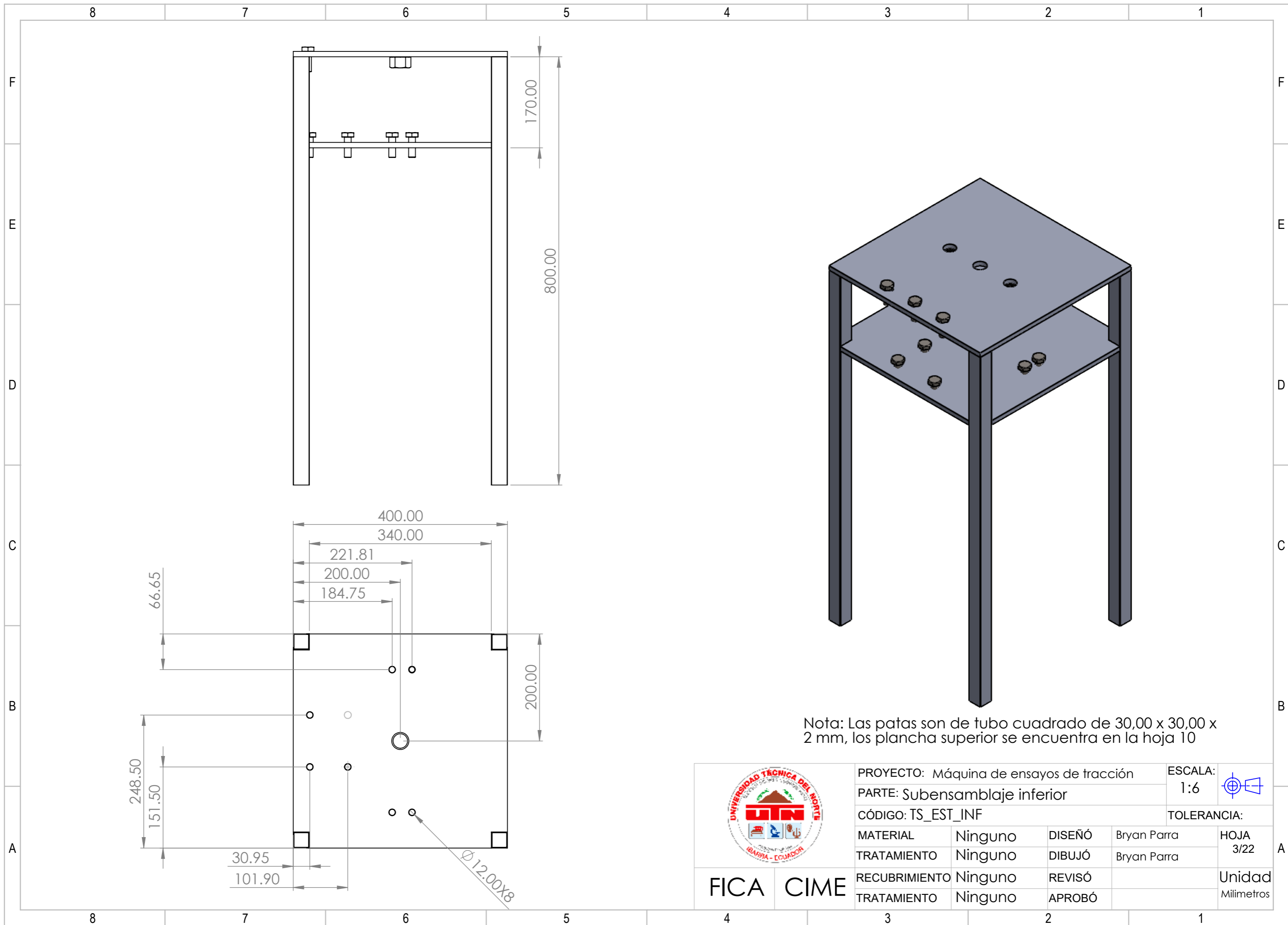
1:4



TOLERANCIA:

FICA CIME

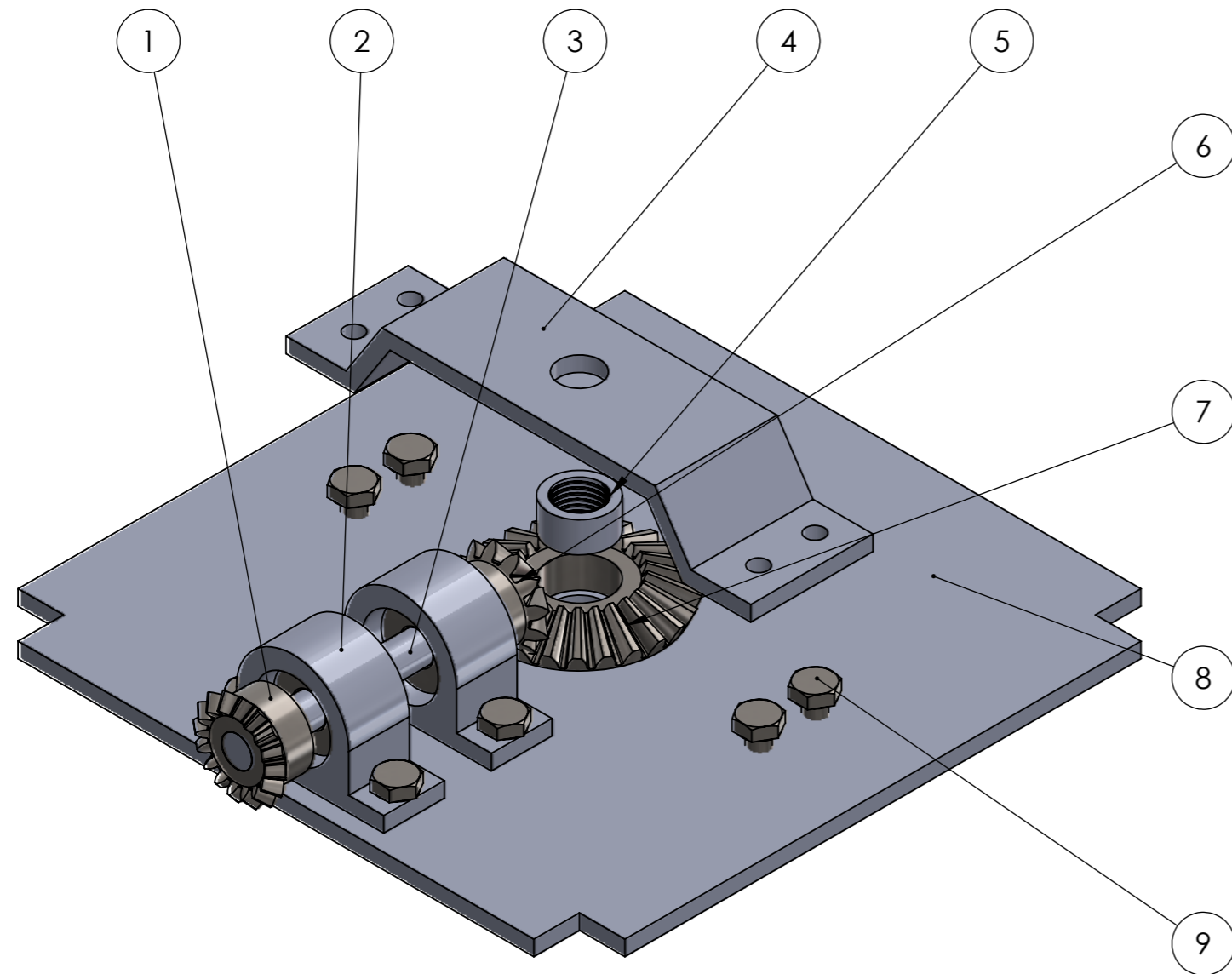
HOJA	2/22
Unidad	Milímetros



Nota: Las patas son de tubo cuadrado de 30,00 x 30,00 x 2 mm, los plancha superior se encuentra en la hoja 10

	PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	
	PARTE: Subensamblaje inferior			1:6	
CÓDIGO: TS_EST_INF				TOLERANCIA:	
MATERIAL	Ninguno	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA	
TRATAMIENTO	Ninguno	DIBUJÓ	Bryan Parra	3/22	
RECUBRIMIENTO	Ninguno	REVISÓ		Unidad	
TRATAMIENTO	Ninguno	APROBÓ		Milímetros	

FICA CIME



ITEM NO.	DENOMINACION	CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION
1	ENGRANAJE CONICO 12 DIENTES	TS_ENG_CON_E1	1	ELEMENTO PARA CAMBIO DE DIRECCION
2	CHUMACERA UC204	TS_SOP_ROD	2	ELEMENTO NORMALIZADO
3	EJE	TS_EJE_ENG_E1	1	EJE GUIA PARA TRANSMISION DE POTENCIA
4	SOPORTE PARA TORNILLO	TS_GUIA_TOR	1	GUIA PARA TORNILLO SIN FIN
5	TUERCA ROSCADA	TS_TUE_ROS_E1	1	TUERCA ROSCADA PARA MOVIMIENTO DEL TORNILLO
6	ENGRANAJE CONICO 12 DIENTES	TS_ENG_CON_E2	1	ENGRANAJE PARA CAMBIO DE DIRECCION
7	ENGRANAJE CONICO 24 DIENTES	TS_ENG_CON_E3	1	ENGRANAJE REDUCTOR
8	PLANCHA SOPORTE	TS_PLANCHA_E2	1	PLANCHA SOPORTE PARA EL MECANISMO INTERNO
9	PERNO HEXAGONAL M12X1.75	TS_PER_HEX	8	ELEMENTO NORMALIZADO



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA: 1:3	
PARTE: Mecanismo interior			TOLERANCIA:	
CÓDIGO: TS_MEC_INT				
MATERIAL	Ninguno	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 4/22
TRATAMIENTO	Ninguno	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	Ninguno	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	Ninguno	APROBÓ		

FICA CIME

8

7

6

5

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

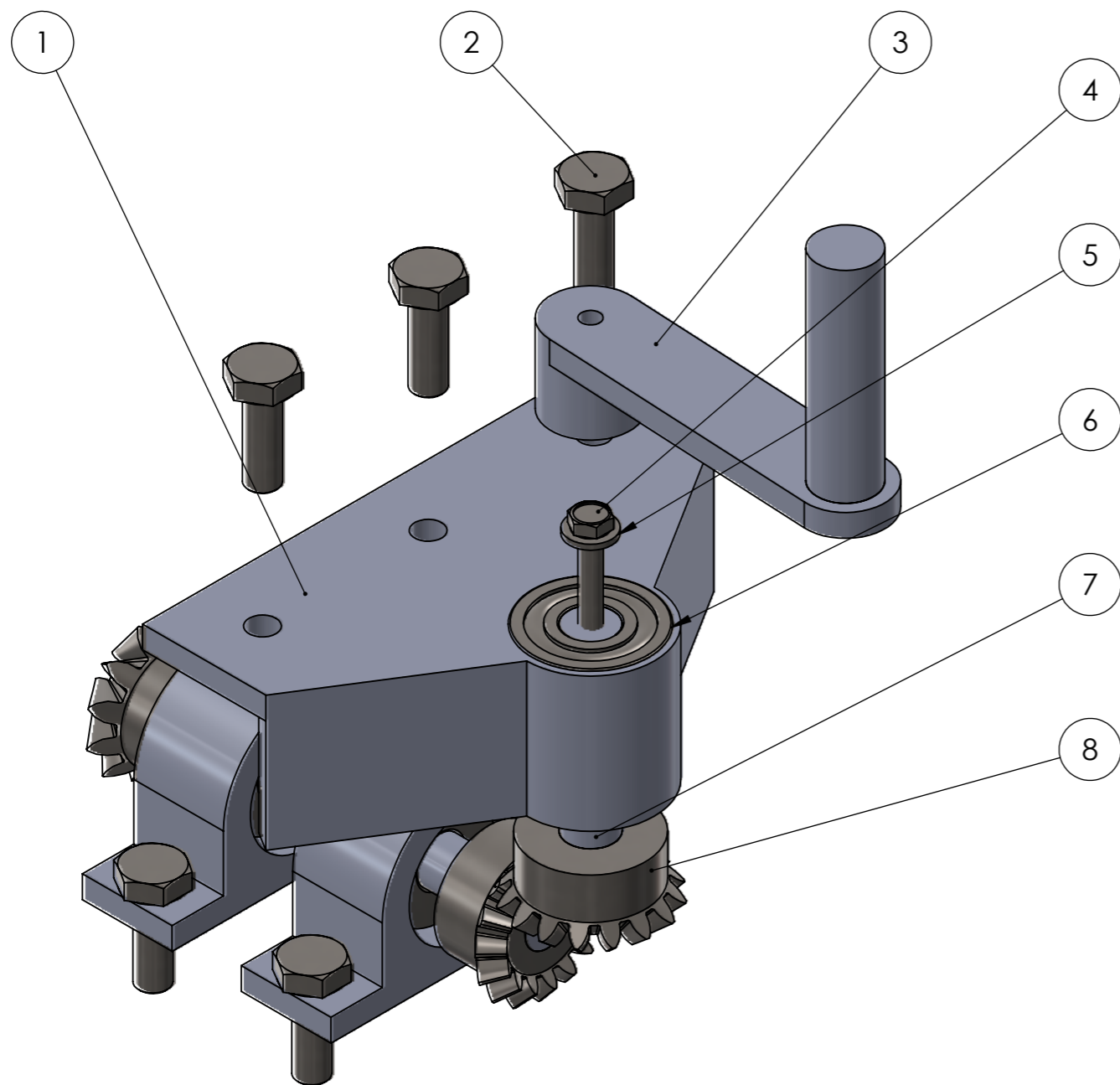
C

B

B

A

A



ITEM NO.	DENOMINACION	CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION
1	RECUBRIMIENTO DE ENGRANAJES	TS_SOP_PALAN	1	SOPORTE PARA MECANISMO DE FUERZA
2	PERNO HEXAGONAL M12X1.75	TS_PER_HEX_E5	3	ELEMENTO NORMALIZADO
3	MECANISMO DE PALANCA	TS_MEC_PALAN	1	MECANISMO ENCARGADO DE APLICAR FUERZA A LOS ENGRANES
4	PERNO HEXAGONAL M10X1.5	TS_PER_HEX_E6	1	ELEMENTO NORMALIZADO
5	ARANDELA M10	TS_ARAN_E2	1	ELEMENTO NORMALIZADO
6	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS	TS_ROD_E1	1	ELEMENTO NORMALIZADO
7	EJE	TS_EJE_ENG_E2	1	EJE ROSCADO ENCARGADO DE MOVER EL ENGRANAJE
8	ENGRANAJE CONICO 12 DIENTES	TS_ENG_CON_E4	1	ENGRANAJE PARA CAMBIO DE DIRECCION

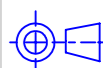


PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA:

PARTE: Mecanismo de fuerza

1:2



código: TS_MEC_FUER

TOLERANCIA:

MATERIAL

Ninguno

DISEÑO

Bryan Parra

HOJA

TRATAMIENTO

Ninguno

DIBUJÓ

Bryan Parra

5/22

RECUBRIMIENTO

Ninguno

REVISÓ

Unidad

TRATAMIENTO

Ninguno

APROBÓ

Milímetros

FICA

CIME

8

7

6

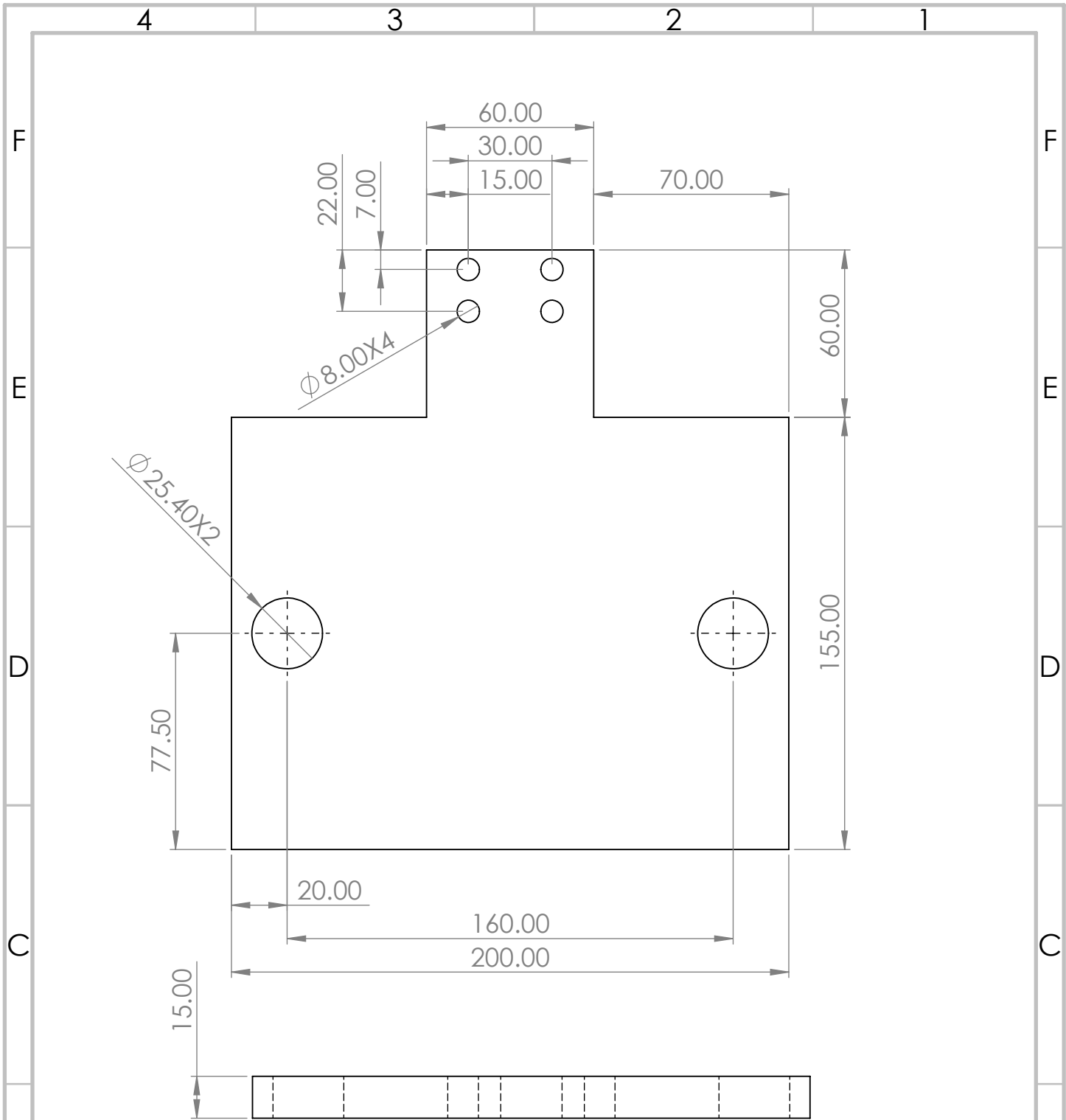
5

4

3

2

1



PROYECTO: Máquina de ensayo de tracción			ESCALA:	1:2
PARTE: Placa de sujecion superior				
CÓDIGO: TS_PLACA_SUP			TOLERANCIA:	
MATERIAL	ASTM A36	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 6/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

A

A

4

3

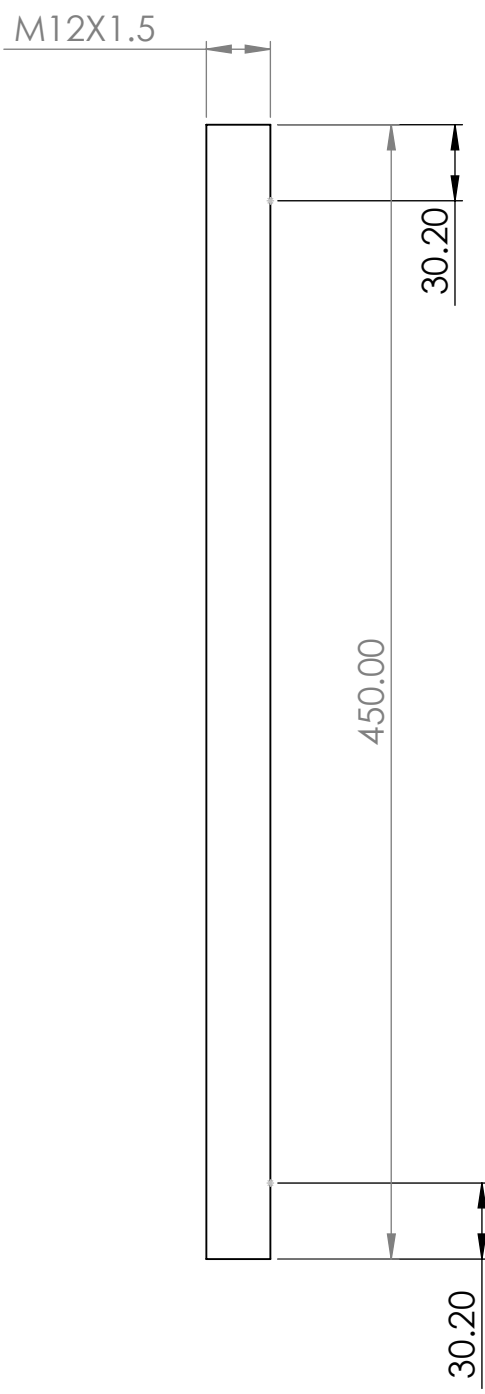
2

1

4 3 2 1

F

F



E

E

D

D

C

C

B

B

Nota: Ambas barras tienen las mismas dimensiones



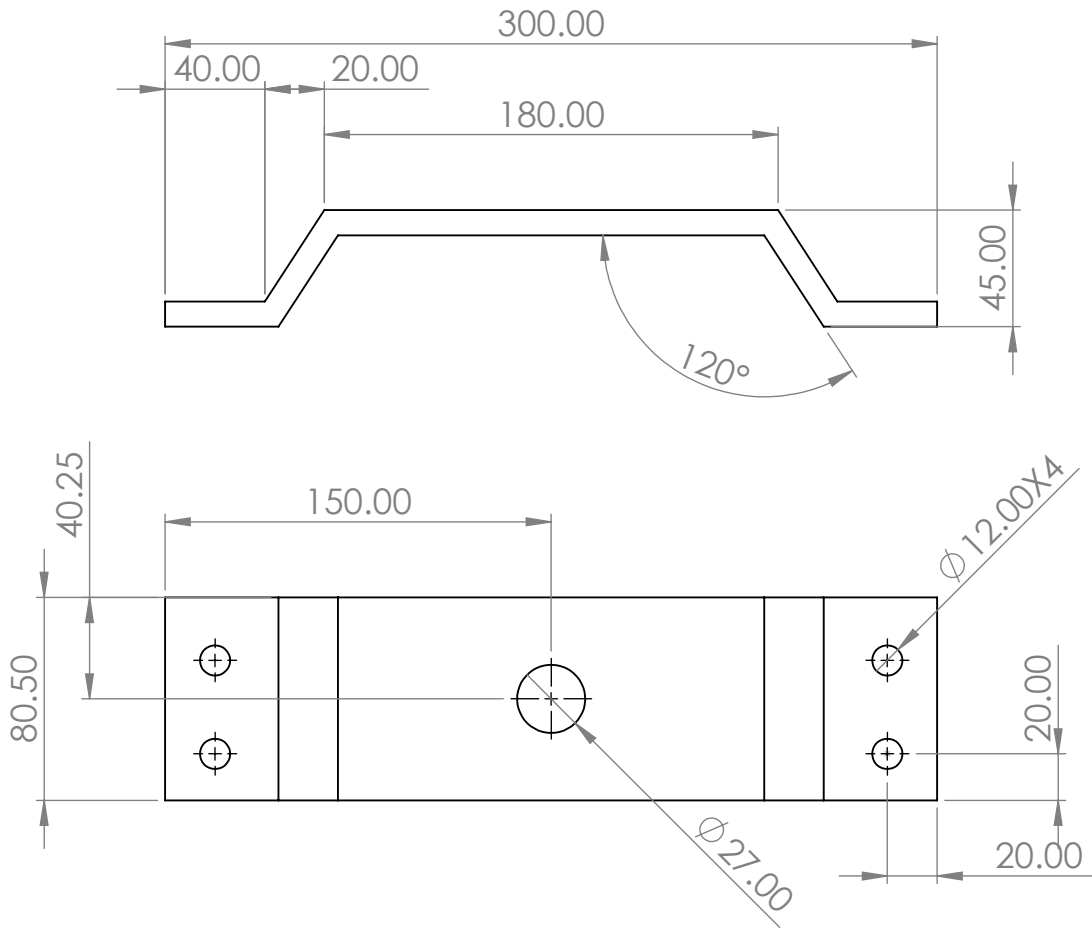
PROYECTO: Máquina de ensayos			ESCALA:	
PARTE: Barra de soporte			1:2	
CÓDIGO: TS_BARRA_SOPOR			TOLERANCIA:	
MATERIAL	AISI 1020	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 07/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

4 3 2 1

A

A



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA:

PARTE: Guía Tornillo

1:3

CÓDIGO: TS_GUIA_TOR

TOLERANCIA:

MATERIAL

ASTM A36

DISEÑO

Bryan Parra

HOJA

TRATAMIENTO

NINGUNO

DIBUJÓ

Bryan Parra

8/22

RECUBRIMIENTO

NINGUNO

REVISÓ

Unidad

TRATAMIENTO

NINGUNO

APROBÓ

Milímetros

FICA

CIME

4

3

2

1

4 3 2 1

F

E

D

C

B

A

F

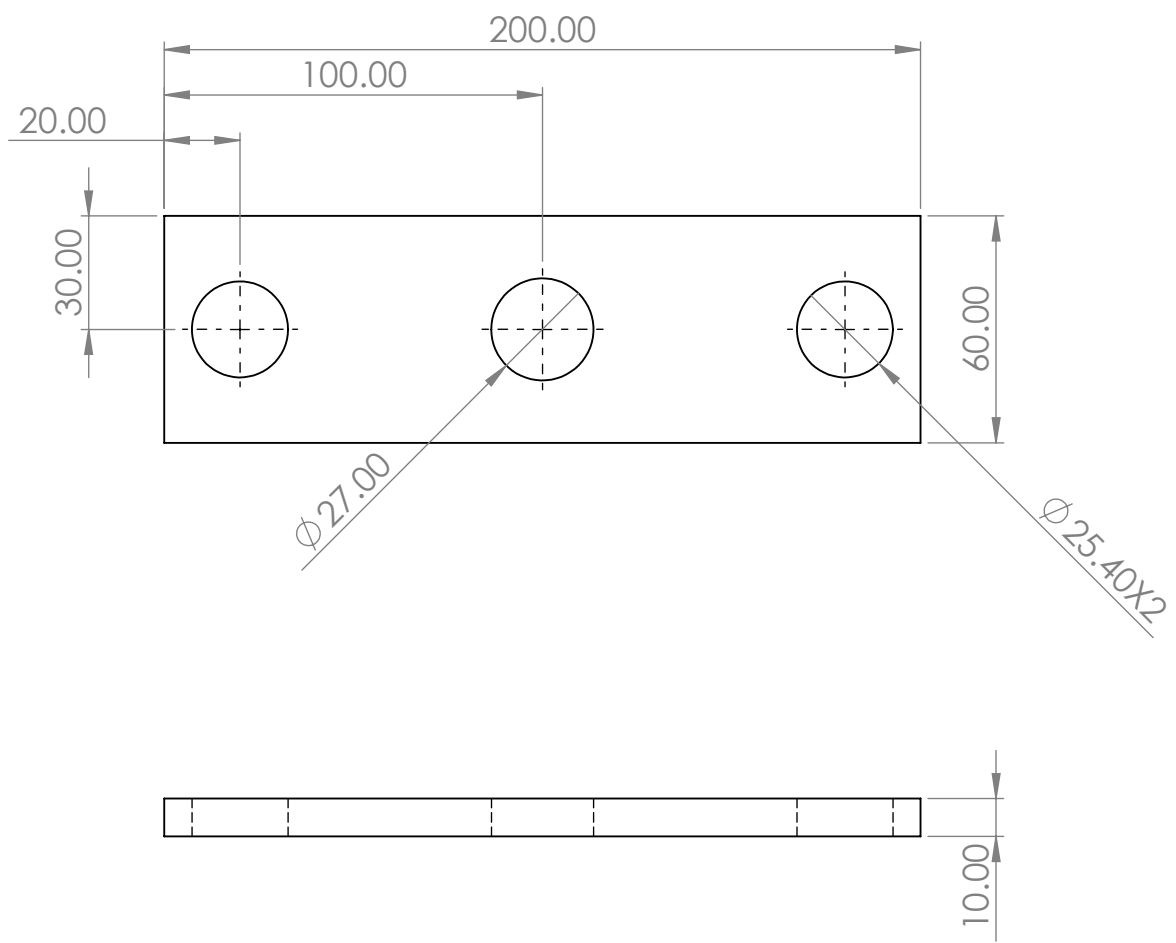
E

D

C

B

A



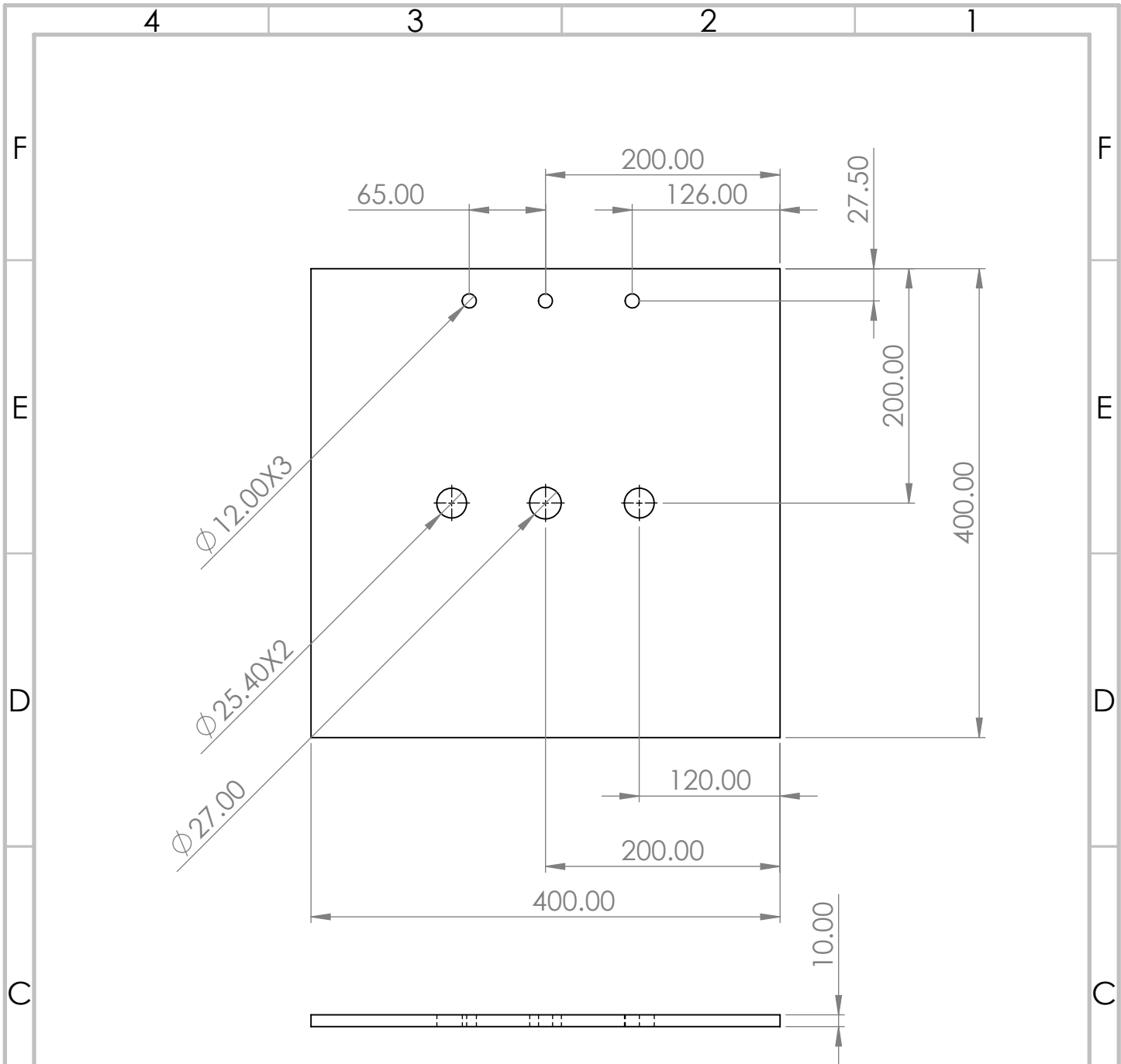
Nota: Ambas placas, tanto la inferior como la movil tienen las mismas dimensiones



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA: 1:2	
PARTE: Soporte inferior				
CÓDIGO: TS_PLACA_INF			TOLERANCIA:	
MATERIAL	ASTM 36	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	9/22
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		Milímetros

FICA CIME

4 3 2 1



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA:

PARTE: Plancha cuadrada

1:5

CÓDIGO: TS_PLANCHA_E1

TOLERANCIA:

MATERIAL ASTM A36

DISEÑO Bryan Parra

HOJA

TRATAMIENTO NINGUNO

DIBUJÓ Bryan Parra

10/22

FICA CIME

RECUBRIMIENTO NINGUNO

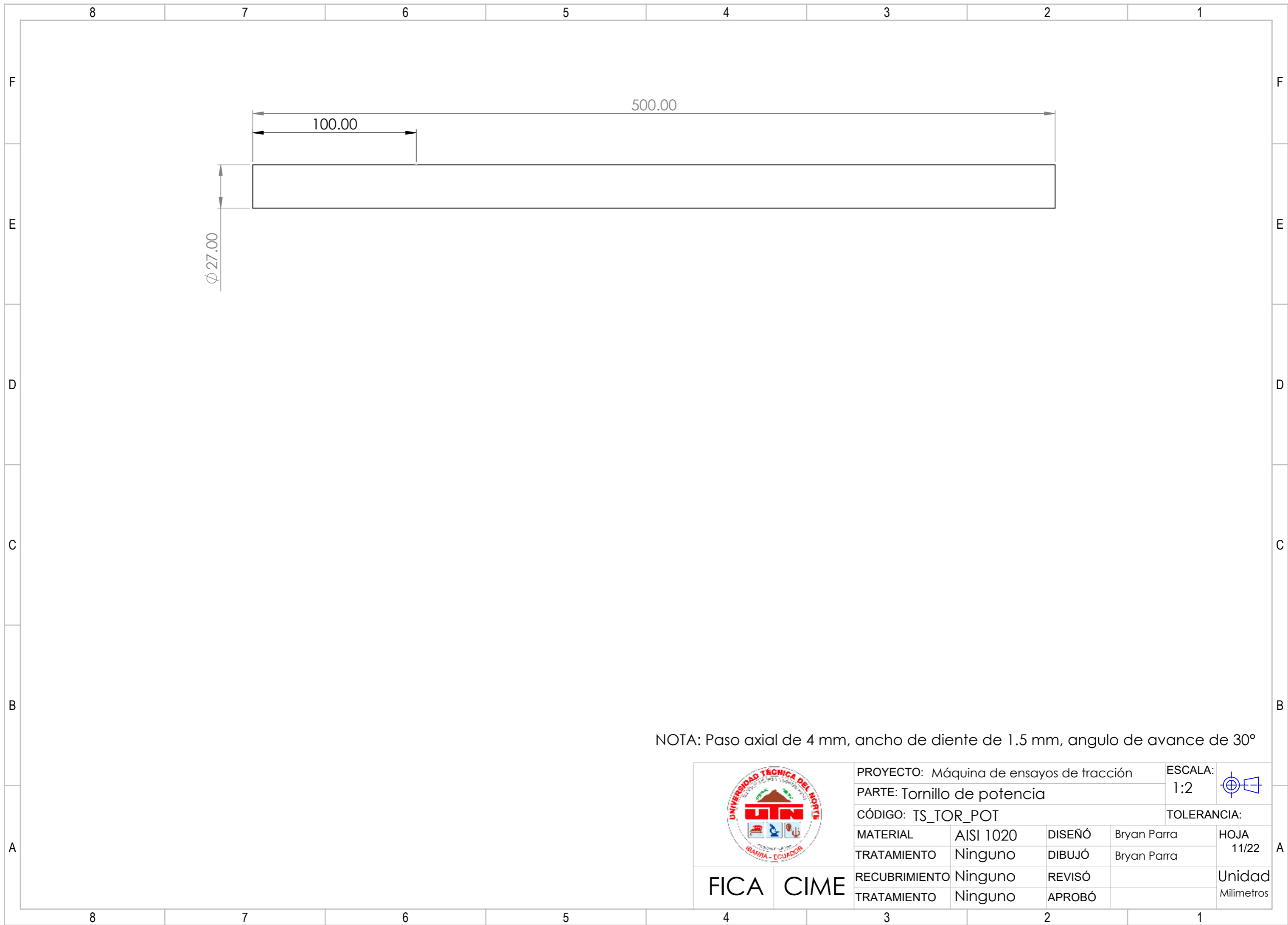
REVISÓ

Unidad

TRATAMIENTO NINGUNO

APROBÓ

Milímetros



NOTA: Paso axial de 4 mm, ancho de diente de 1.5 mm, angulo de avance de 30°

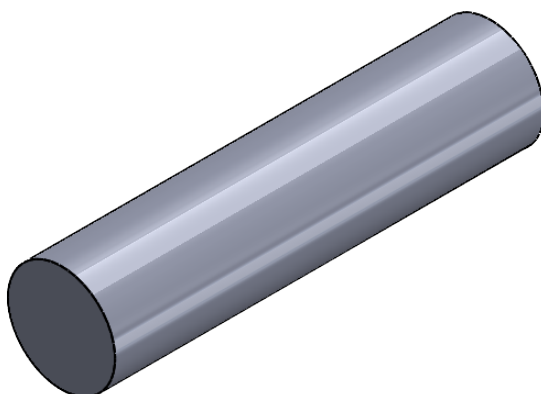
	PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	
	PARTE: Tornillo de potencia			1:2	
	CÓDIGO: TS_TOR_POT			TOLERANCIA:	
	MATERIAL	AISI 1020	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA
TRATAMIENTO	Ninguno	DIBUJÓ	Bryan Parra	11/22	
RECUBRIMIENTO	Ninguno	REVISÓ		Unidad	
TRATAMIENTO	Ninguno	APROBÓ		Milímetros	

FICA CIME

4 3 2 1

F

F

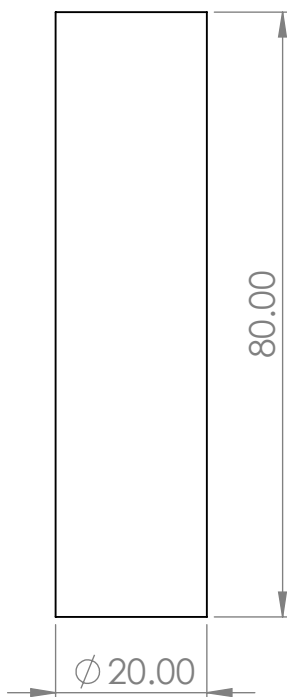


E

E

D

D



C

C

B

B



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA:

PARTE: Eje engranaje vertical

1:1

CÓDIGO: TS_ENG_CON_E4

TOLERANCIA:

MATERIAL	AISI 1020	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	

12/22

FICA

CIME

RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

Milímetros

4 3 2 1

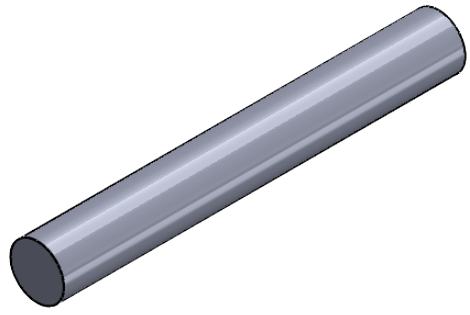
A

A

4 3 2 1

F

F

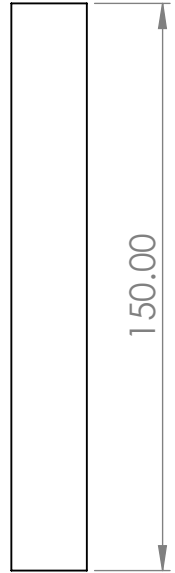


E

E

D

D



∅ 20.00

C

C

B

B



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA: 1:2

PARTE: Eje engranaje horizontal

CÓDIGO: TS_EJE_ENG_E1

TOLERANCIA:

MATERIAL	AISI 1020	DISEÑO	Bryan Parra
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra

HOJA 13/22

FICA CIME

RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ	
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ	

Unidad Milímetros

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

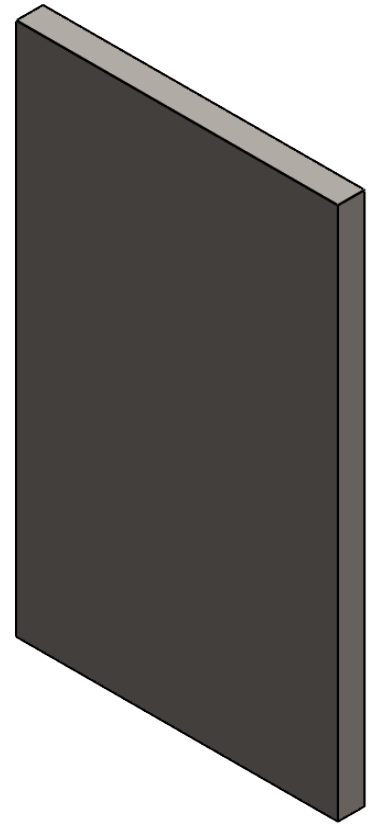
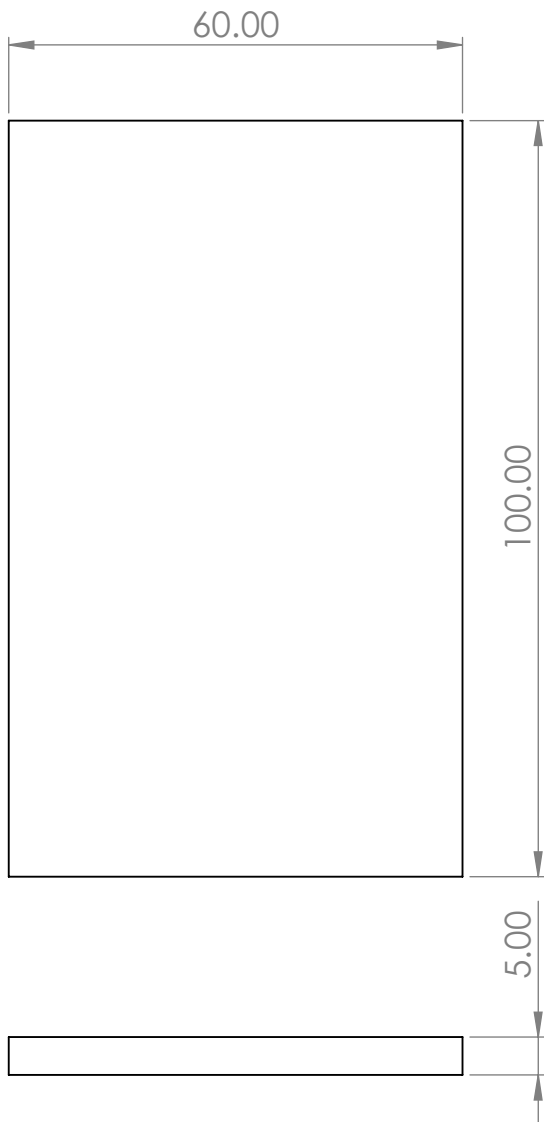
C

B

B

A

A



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA:

PARTE: Soporte de referencia del sensor

1:1

CÓDIGO: TS_VL53LX0_REF

TOLERANCIA:

MATERIAL

ASTM A36

DISEÑÓ

Bryan Parra

HOJA

TRATAMIENTO

NINGUNO

DIBUJÓ

Bryan Parra

14/22

FICA

CIME

RECUBRIMIENTO

NINGUNO

REVISÓ

Unidad

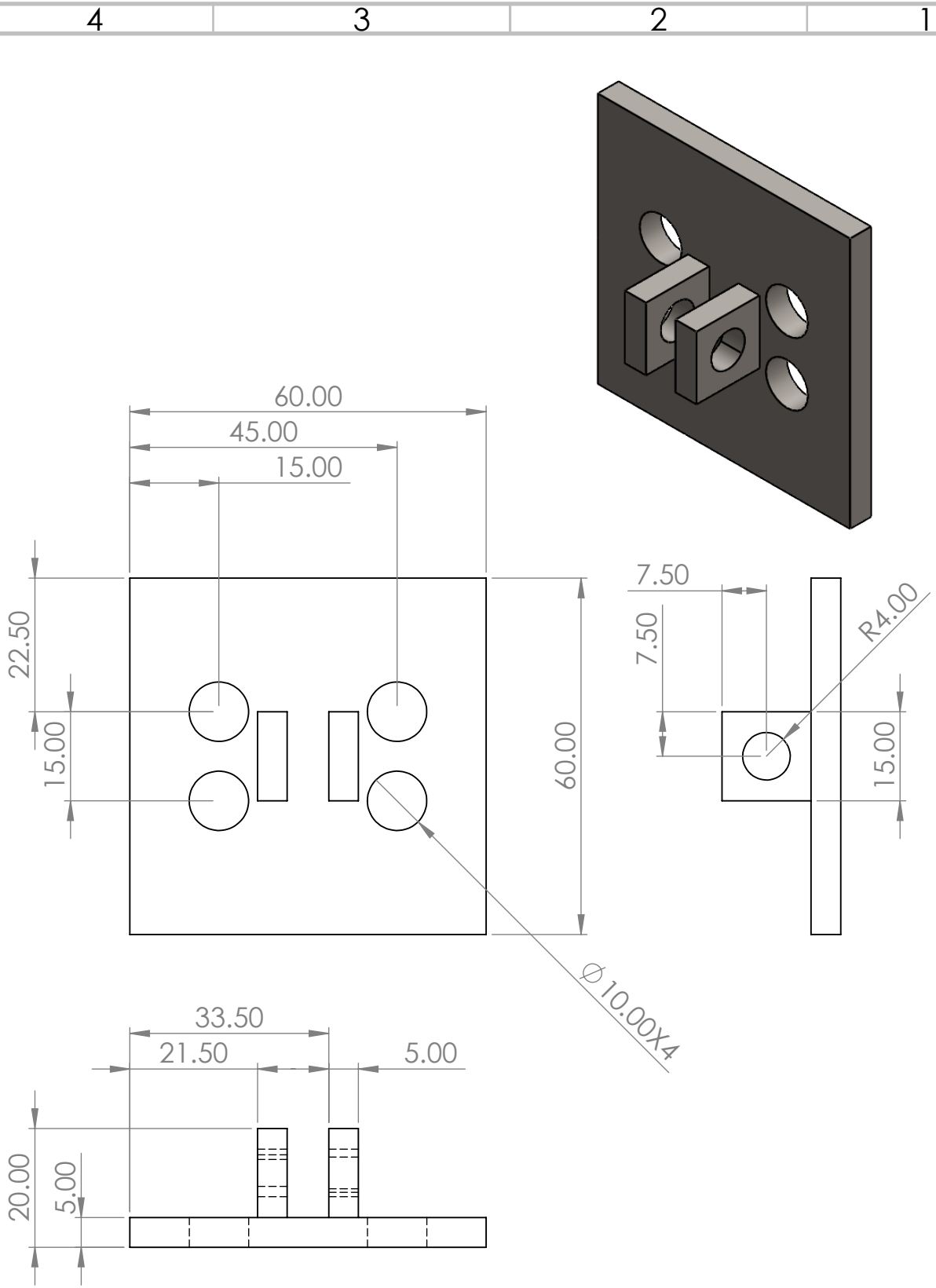
TRATAMIENTO

NINGUNO

APROBÓ

Milímetros

4 3 2 1



Nota: Ambas placas de sujeción del resortetienen las mismas dimensiones



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	
PARTE: Placa con sujeción			1:1	
CÓDIGO: TS_MEC_SUJ			TOLERANCIA:	
MATERIAL	ASTM A36	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	15/22
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		Milímetros

FICA CIME

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

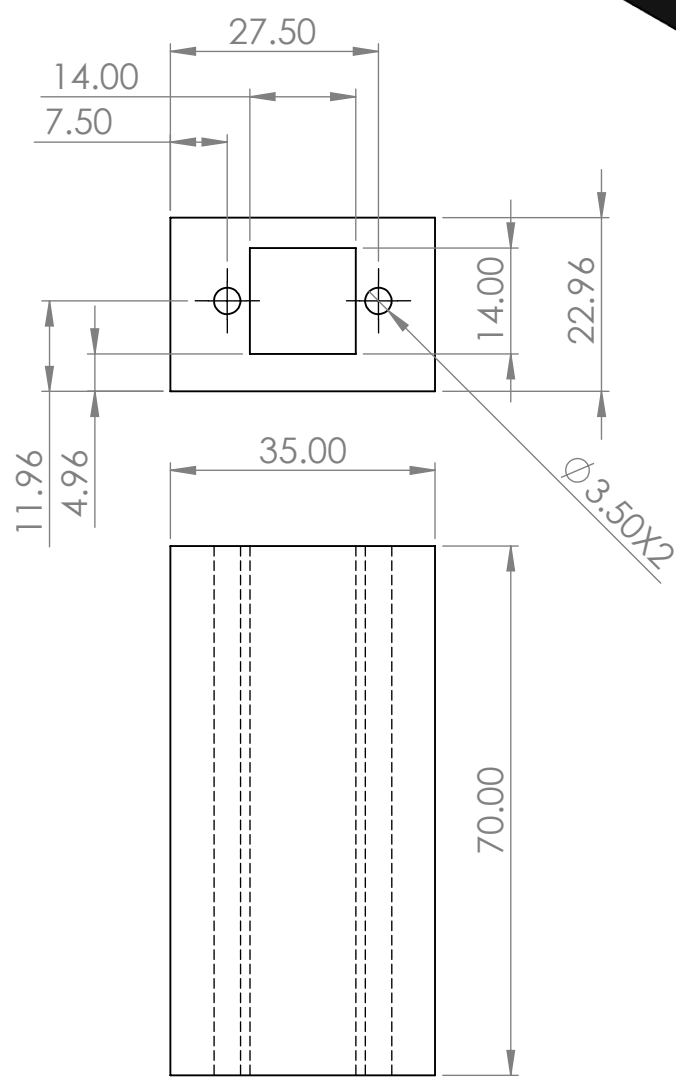
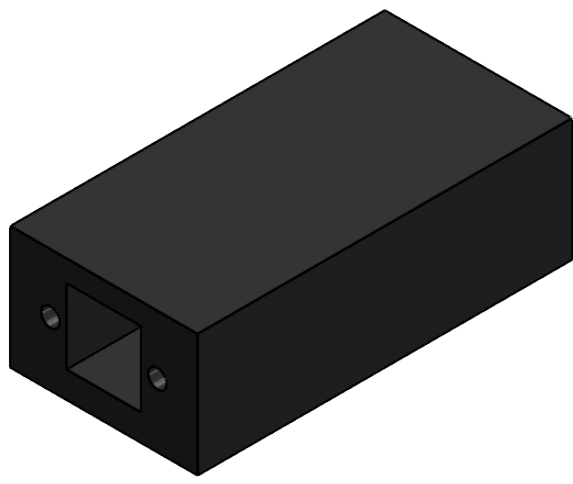
C

B

B

A

A



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	1:1
PARTE: Base para sensor				
CÓDIGO: TS_BAS_SENSOR			TOLERANCIA:	
MATERIAL	PLA	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 16/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

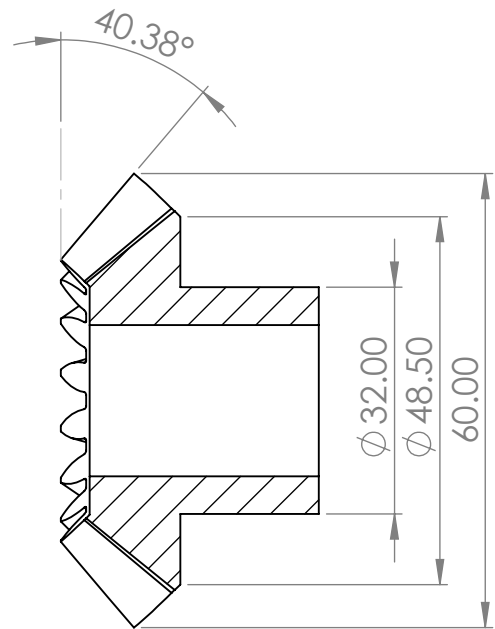
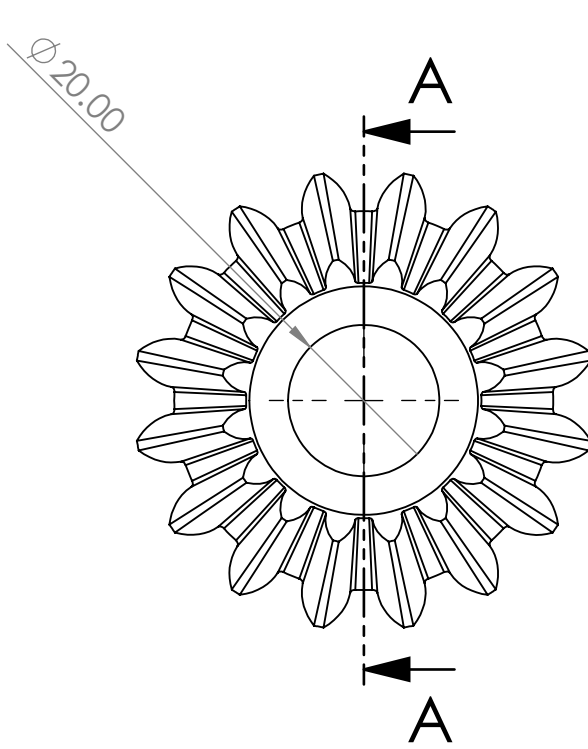
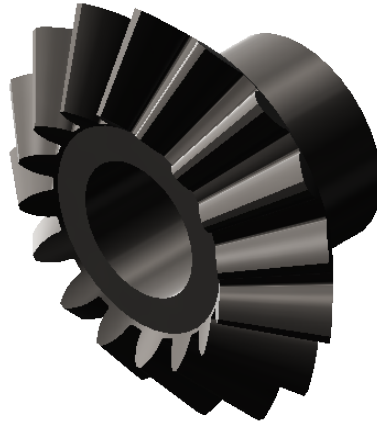
C

B

B

A

A



SECCIÓN A-A

Nota: El número de dientes son 12 y su módulo es 5 y su ancho de cara es de 15 mm



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción

ESCALA:

1:1

PARTE: Piñon 2

CÓDIGO: TS_MEC_ENG_03

TOLERANCIA:

MATERIAL AISI 1020

DISEÑO

Bryan Parra

HOJA

TRATAMIENTO NINGUNO

DIBUJÓ

Bryan Parra

17/22

FICA

CIME

RECUBRIMIENTO NINGUNO

REVISÓ

Unidad

TRATAMIENTO NINGUNO

APROBÓ

Milímetros

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

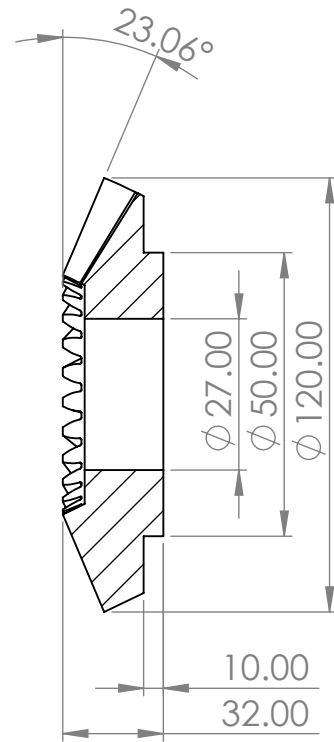
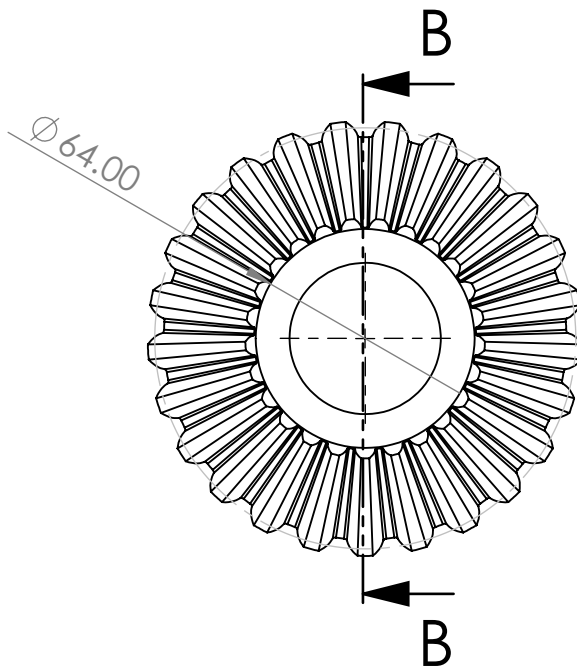
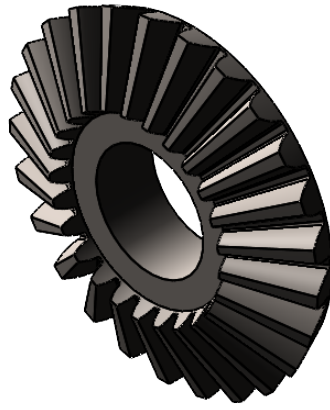
C

B

B

A

A



SECCIÓN B-B

Nota: El engranaje cónico tiene 24 dientes y su modulo es 5



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	
PARTE: Engranaje			1:2	
CÓDIGO: TS_MEC_ENG_E1			TOLERANCIA:	
MATERIAL	AISI 1020	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 18/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

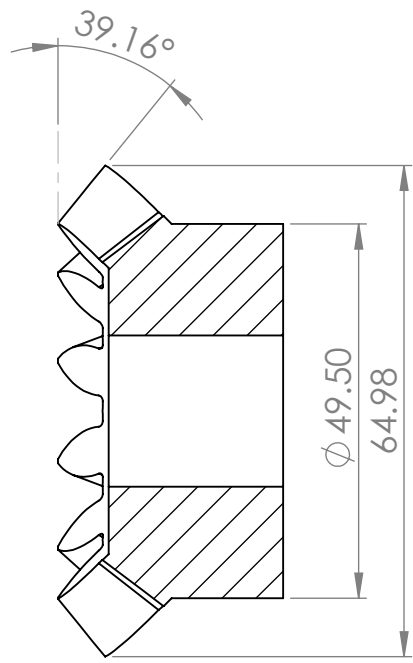
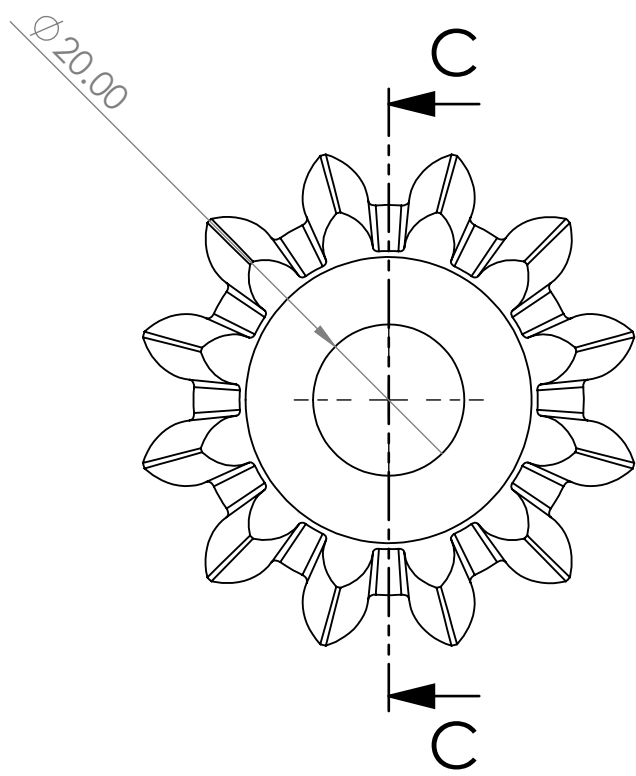
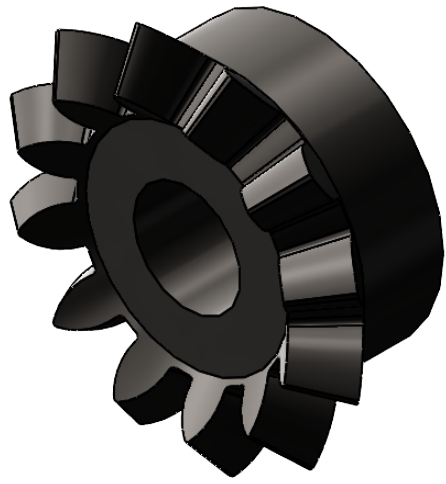
C

B

B

A

A



SECCIÓN C-C

Nota: Ambos piñones de cambio de dirección tienen 12 dientes, módulo es 5 y su ancho de diente es 10 mm



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	
PARTE: Piñon conductor			1:2	
CÓDIGO: TS_MEC_ENG_E4			TOLERANCIA:	
MATERIAL	AISI 1020	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	19/22
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		Milímetros

FICA CIME

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

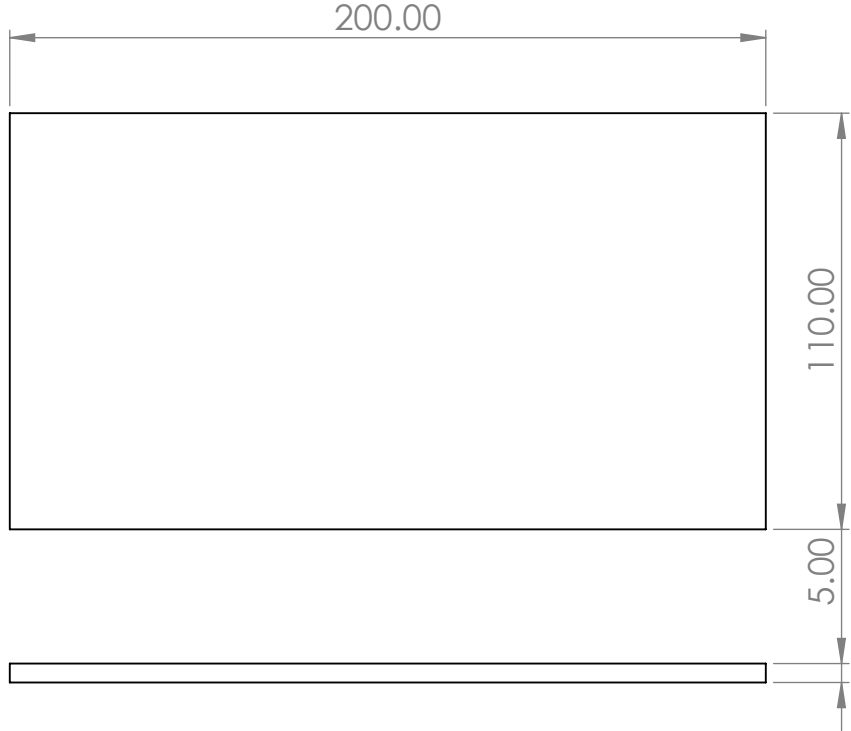
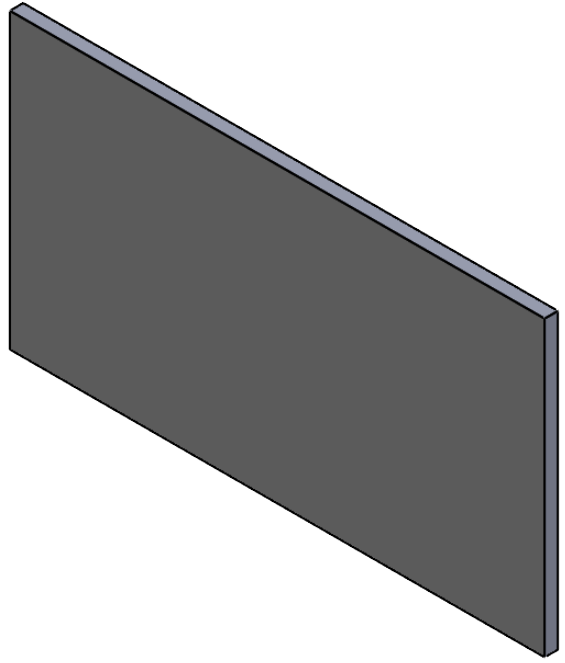
C

B

B

A

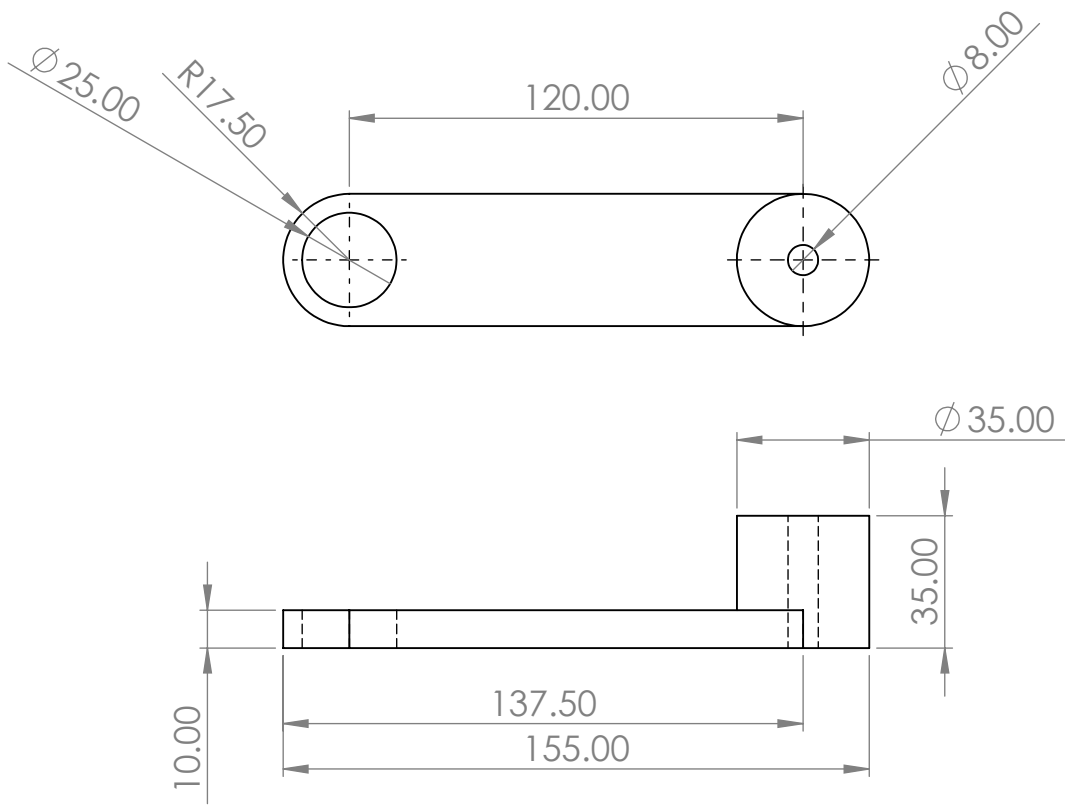
A



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	1:2
PARTE: Base de referencia				
CÓDIGO: TS_BAS_REF			TOLERANCIA:	
MATERIAL	PLA	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 20/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

4 3 2 1



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	1:2
PARTE: Mecanismo de palanca				
CÓDIGO: TS_MEC_PAL			TOLERANCIA:	
MATERIAL	ASTM A36	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 21/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

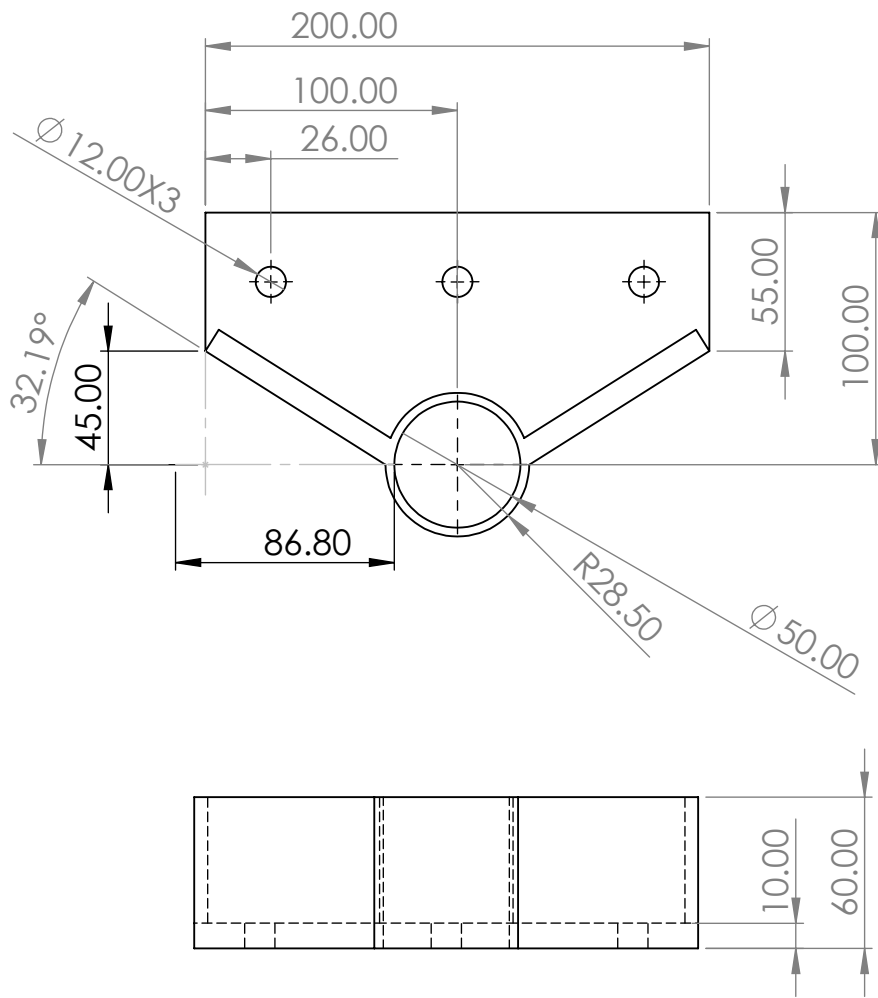
D

C

C

B

B

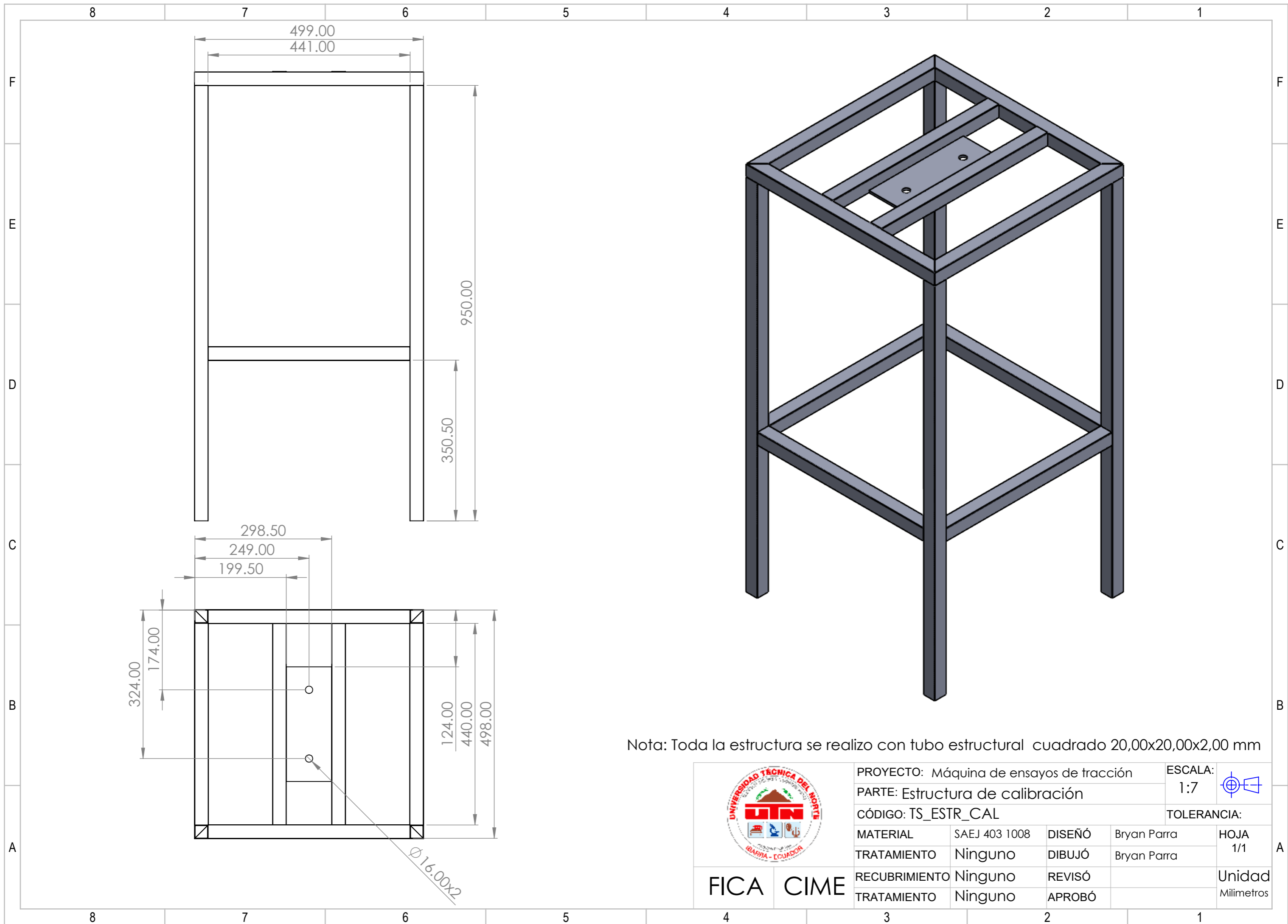


Nota: Es espesor es de 10 mm



PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	1:3
PARTE: Soporte de engranaje				
CÓDIGO: TS_SOP_PALAN			TOLERANCIA:	
MATERIAL	ASTM A36	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA 22/22
TRATAMIENTO	NINGUNO	DIBUJÓ	Bryan Parra	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO	REVISÓ		Unidad Milímetros
TRATAMIENTO	NINGUNO	APROBÓ		

FICA CIME

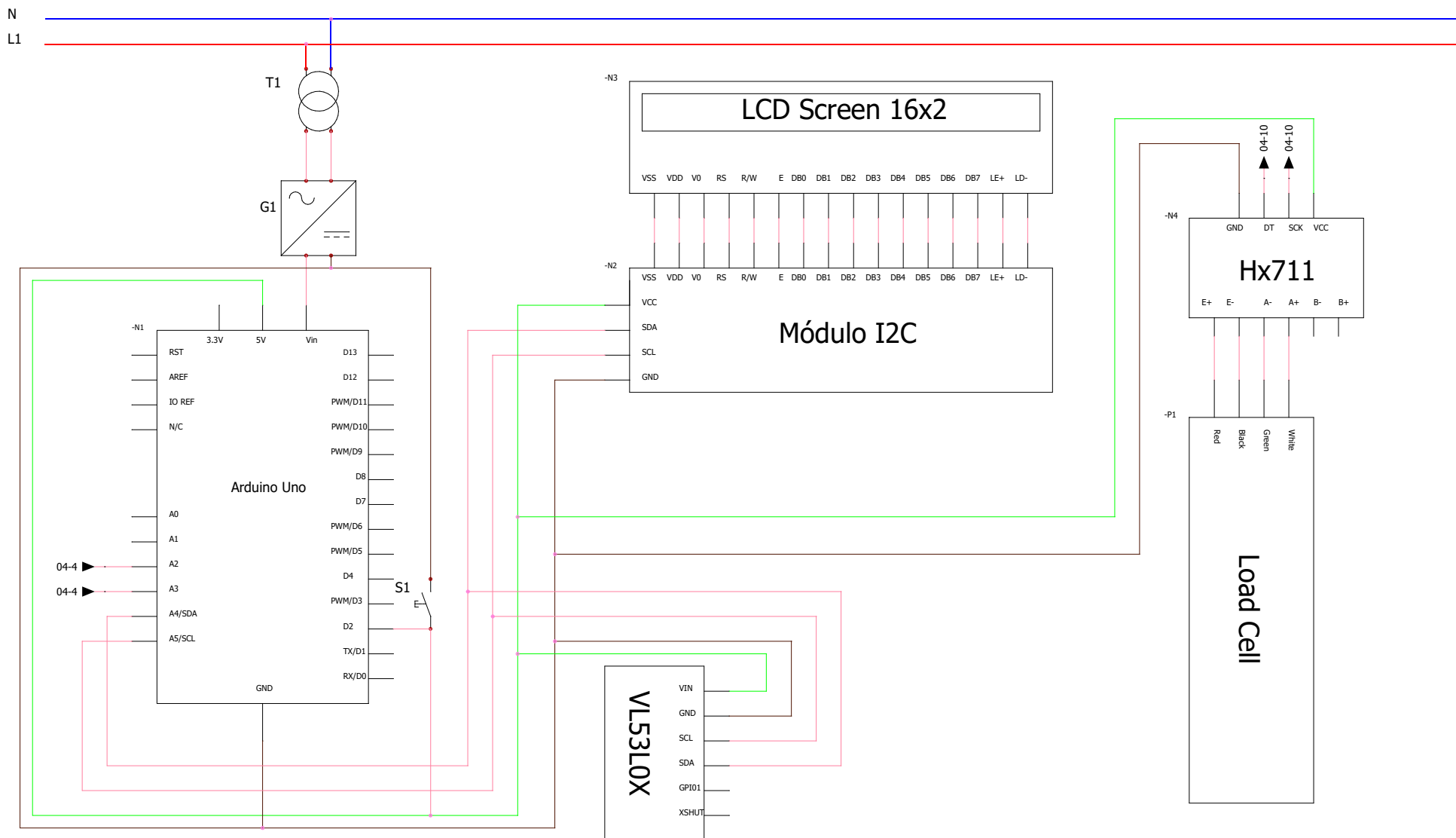


Nota: Toda la estructura se realizo con tubo estructural cuadrado 20,00x20,00x2,00 mm

	PROYECTO: Máquina de ensayos de tracción			ESCALA:	
	PARTE: Estructura de calibración			1:7	
CÓDIGO: TS ESTR_CAL				TOLERANCIA:	
MATERIAL	SAEJ 403 1008	DISEÑO	Bryan Parra	HOJA	
TRATAMIENTO	Ninguno	DIBUJÓ	Bryan Parra	1/1	
RECUBRIMIENTO	Ninguno	REVISÓ		Unidad	
TRATAMIENTO	Ninguno	APROBÓ		Milímetros	

FICA CIME

Ø16.00x2



PLANO ELECTRICO
BRYAN PARRA

LOCATION: **L1**

Armario principal

				REVISION
				0
0	12/1/2025	BRYAN P.		SCHEME
REV.	DATE	NAME	CHANGES	04
Datos de usuario 1			Datos de usuario 2	

CONTRACT:

Anexos B

Anexo B1. Código de programación del sistema.

Calibración general del sistema

```
//Funciona solo con compilador
Arduino 1.6.5

#include "HX711.h"

#define DOUT A0

#define CLK A1

HX711 balanza;

void setup() {

    Serial.begin(9600);

    balanza.begin(DOUT, CLK);

    Serial.print("Lectura del valor
del ADC:t");

    Serial.println(balanza.read());

    Serial.println("No ponga
ningun objeto sobre la balanza");

    Serial.println("Destarando...");

    balanza.set_scale(); //La escala
por defecto es 1

    balanza.tare(); //El peso actual
es considerado Tara.

    Serial.println("Coloque un peso
conocido:");
}

void loop() {

    Serial.print("Valor de lectura:
t");

    Serial.println(balanza.get_value(1
0),0);

    delay(100);
}
```

Anexo B2

```
Ajuste de escala y sensor de
distancia en Kg

// Incluye las librerías

#include "HX711.h"

#include <Wire.h>

#include <LiquidCrystal_I2C.h>
```

```
#include "Adafruit_VL53L0X.h"

LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 16, 2);

#define DOUT A0

#define CLK A1

HX711 balanza;

Adafruit_VL53L0X lox =
Adafruit_VL53L0X();

int suiche = 2; // Pin del pulsador

int estadoSuicheAnterior = HIGH; //
Estado previo del pulsador

unsigned long tiempoUltimoCambio =
0; // Para evitar rebotes

const unsigned long debounceDelay =
50; // Tiempo para evitar rebotes

void setup() {

    pinMode(suiche, INPUT_PULLUP); //
Configuración del pulsador

    lcd.init(); // Inicializa el LCD

    lcd.backlight(); // Enciende la
luz de fondo del LCD

    Serial.begin(9600);

    Wire.begin();

    // Inicializa el sensor de
distancia

    if (!lox.begin()) {

        Serial.println(F("Failed to boot
VL53L0X"));

        while (1);

    }

    // Inicializa la balanza

    balanza.begin(DOUT, CLK);

    balanza.set_scale(42661.2); //
Configura la escala obtenida en el
primer código con la fórmula de la
escala en bruto/ peso real

    balanza.tare(20); // Establece el
peso actual como tara
}

void loop() {

    // Verifica si se presionó el
pulsador para reiniciar la tara

    verificarPulsador();
```

```

// Muestra los valores en tiempo
real

mostrarDistancia();

mostrarPeso();

delay(200); // Actualiza cada 200
ms
}

void verificarPulsador() {

    int estadoSuicheActual =
digitalRead(suiche);

    // Detecta cambios en el estado
del pulsador

    if (estadoSuicheActual !=
estadoSuicheAnterior) {

        tiempoUltimoCambio = millis();
// Actualiza el tiempo del último
cambio

    }

    // Verifica si ha pasado el tiempo
de debounce

    if ((millis() -
tiempoUltimoCambio) > debounceDelay)
{

        // Si el pulsador está
presionado (estado LOW)

        if (estadoSuicheActual == LOW &&
estadoSuicheAnterior == HIGH) {

            Serial.println("Reiniciando
tara...");

            balanza.tare(20); //
Restablece la tara

            lcd.clear();

            lcd.setCursor(0, 0);

            lcd.print("Tara reiniciada");

            delay(1000); // Muestra el
mensaje durante 1 segundo

            lcd.clear(); // Limpia el
mensaje

        }

    }

    estadoSuicheAnterior =
estadoSuicheActual; // Actualiza el
estado previo

}

void mostrarDistancia() {

```

```

VL53L0X_RangingMeasurementData_t
measure;

lox.rangingTest(&measure, false);

if (measure.RangeStatus != 4) {

    lcd.setCursor(0, 0);

    lcd.print("Distancia: ");

    lcd.setCursor(10, 0);

    lcd.print(" "); // Limpia
valores anteriores

    lcd.setCursor(10, 0);

    lcd.print(measure.RangeMilliMete
r);

    lcd.setCursor(14, 0);

    lcd.print("mm");

} else {

    lcd.setCursor(0, 0);

    lcd.print("Fuera de rango ");

}

}

void mostrarPeso() {

    float masa =
(balanza.get_units(20)); // Lee la
masa en kg directamente

    lcd.setCursor(0, 1);

    lcd.print("Masa: ");

    lcd.setCursor(6, 1);

    lcd.print(" "); // Limpia
valores anteriores

    if (masa < 0) { // Elimina el
ruido

        lcd.setCursor(6, 1);

        lcd.print("0.00"); // Muestra
cero

    } else {

        lcd.setCursor(6, 1);

        lcd.print(masa, 2); // Muestra
el peso real con 2 decimales

    }

    lcd.setCursor(13, 1);

    lcd.print("kg");

```



```

}
Código ajuste de escala y sensor de
distancia en Newtons
// Incluye las librerías
#include "HX711.h"
#include <Wire.h>
#include <LiquidCrystal_I2C.h>
#include "Adafruit_VL53L0X.h"
// Declaraciones de objetos
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 16, 2);
#define DOUT A0
#define CLK A1
HX711 balanza;
Adafruit_VL53L0X lox =
Adafruit_VL53L0X();
// Variables del programa
int suiche = 2; // Pin del pulsador
int estadoSuicheAnterior = HIGH; //
Estado previo del pulsador
unsigned long tiempoUltimoCambio =
0; // Para evitar rebotes
const unsigned long debounceDelay =
50; // Tiempo para evitar rebotes
// **Prototipos de funciones**
void verificarPulsador();
void mostrarDistancia();
void mostrarPeso();
void setup() {
    pinMode(suiche, INPUT_PULLUP); //
Configuración del pulsador
    lcd.init(); // Inicializa el LCD
    lcd.backlight(); // Enciende la
luz de fondo del LCD
    Serial.begin(9600);
    Wire.begin();
    // Inicializa el sensor de
distancia
    if (!lox.begin()) {
        Serial.println(F("Failed to boot
VL53L0X"));
        while (1);
    }
}
// Inicializa la balanza
balanza.begin(DOUT, CLK);
balanza.set_scale(42661.2); //
Configura la escala
balanza.tare(20); // Establece el
peso actual como tara
}
void loop() {
    // Verifica si se presionó el
pulsador para reiniciar la tara
    verificarPulsador();
    // Muestra los valores en tiempo
real
    mostrarDistancia();
    mostrarPeso();
    delay(200); // Actualiza cada 200
ms
}
void verificarPulsador() {
    int estadoSuicheActual =
digitalRead(suiche);
    // Detecta cambios en el estado
del pulsador
    if (estadoSuicheActual !=
estadoSuicheAnterior) {
        tiempoUltimoCambio = millis();
// Actualiza el tiempo del último
cambio
    }
    // Verifica si ha pasado el tiempo
de debounce
    if ((millis() -
tiempoUltimoCambio) > debounceDelay)
    {
        // Si el pulsador está
presionado (estado LOW)
        if (estadoSuicheActual == LOW &&
estadoSuicheAnterior == HIGH) {
            Serial.println("Reiniciando
tara...");
            balanza.tare(20); //
Restablece la tara
            lcd.clear();
            lcd.setCursor(0, 0);
        }
    }
}

```

```

        lcd.print("Tara reiniciada");
        delay(1000); // Muestra el
mensaje durante 1 segundo
        lcd.clear(); // Limpia el
mensaje
    }
}

estadoSuicheAnterior =
estadoSuicheActual; // Actualiza el
estado previo
}

void mostrarDistancia() {

    static const int numLecturas = 5;
// Número de lecturas para el
promedio

    static int lecturas[numLecturas];
// Array para almacenar lecturas
previas

    static int indice = 0; // Índice
de la lectura actual

    static long suma = 0; // Suma de
lecturas para el promedio

    static bool inicializado = false;
// Bandera para inicializar

    VL53L0X_RangingMeasurementData_t
measure;

    lox.rangingTest(&measure, false);

    int lecturaActual;

    if (measure.RangeStatus != 4) {

        lecturaActual =
measure.RangeMilliMeter;

    } else {

        lecturaActual = -1; // Valor
fuera de rango

    }

    // Inicializa las lecturas si es
la primera vez

    if (!inicializado) {

        for (int i = 0; i < numLecturas;
i++) {

            lecturas[i] = lecturaActual;

            suma += lecturaActual;

        }

        inicializado = true;
    }

}

// Restar la lectura más antigua
de la suma y reemplazarla con la
nueva

    suma -= lecturas[indice];

    lecturas[indice] = lecturaActual;

    suma += lecturaActual;

// Incrementa el índice, vuelve a
0 si alcanza el límite

    indice = (indice + 1) %
numLecturas;

// Calcula el promedio

    int promedio = suma / numLecturas;

// Muestra el promedio en el LCD

    lcd.setCursor(0, 0);

    lcd.print("Distancia: ");

    lcd.setCursor(10, 0);

    lcd.print("    "); // Limpia
valores anteriores

    if (promedio < 0) {

        lcd.setCursor(10, 0);

        lcd.print("----"); // Indicador
de fuera de rango

    } else {

        lcd.setCursor(10, 0);

        lcd.print(promedio);

        lcd.setCursor(14, 0);

        lcd.print("mm");

    }

}

void mostrarPeso() {

    float masa =
balanza.get_units(20); // Lee el
peso

    float peso = abs(masa) * 9.81; //
Calcula la fuerza en Newtons

    lcd.setCursor(0, 1);

    lcd.print("Fuerza: "); // Cambiado
de "Peso" a "Fuerza"

    lcd.setCursor(7, 1);

    lcd.print("    "); // Limpia
valores anteriores

```

```
// Nueva condición para mostrar 0
si la fuerza es menor a 5 Newtons

if (peso < 1) {
    lcd.setCursor(7, 1);

    lcd.print("0.0"); // Muestra 0
    si la fuerza es muy pequeña
} else {
    lcd.setCursor(7, 1);

    lcd.print(peso, 2); // Muestra
    la fuerza real con 3 decimales
}

lcd.setCursor(14, 1);

lcd.print("N");
}
```

Anexo C: Resultados de ensayos en los resortes helicoidales

C6D2T1						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	65	70	38.84	75	66.19	5.47
P2	65	75	67.41	85	121.82	5.441
P3	66	86	122.9	106	236.74	5.692
PROMEDIO						5.53

C6D2T2						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	62	67	28.87	72	55.27	5.28
P2	62	72	53.78	82	106.82	5.304
P3	62	82	106.63	102	209.6	5.1485
PROMEDIO						5.244

C6D2T3						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	66	71	41.47	76	64.91	4.688
P2	66	76	64.97	86	116.49	5.152
P3	66	86	117.36	106	217.96	5.03
PROMEDIO						4.95

C6D2T4						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	62	67	42.14	72	72.72	6.116
P2	62	72	72.91	82	130.95	5.804
P3	62	82	132.22	102	250.49	5.9135
PROMEDIO						5.94

C6D2T5						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	64	69	24.23	74	44.49	4.052
P2	64	74	44.89	84	84.86	3.997
P3	64	84	90.82	104	170.8	3.999
PROMEDIO						4.016

C6D2T6						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	60	65	40.72	70	70.16	5.888
P2	60	70	70.62	80	126.94	5.632
P3	60	80	126.94	100	244.28	5.867
PROMEDIO						5.7956

C6D2T7						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	62	67	39.65	72	71.78	6.426
P2	62	72	72.36	82	132.15	5.979
P3	62	82	129.87	102	251.24	6.0685
PROMEDIO						6.15783333

C6D2T8						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	69	74	33.86	79	62.34	5.696
P2	69	79	65.01	89	127.4	6.239
P3	69	89	123	109	244.8	6.09
PROMEDIO						6.008

C8D2T1						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	72	77	25.05	82	37.45	2.48
P2	72	82	37.83	92	63.08	2.525
P3	72	92	62.18	112	113.19	2.5505
PROMEDIO						2.5185

C8D2T2						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	72	77	15.51	82	24.88	1.87
P2	72	82	25.34	92	44.24	1.89
P3	72	92	43.94	112	82.07	1.90
PROMEDIO						1.89

C8D2T3						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	69	74	19.17	79	32.89	2.744
P2	69	79	32.74	89	59.87	2.713
P3	69	89	59.84	109	114.4	2.728
PROMEDIO						2.728

C8D2T4						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	66	71	26.04	76	39.01	2.594
P2	66	76	38.69	86	64.9	2.621
P3	66	86	64.88	106	116.41	2.5765
PROMEDIO						2.59716667

C8D2T5						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	72	77	13.03	82	21.83	1.76
P2	72	82	22.38	92	40.05	1.767
P3	72	92	39.65	112	75.41	1.788
PROMEDIO						1.77166667

C8D2T6						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	68	73	12.85	78	25.27	2.484
P2	68	78	24.61	88	49.59	2.498
P3	68	88	52.14	108	101.37	2.4615
PROMEDIO						2.48116667

C8D2T7						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	68	73	20.5	78	34.54	2.808
P2	68	78	34.58	88	61.82	2.724
P3	68	88	60.7	108	115.22	2.726
PROMEDIO						2.7526

C8D2T8						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	72	77	17.36	82	30.62	2.652
P2	72	82	31.1	92	57.94	2.684
P3	72	92	58.1	112	112.6	2.725
PROMEDIO						2.687

C6D4T1						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	123	128	51.75	133	87.1	7.07
P2	123	133	86.75	143	160.11	7.336
P3	123	143	158.61	163	306.21	7.38
PROMEDIO						7.262

C6D4T2						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	125	130	87.25	135	137.61	10.072
P2	125	135	138.4	145	240.88	10.248
P3	125	145	239.73	165	456.05	10.816
PROMEDIO						10.37

C6D4T3						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	128	133	93.85	138	154.68	12.166
P2	128	138	156.25	148	275.12	11.887
P3	128	148	275.31	168	515.01	11.985
PROMEDIO						12.01

C6D4T4						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	121	126	169.8	131	224.93	11.026
P2	121	131	225.37	141	348.85	12.348
P3	122	141	345.32	162	582.7	11.30
PROMEDIO						11.55

C6D4T5						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	127	132	93.38	137	154.83	12.29
P2	127	137	153.47	147	277.68	12.421
P3	128	148	253.7	168	482.88	11.459
PROMEDIO						12.056

C6D4T6						
--------	--	--	--	--	--	--

PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	116	121	53.04	126	102.01	9.794
P2	116	126	101.42	136	195.15	9.373
P3	118	138	186.67	158	367.31	9.032
PROMEDIO						9.39

C6D4T7						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	124	129	98.02	134	159.43	12.282
P2	124	134	159.4	144	280.05	12.065
P3	126	146	240.97	166	479.86	11.9445
PROMEDIO						12.09

C6D4T8						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	117	122	64.35	127	108.61	8.85
P2	117	127	107.53	137	192.07	8.45
P3	119	149	165.1	169	334.4	8.465
PROMEDIO						8.59

C8D4T1						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	139	144	16.52	149	31.76	3.048
P2	139	149	39.36	159	71.06	3.17
P3	139	159	62.33	179	124.22	3.09
PROMEDIO						3.10

C8D4T1						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	139	144	16.52	149	31.76	3.048
P2	139	149	39.36	159	71.06	3.17
P3	139	159	62.33	179	124.22	3.0945
PROMEDIO						3.10

C8D4T2						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	141	146	67.88	151	91.71	4.766
P2	140	150	91.94	160	141.06	4.912
P3	140	160	142.25	180	241.29	4.952
PROMEDIO						4.876

C8D4T3						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	140	145	43.58	150	68.13	4.91
P2	140	150	58.24	160	107.82	4.958
P3	140	160	105.48	180	204.35	4.9435
PROMEDIO						4.93

C8D4T4						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	127	132	94.37	137	118.69	4.864

P2	127	137	113.28	147	160.32	4.704
P3	130	150	157.74	170	249.36	4.581
PROMEDIO						4.716

C8D4T5						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	140	145	62.75	150	87.9	5.03
P2	140	150	87.38	160	137.5	5.012
P3	142	162	107.07	182	206.68	4.9805
PROMEDIO						5.0075

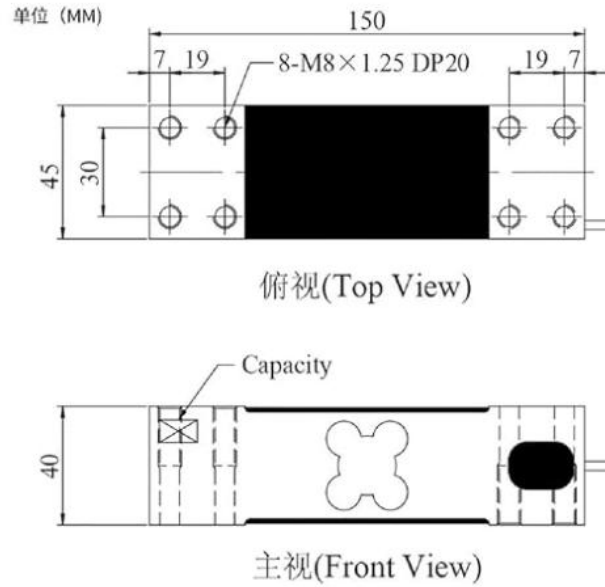
C8D4T6						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	128	133	36.5	138	57.39	4.178
P2	128	138	57.4	148	98.13	4.073
P3	130	150	82.87	170	162.06	3.9595
PROMEDIO						4.070

C8D4T7						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	142	147	34.55	152	61.34	5.358
P2	142	152	59.74	162	110.38	5.064
P3	142	162	108.12	182	212.78	5.233
PROMEDIO						5.21

C8D4T8						
PRUEBA	L0	L1	F1	L2	F2	TOTAL
P1	131	136	43.74	141	60.36	3.324
P2	131	141	60.24	151	92.76	3.252
P3	130	150	72.81	170	135.93	3.156
PROMEDIO						3.244

Anexo D: Datos técnicos de componentes.

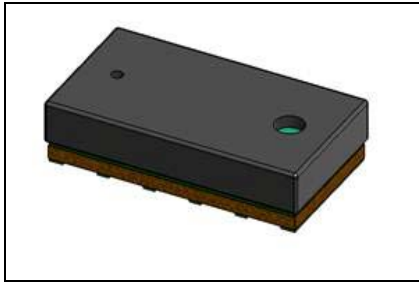
Celda de carga



额定负荷Rated Capacities	60-500(kg)
额定输出Rated Output	2.0 mV/V±5%
零点平衡Zero Balance	±0.0200 mV/V
精度等级Accuracy class	OIML C3
非线性Non-linearity	0.02 %R.O.
滞後Hysteresis	0.02 %R.O.
重复性Repeatability	0.02 %R.O.
蠕变(30分钟)30mins Creep	0.02 %R.O.
回零(30分钟)30mins Return	0.02 %R.O.
安全过载率Safe Overload	150 %R.O.
极限过载率Ultimate Overload	200 %R.O.
输出温度影响Temperature Effect On Output	0.002 %R.O./°C
零点温度影响Temperature Effect On Zero	0.003 %R.O./°C
输入阻抗Input Impedance	410±15 Ω; 390±15 Ω
输出阻抗Output Impedance	350±5 Ω
绝缘阻抗Insulation Impedance	≥5000 MΩ(50VDC)
推荐工作电压Recommended Excitation	5-12 VDC
最大工作电压Maximum Excitation	15 VDC
工作温度范围Operating Temperature Range	-20-60 °C
材质Construction	铝合金Aluminum Alloy; 合金钢Steel Alloy
防护等级Protection Class	IP66 / IP67
电缆Cable	φ5×2 m
推荐台面尺寸Recommended Platform Size	600 X 600 mm
接线方式Mode of Connection	红: 电源+, 黑: 电源-, 绿: 信号+, 白: 信号- Red (EXC+), Black (EXC-), Green (SIG+), White (SIG-)

World smallest Time-of-Flight ranging and gesture detection sensor

Datasheet - production data

**Features**

- Fully integrated miniature module
 - 940nm Laser VCSEL
 - VCSEL driver
 - Ranging sensor with advanced embedded micro controller
 - 4.4 x 2.4 x 1.0mm
- Fast, accurate distance ranging
 - Measures absolute range up to 2m
 - Reported range is independent of the target reflectance
 - Operates in high infrared ambient light levels
 - Advanced embedded optical cross-talk compensation to simplify cover glass selection
- Eye safe
 - Class 1 laser device compliant with latest standard IEC 60825-1:2014 - 3rd edition
- Easy integration
 - Single reflowable component
 - No additional optics
 - Single power supply
 - I2C interface for device control and data transfer
 - Xshutdown (Reset) and interrupt GPIO
 - Programmable I2C address

Applications

- User detection for Personal Computers/ Laptops/Tablets and IoT (Energy saving).
- Robotics (obstacle detection).
- White goods (hand detection in automatic faucets, soap dispensers etc...)
- 1D gesture recognition.
- Laser assisted Auto-Focus. Enhances and speeds-up camera AF system performance, especially in difficult scenes (low light levels, low contrast) or fast moving video mode.

Description

The VL53L0X is a new generation Time-of-Flight (ToF) laser-ranging module housed in the smallest package on the market today, providing accurate distance measurement whatever the target reflectances unlike conventional technologies. It can measure absolute distances up to 2m, setting a new benchmark in ranging performance levels, opening the door to various new applications.

The VL53L0X integrates a leading-edge SPAD array (Single Photon Avalanche Diodes) and embeds ST's second generation FlightSense™ patented technology.

The VL53L0X's 940nm VCSEL emitter (Vertical Cavity Surface-Emitting Laser), is totally invisible to the human eye, coupled with internal physical infrared filters, it enables longer ranging distance, higher immunity to ambient light and better robustness to cover-glass optical cross-talk.

Anexo E. Esquema electrónico del sistema

