

RAE

1. **TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar por el título de INGENIERO MECATRÓNICO.
2. **TÍTULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA PRUEBAS DE TORSIÓN.
3. **AUTORES:** José Miguel Ángel Garzón, Brian Alexis Urrea García, Jonathan Stivel Ussa Alvarez
4. **LUGAR:** Bogotá, D.C
5. **FECHA:** Abril 16 de 2015.
6. **PALABRAS CLAVE:** ensayo de materiales, ensayo de torsión, torsión, momento torsor, fórmula de la torsión, ángulo de torsión, momento polar de inercia, deformación por cortante, módulo de elasticidad en cortante, módulo de rotura, gráfica esfuerzo cortante deformación ,teoría de la energía máxima de distorsión, resistencia máxima a corte S_{sut} , matriz morfológica, sistema de adquisición, encoder, sensor de efecto hall, control on/off, probeta, motor trifásico.
7. **DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO:** El objetivo principal de este proyecto Diseñar y construir un banco de pruebas de torsión, como complemento del laboratorio de resistencia de materiales.
Determinar los requerimientos necesarios que debe cumplir un banco de pruebas de torsión, elaborar el diseño de un banco de pruebas que permita realizar el ensayo de torsión, construir las piezas que componen el banco de pruebas de torsión, elaborar y diseñar un control que garantice el correcto funcionamiento de la prueba de torsión, elaborar un aplicativo que permita configurar los parámetros de la prueba y visualizar el comportamiento del material ensayado, realizar las pruebas respectivas que corroboren y validen el comportamiento de la máquina de torsión, elaborar el manual de usuario que facilite el uso y mantenimiento de la máquina.
8. **LÍNEAS DE INVESTIGACION:** Línea de Investigación de la USB: Tecnologías actuales y Sociedad. Sub línea de Facultad de Ingeniería: Análisis y procesamiento de señales (APS), Campo Temático del Programa: ensayo de resistencia de materiales.
9. **METODOLOGIA:** Empírico analítica expresada por medio de la propuesta de Ulrich Beck para el "Diseño y desarrollo de productos". Esta metodología tienen en cuenta la capacidad de una máquina para ensayos de torsión, la cual está determinada por el tipo de material de la probeta (aceros, compuestos) y sus dimensiones específicas. Para el caso de la máquina elaborada para este ensayo se tienen en cuenta las especificaciones de la norma NTC 3995 - ISO 7800 de torsión simple en alambre y en especial el diámetro y su longitud.
10. **CONCLUSIONES:** Los requerimientos que cumple la máquina para ensayos de torsión, están relacionados con las especificaciones dadas en la norma NTC 3995 para ensayos de torsión simple en alambres. Aunque en principio la máquina se había pensado para trabajar diámetros contemplados en el rango de 4-14mm, se aconseja trabajar probetas de materiales como 4140, 1020, 1045, acero inoxidable 304 y aleaciones en bronce para un diámetro de 6mm, debido a que para construir una probeta en estas dimensiones, se encuentra en el comercio barras de hexagonales de 7/16" que permiten su fácil maquinado. Para medidas de diámetro nominal en 8, 10, 12 o 14 es posible desarrollar la prueba solo en el acero 1020, el diseño final conseguido para el banco de pruebas, contempla los elementos necesarios que permiten el desarrollo de un ensayo de torsión con los parámetros estipulados en la norma NTC 3995, su concepción se logró gracias a la aplicación de la metodología de diseño propuesta en el libro "diseño y desarrollo del producto de Karl T Ulrich", en el que se define el proceso de desarrollo para un producto que sigue las etapas de planeación, diseño preliminar, diseño concepto, diseño de detalle, pruebas y refinamiento, lo cual fue cumplido a cabalidad para este proyecto, la construcción de las piezas que conforman la máquina para ensayos de torsión, no tuvo mayores contratiempos gracias a la validación de la geometría en AUTODESK Inventor, de los diseños por medio del análisis por elementos finitos y a la disponibilidad de las máquinas herramientas con que cuenta la Universidad de San Buenaventura, después de evaluar las técnicas de control que posiblemente permitían garantizar el buen comportamiento de la máquina para ensayos de torsión, se concluyó que de acuerdo a los requerimientos del proceso, la técnica de control On-Off, era la más idónea y de fácil aplicación, debido a que las condiciones de la prueba se consiguen en parte con el PID interno que viene con el variador de frecuencia, que mantiene estable la frecuencia de trabajo del motor, además como uno de los requerimientos es detener el ensayo una vez se presente la ruptura del espécimen, esto se logró monitoreando la curva torque vs deformación y evaluando el cambio en su comportamiento cuando adquiere una tendencia lineal de la señal de torque, lo que finaliza la práctica, luego de revisar los tipos de software compatibles con Arduino y evaluar su uso para la construcción del aplicativo que permita digitar los parámetros de la prueba y visualizar el comportamiento del material a ensayar, se determinó que matlab es la herramienta adecuada para generar la gráfica del torque Vs deformación, y además facilita al usuario la posibilidad de imprimir los resultados, aunque el análisis estadístico expresó que se tiene un 84.54% en precisión para los ensayos de la máquina, el parámetro de la exactitud arroja un 20% con respecto al valor de referencia del material, lo que es demasiado bajo para una medida tan importante, por lo que se recomienda corregir para cada uno de estos parámetros lo siguiente: (1) para la precisión es necesario que todas las probetas tengan un óptimo maquinado, por lo tanto hay que tener la precaución de que estas no sean golpeadas y al realizar su respectivo montaje estén alineadas con las mordazas, dejando solamente el diámetro reducido a la vista, (2) para el parámetro de la exactitud de la máquina se recomienda implementar un sensor de medición de toque garantizando un dato confiable para la prueba

ya que por costos se sale de presupuesto, el trabajo concluyó con el manual de usuario que comprende tres partes, la primera describe el equipo y su funcionamiento, la segunda una guía práctica del laboratorio de ensayo de torsión y la tercera las actividades de mantenimiento que se deben realizar para evitar daños por mal uso de la máquina, cumpliendo así con el objetivo de entregar a la Universidad una cartilla adecuada para consulta de por estudiantes y profesores.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA PRUEBAS DE TORSIÓN

JOSÉ MIGUEL ÁNGEL GARZÓN

BRIAN ALEXIS URREA GARCIA

JONATHAN STIVEL USSA ÁLVAREZ

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA

FACULTAD DE INGENIERIA INGENIERÍA

MECATRÓNICA

BOGOTA, D.C. – 2015

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA PRUEBAS DE TORSIÓN

JOSÉ MIGUEL ÁNGEL GARZÓN

BRIAN ALEXIS URREA GARCIA

JONATHAN STIVEL USSA ÁLVAREZ

Trabajo presentado como requisito parcial para optar por el título de profesional
en

Ingeniería mecatrónica.

Asesor: Ingeniero

Uriel Augusto Muñoz

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA
FACULTAD DE INGENIERÍA
MECATRÓNICA
BOGOTÁ D.C

BOGOTA, D.C. – 2015

Nota de Aceptación

Firma del Jurado

Firma del Jurado

Página de dedicatoria

No celebro por una etapa concluida en mi proyecto de vida, celebro por no haber declinado en mis aspiraciones, por las enseñanzas aprendidas, por la reafirmación de mis convicciones como ser integral dentro de una sociedad, este proyecto está dedicado a todas las personas que de alguna manera han dejado huella de tras de mis pasos, alentándome a continuar con mis objetivos y metas trazadas.

José Miguel Ángel Garzón

A las personas que siempre han sido el motor de mi vida; a mis padres, a mis hermanos y amigos, quienes con su apoyo incondicional me han ayudado para culminar con éxito ésta etapa de mi vida.

Brian Alexis Urrea García

Esta tesis se la dedico a mi DIOS y la virgen morena de guican por guiarme por el buen camino, por darme las fuerzas de seguir adelante y no decaer en los problemas que se me presentaban y no desfallecer en el intento, a mi familia que gracias a ellos soy lo que soy, para mis padres por el apoyo, la confianza, la comprensión, ayuda, amor y por ayudarme con los recursos para lograr este objetivo, a mi hermano por la compañía y la comprensión.

Jonathan Stivel Ussa Alvarez

AGRADECIMIENTOS

A nuestros amigos Quetdrein Ruiz Cifuentes, Diego Fernando Castañeda y Yolver Julián Rodríguez torres, porque creyeron en el proyecto y con profesionalismo y empuje, colaboraron integrándose en el grupo, en estos momentos ellos se lleva algo muy importante de este proyecto: la experiencia, “este proyecto también es de ellos”.

También agradecemos, a la empresa Rockwell ingeniería representado por los ingenieros Ricardo Andrés Sarmiento, Jairo Andrés Lora y al señor Óscar Alberto Pachón, que nos permitieron la elaboración de las piezas que necesitaban corrección, colaborándonos de una forma cortes y desinteresada.

Por último a mis amigos, amigas que sirvieron de inspiración, a los profesores y a los Ingenieros Ricardo Ríos y Uriel Augusto Muñoz, por brindarme el tiempo necesario para completar este documento.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.1 ANTECEDENTES.....	3
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	8
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	9
1.4 OBJETIVO GENERAL	9
1.4.1 Objetivos específicos	9
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES.....	9
2. MARCO TEORICO	11
2.1. MARCO CONCEPTUAL.....	11
2.1.1. Ensayo de torsión:	11
2.1.2. Torsión:	11
2.1.3. Momento torsor:.....	11
2.1.4. Formula de la torsión:	12
2.1.5. Ángulo de torsión:	12
2.1.6. Momento polar de inercia:	12
2.1.7. Deformación por cortante:	12
2.1.8. Módulo de elasticidad en cortante:	13
2.1.9. Módulo de rotura:.....	13
2.1.10. Gráfica esfuerzo cortante deformación:	14
2.1.11. Teoría de esfuerzo cortante máximo:	14
2.1.12. Teoría de la energía máxima de distorsión:	15
2.1.13. Resistencia máxima a corte <i>Ssut</i> :.....	15
2.2 MARCO LEGAL O NORMATIVO.....	16
2.2.1. Equipo de ensayo:	16
2.2.2. Norma técnica Colombiana NTC 3995:	17
2.2.3.ASTM A938-97 Método estándar para el ensayo de torsión de un alambre:.....	19
3. METODOLOGÍA.....	20
4. DESARROLLO INGENIERIL	21
4.1 DISEÑO PRELIMINAR	21
4.1.1. Diseño preliminar etapa sistema mecánico.	22
4.1.1.1 Matriz morfológica.....	32

4.1.2. Diseño preliminar etapa adquisición de datos	33
4.1.2.1 Matriz morfológica.....	38
4.1.3. Diseño preliminar etapa sistema de control	40
4.2. DISEÑO CONCEPTUAL MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN	41
4.3 DISEÑO DE DETALLE.....	43
4.3.1 Cálculos para el sistema mecánico	43
4.3.1.1 Tipos de probetas	44
4.3.1.2 Cálculo del torque nominal de la máquina.....	45
4.3.1.3 Cálculo de la potencia del motor	46
4.3.1.4 Selección mordazas.....	47
4.3.1.5 Selección del disco copa y eje de transmisión	48
4.3.1.6 Diseño del carro móvil y carro fijo.....	49
4.3.1.7 Bancada.....	53
4.3.1.8 Cálculo de elementos de sujeción.....	54
4.3.1.9 Diseño cuña	67
4.3.1.10 Diseño del eje de transmisión de potencia	68
4.4 ANÁLISIS Y VALIDACION DE LOS ELEMENTOS MECANICOS POR MEDIO ELEMENTOS FINITO.....	69
4.4.1 Verificación de falla de la probeta.....	69
4.4.2. Verificación de la falla de la propuesta de diseño.....	69
4.5 IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN.....	72
4.5.1 Parametrización de las señales del Encoder.....	73
4.5.2. Implementación del sensor de corriente.....	74
4.5.3. Sistema de control implementado.....	75
4.5.3.1 Implementación de diagrama de bloques en Matlab simulink.....	75
4.5.3.2 Interfaz de usuario en MATLAB.....	76
4.6. VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN.....	76
4.6.1 Experimento para determinar la precisión de la máquina.....	77
4.6.2 Validación de los datos obtenidos en el ensayo realizado en la máquina de ensayo de torsión.....	89
5. CONCLUSIONES	90

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Tipo de mordazas según el diámetro “D” y dimensión característica “H” del alambre.	18
Tabla 2. Longitud libre entre mordazas.	18
Tabla 3. Alternativa de solución para la bancada.	23
Tabla 4. Calificación de bancada.	24
Tabla 5. Carro móvil.	24
Tabla 6. Calificación de carro móvil.	25
Tabla 7. Alternativa de solución carro fijo.	26
Tabla 8. Calificación de carro fijo.	27
Tabla 9. Mordazas.	28
Tabla 10. Calificación del tipo de mordaza o elemento de sujeción de probeta.	29
Tabla 11. Tipo de motor.	30
Tabla 12. Calificación de motor.	31
Tabla 13. Tabulación de resultados tablas de calificación.	31
Tabla 14. Matriz morfológica.	32
Tabla 15. Alternativa de solución sensor de posición angular del eje de transmisión. ...	33
Tabla 16. Calificación del sensor de carga del motor.	34
Tabla 17. Alternativa de solución sensor de posición angular del eje de transmisión. ...	35
Tabla 18. Alternativa de solución tarjeta de adquisición.	35
Tabla 19. Calificación de conceptos.	36
Tabla 20. Opciones software.	37
Tabla 21. Calificación de conceptos.	38
Tabla 22. Tabulación de resultados tablas de calificación.	38
Tabla 23. Matriz morfológica.	39
Tabla 24. Viabilidad técnica de control.	40
Tabla 25. Matriz de calificación diseños conceptuales.	43
Tabla 26. Calculo de centroide conjunto de sujeción copa carro móvil.	56
Tabla 27. Cálculo de centroide disco de copa.	56
Tabla 28. Cálculo de centroide del ángulo o pie de amigo.	63
Tabla 29. Dimensiones de la cuña.	68
Tabla 30. Resultados generados por Ansys.	72
Tabla 31. Estadística de datos de las probetas.	77
Tabla 32. Análisis estadístico de la probeta 1.	77
Tabla 33. Análisis estadístico de la probeta 2.	78
Tabla 34. Análisis estadístico de la probeta 3.	79
Tabla 35. Análisis estadístico de la probeta 4.	80
Tabla 36. Análisis estadístico de la probeta 5.	81
Tabla 37. Análisis estadístico de la probeta 6.	82
Tabla 38. Análisis estadístico de la probeta 7.	83
Tabla 39. Análisis estadístico de la probeta 8.	84
Tabla 40. Análisis estadístico de la probeta 9.	85
Tabla 41. Análisis estadístico de la probeta 10.	86
Tabla 42. Estadística de los máximos puntos.	87

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Máquina de torsión EDIBON.	4
Figura 2 Máquina de torsión GUN 200N-m.....	5
Figura 3. Máquina de torsión MT 3005.	6
Figura 4. Máquina de torsión SERIES MT.	7
Figura 5. Máquina para ensayos de torsión (universidad INCCA).	7
Figura 6. Máquina para ensayo torsión Universidad Distrital de Colombia.....	8
Figura 7. Efecto torsor.	11
Figura 8. Comparativo esfuerzo cortante vs deformación y esfuerzo normal vs deformación unitaria.	14
Figura 9. Máquina para ensayo de torsión simple.	17
Figura 10. Etapas diseño preliminar.	21
Figura 11. Etapa sistema mecánico.	22
Figura 12. Etapa adquisición de datos.	33
Figura 13. Etapa Sistema de control.	40
Figura 14. Primer diseño conceptual.....	41
Figura 15. Segundo diseño conceptual.	42
Figura 16. Probeta.....	44
Figura 17. Dimensiones estandarizadas para la probeta.....	45
Figura 18. Placa motor SEW.	47
Figura 19. Copa de torno de tres mordazas auto-centrante.....	48
Figura 20. CAD de copa.	48
Figura 21. CAD disco de sujeción de copa.	49
Figura 22. CAD frontal carro fijo y brida cuadrada.....	50
Figura 23. CAD conjunto de sujeción copa carro móvil.	51
Figura 24. CAD frontal carro móvil.	51
Figura 25. CAD ángulo de soporte.	52
Figura 26. CAD base de los carros.....	52
Figura 27. CAD carro móvil.....	53
Figura 28. CAD bancada.....	53
Figura 29. CAD tuerca en T.	54
Figura 30. Cálculo centroide del conjunto de sujeción copa carro móvil.....	55
Figura 31. Cálculo de centroide disco de copa (ver figura 31).....	56
Figura 32. Diagrama de cuerpo libre conjunto de sujeción copa carro móvil.	57
Figura 33. Cálculo de centroide del ángulo o pie de amigo.....	63
Figura 34. Cálculo de centroide carro fijo.	64
Figura 35. Análisis mediante ansys probeta.	69
Figura 36. geometria exportada a ansys Workbench.	70
Figura 37. Análisis por deformación para el diseño propuesto para la máquina de ensayo de torsión.	71
Figura 38. Deformación elástica.	71
Figura 39. Factor de seguridad.	72
Figura 40. Implementación del sistema de adquisición.....	73
Figura 41. Circuito de etapa de amplificación.....	74
Figura 42. Sistema de control no lineal ON/OFF.	75
Figura 43. Diagrama de bloques de bloques en Matlab simulink.	76
Figura 44. Interfaz de usuario en MATLAB.	76

Figura 45. Grafica prueba de torsión para una probeta de acero 1020.....	89
--	----

LISTA ANEXOS

Anexo 1. MANUAL DE USUARIO	95
Anexo 2. PLANOS MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN.....	96
Anexo 3. HOJA TÉCNICA DEL MOTOR.....	97
Anexo 4. HOJA TÉCNICA DEL ENCODER.....	98
Anexo 5. HOJA TÉCNICA SENSOR DE CORRIENTE.	99
Anexo 6. DATOS ESTADÍSTICOS DEL EXPERIMENTO DISEÑADO PARA DETERMINAR LA CONFIABILIDAD Y SUS GRÁFICAS	100

INTRODUCCIÓN

El desarrollo y evolución de la sociedad, ha estado íntimamente ligado a la capacidad de producir y conformar los materiales necesarios para satisfacer las necesidades que se van requiriendo con el transcurso del tiempo, un ejemplo puede ser vivienda, transporte, enseres, maquinaria, herramientas de trabajo, entre otros, así también la exigencia de calidad se va haciendo más estrictas; se tiene una silla y se espera que cuando alguien está sentado la silla soporte el peso y no se fracture, cuando se está en el ascensor tenemos la plena confianza de que el cable que lo sostiene no se va a romper, esto solo se puede lograr con un conocimiento sobre el material que se está utilizando. Es por eso que los diseñadores y fabricantes tienen un constante interés en conocer las propiedades de los materiales, con el objetivo de poder garantizar y certificar que sus productos cumplen con todas las expectativas (el carro no se va a desarmar, el avión no se va a caer, el barco no va naufragar).

Para saber si un material soporta una carga en una determinada aplicación, es preciso realizar un ensayo de materiales en las mismas condiciones a las que estará expuesto en su entorno de trabajo diario y analizar los resultados que se obtienen. Aunque a nivel de laboratorio es difícil reproducir con exactitud las condiciones y el nivel de requerimientos a los que va estar sometido un material durante su servicio industrial, es posible por medio de pruebas normalizadas, determinar las características y propiedades que dan una aproximación sobre el comportamiento que tendrá el material durante el servicio.

Los ensayos de materiales aparecen para determinar las propiedades físicas y químicas que tienen los materiales. Existen dos tipos de ensayo, los destructivos y los no destructivos. Como su nombre lo indican los destructivos deforman el material mientras que los no destructivos son ensayos que no alteran las propiedades físicas.

Los ensayos destructivos más comunes son: ensayo de tracción, ensayo de compresión, ensayo de cizallamiento, ensayo de flexión, ensayo de resistencia, ensayo de fatiga de materiales, ensayo de fluencia en caliente y el ensayo de torsión. Este último es de gran importancia ya que *“el estudio de torsión radica en la transmisión de potencia. Todas las máquinas rotativas necesitan de piezas que sean capaces de transmitir potencia de forma efectiva y además, asegurar que soporten de manera adecuada las cargas a las cuales estarán expuestas durante el funcionamiento”*(Hibbeler, 2006).

El ensayo de torsión es una prueba que deforma una muestra (probeta) aplicándole un par torsor. Tanto la ASTM A938 como la ISO 7800 son normas que definen los requisitos para realizar ensayos de torsión de alambre. Estas normas requieren que el alambre se retuerza alrededor del eje longitudinal hasta que se rompa y se registre el ángulo en el que ocurrió la ruptura.

Debido a que los ensayos de materiales es un campo en desarrollo, es de gran importancia que la comunidad académica haga parte en este proceso, trabajando conjuntamente con la industria, ofreciendo las herramientas que permita detectar las propiedades de los materiales, además de poder integrar a los estudiantes en los retos que tiene la sociedad.

Este proyecto tiene 7 etapas básicas: el primero es el diseño de la máquina de torsión, siguiendo con el modelado para verificar el diseño, posteriormente la construcción de las partes, diseño del control y el aplicativo para visualizar el ángulo de deformación, una etapa de pruebas y la elaboración del manual de uso y mantenimiento.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTES

Debido a las múltiples fallas que presentaban las máquinas y/o productos en servicio, la industria se preocupó por garantizar la calidad de estos. De esta necesidad aparecieron varias empresas que se dedicaron a construir máquinas para ensayos de materiales, que permiten simular condiciones de trabajo a las que estas están expuestos los materiales o elementos de máquinas en su cotidianidad.

Como ejemplo de máquinas que se usan para ensayos de torsión y se venden comercialmente se mencionan las siguientes:

- Máquina de torsión y flexión edibon mtp. Es una máquina de Torsión y Flexión Universal que permite realizar ambos tipos de ensayos (ver figura 1).

Características:

- Bancada con dos guías de acero inoxidable de 800 mm que permiten desplazar los soportes en todo su recorrido.
- 4 Piezas de ensayo de sección circular, de 8 mm de diámetro, de diferentes materiales (acero, aluminio, latón, bronce).
- Disponen de marcas cada 50 mm que facilitan la medida del largo de la viga.
- 7 Piezas de ensayo de diferente sección rectangular, fabricadas en acero inoxidable.
- Reloj comparador de 0-10 mm para medir las deformaciones.

Capacidad

- Las piezas de ensayo utilizadas para pruebas y ensayos de flexión están fabricadas en acero inoxidable con diferentes secciones rectangulares.
- Además pueden ser utilizadas piezas de sección circular de diferentes materiales.
- Las piezas de ensayo para realizar pruebas y ensayos de torsión son de diferentes materiales y de sección circular.

Figura 1. Máquina de torsión EDIBON.



Fuente: ("EDIBON. technical teaching equipment. educational equipment. education equipment. technical training equipment. engineering teaching equipment. teaching laboratories. engineering training equipment. engineering educational equipment. educational products. ," n.d.)

- Máquina de ensayo de torsión, GUNT HAMBURG 200n-m. Máquina de ensayo de torsión de 200Nm, que permite visualizar el par de comprobación y el ángulo de torsión (ver figura 2).

Características:

El equipo sirve para el ensayo de torsión de diferentes materiales hasta la rotura. Se mide el par de comprobación y el ángulo de torsión. Como probetas se emplean varas de diferente longitud y diámetro. El par de comprobación se aplica mediante un motor reductor de alta desmultiplicación que, gracias al convertidor de frecuencia, ofrece cuatro diferentes velocidades de accionamiento (en y contra el sentido de las agujas del reloj). Un árbol de par de galgas-extenso suministra el par como señal eléctrica, un sensor de torsión opto-electrónico registra el ángulo de torsión.

Especificación:

- el par de comprobación máx. 200Nm.
- Velocidades de torsión, en y contra el sentido de las agujas del reloj, 50, 100, 200, 500°/min-1.
- material de las probetas: acero, latón, aluminio.
- mandril para probetas, hexágono de 19mm.
- medición del par de comprobación mediante árbol de par de galgas extenso-métricas.
- sensor opto-electrónico del ángulo de torsión.
- indicación digital de los valores de medición.
- motor reductor controlado por número de revoluciones mediante convertidor de frecuencia, cuatro números de revoluciones fijos.

- software GUNT para la adquisición de datos a través de USB en Windows Vista o Windows 7. ("G.U.N.T. - Equipment for engineering education - Home," n.d.).

Figura 2 Máquina de torsión GUN 200N-m.



Fuente: GUN ("G.U.N.T. - Equipment for engineering education - Home," n.d.)

➤ MT 3005 MÁQUINA DE PRUEBAS DE TORSIÓN Y FLEXIÓN

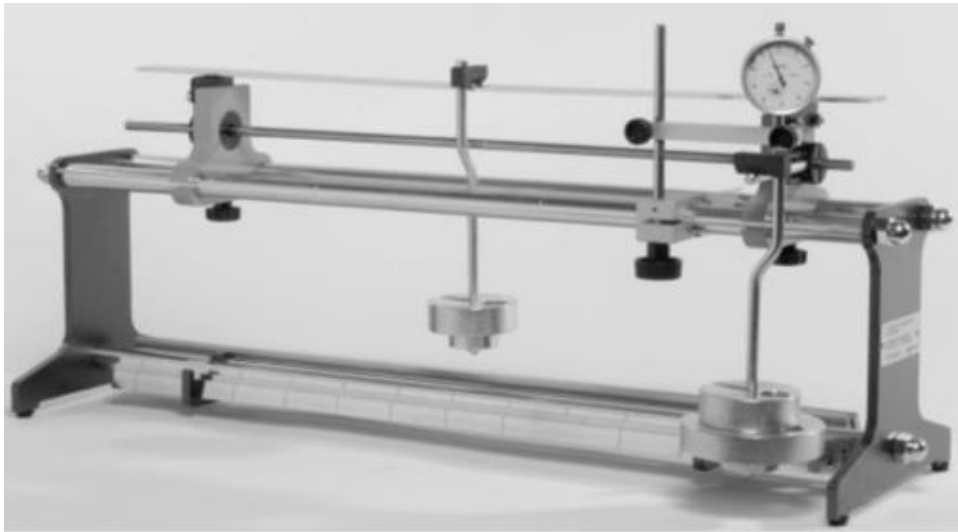
En su catálogo incluyen la MT 3005 Máquina de Pruebas de Torsión y Flexión (ver figura 3).

Características:

Es una máquina combinada para pruebas de torsión y flexión. La cual se puede utilizar en ejercicios de laboratorio o como complemento del trabajo teórico sobre torsión y flexión. Su tamaño reducido y poco peso facilita el desplazamiento de una sala a otra.

- Dos soportes para las cargas (0,25 kg)
- Dos pesas de 1 kg cada una 4 pesas de 0,5 kg cada una.
- Siete probetas de acero de sección rectangular.
- Tres probetas de sección cilíndrica, de 8 mm de diámetro, de cada metal, acero, aluminio.

Figura 3. Máquina de torsión MT 3005.



Fuente: industriales.utu.edu ("ICE LTDA | Terco," n.d.)

- SERIES MT (MÁQUINAS PARA ENSAYO DE TORSIÓN) SERVOSIS creada en 1988 con una experiencia de 25 años en el mercado es una empresa española dedicada al diseño, desarrollo y fabricación de máquinas de ensayo, sistemas electrónicos y mecánicos destinados a control de calidad y análisis de materiales, servo sistemas, controles en procesos industriales y maquinaria, robótica, sistemas de medida y adquisición de datos, ofrece su línea MT con la cual ofrecen máquinas de ensayo torsional (ver figura 4).

Características:

Las máquinas de la serie MT de SERVOSIS están concebidas para realizar ensayos de torsión para todo tipo de materiales, habitualmente empleadas para hacer ensayos de alambres el rango del par aplicado varían según el modelo encontrados desde 10 y 500Nm. Un software de adquisición de datos suministrados al usuario.

Figura 4. Máquina de torsión SERIES MT.



Fuente: www.servosis.com (Servosis, n.d.)

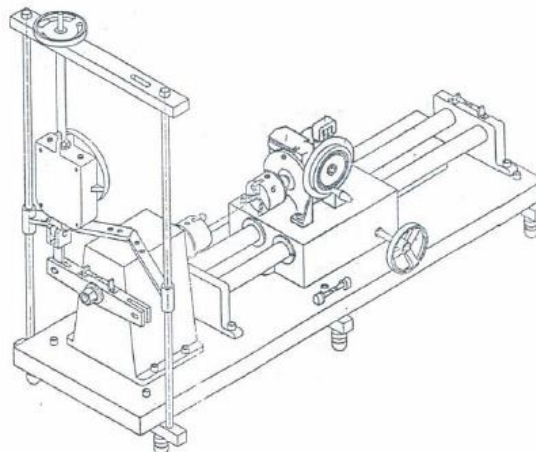
A nivel académico las universidades en Colombia se han preocupado por reforzar el campo de ensayo de materiales se puede encontrar las siguientes:

- UNIVERSIDAD INCCA DE COLOMBIA.

Se encuentra la tesis de grado “*Diseño y construcción de una máquina de ensayo de torsión*”, realizada en el año 1992 por estudiantes del programa de ingeniería mecánica (ver figura 5).

En el proceso de desarrollo del proyecto se realizaron pruebas en aceros como AISI-SAE 1010, 1020 y 4140, además del bronce y aluminio. Al momento de construir la máquina y ponerla en funcionamiento se presentaron problemas con el torsiómetro luego de desmontar y corregir se procedió a realizar las pruebas obteniendo los resultados esperados.

Figura 5. Máquina para ensayos de torsión (universidad INCCA).



Fuente: Universidad INCCA de Colombia. (“Diseño y construcción de una máquina de ensayo de torsión,” 1992).

También en la universidad INCCA se encuentra un proyecto que da continuación a la tesis presentada anteriormente titulada “*Rediseño, construcción y automatización de una máquina para ensayo de materiales.*” Realizada en el año 2011 por estudiantes del programa de ingeniería mecánica. Los cuales realizaron estudio sobre la máquina que fue construida en la misma universidad, en su rediseño ellos plantean la implementación de un componente electrónico para el procesamiento de datos.

- Universidad De Los Andes. En el año 1968 en el programa de ingeniería mecánica se trabajó como proyecto de grado el “diseño de un aditamento para adaptar la maquina universal de ensayos para pruebas de torsión”. Tesis realizada en 1968 por un estudiante del programa de ingeniería mecánica.
- Escuela Colombiana De Carreras Industriales. El laboratorio del programa de ingeniería mecánica cuenta con un equipo para realizar pruebas de torsión. Entre las características más relevantes se destaca su motor trifásico, el reductor sinfín corona, la bancada, dos trenes de transmisión de engranajes rectos y el sistema de sujeción se realiza por medio de dos mordazas auto-centrantes, una fija y otra móvil.
- Universidad Distrital Francisco José De Caldas. La Universidad cuenta con una máquina de ensayo de torsión provista de dos mandriles en donde se fija la probeta. La torsión es producto de la potencia transmitida por un motor reductor y se visualiza el ángulo de deformación por medio de un display análogo (ver figura 6).

Figura 6. Máquina para ensayo torsión Universidad Distrital de Colombia



Fuente: Universidad Distrital de Colombia.

1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

La Universidad de San Buenaventura Bogotá, no posee en su laboratorio de ensayo de materiales, máquinas disponibles para realizar pruebas de torsión, lo que dificulta realizar estudios sobre el efecto que tiene el esfuerzo de torsión en

materiales, tema importante para los diseños de sistemas de transmisión, realizados por estudiantes de Ingeniería Mecatrónica y Aeronáutica.

Para responder a este problema el equipo de trabajo se planteó la siguiente pregunta

¿Qué tipo de máquina se puede construir para realizar ensayo de torsión que mejore los procesos de enseñanza en las áreas de mecánica de materiales?

1.3 JUSTIFICACIÓN.

El laboratorio de mecánica de materiales de la Universidad de San Buenaventura Bogotá, está proyectado a ser la base para la elaboración y experimentación de proyectos en el área de diseño y desarrollo de máquinas y equipos, como también ser el soporte de proyectos de investigación para los programas de Ingeniería Mecatrónica, Electrónica y Aeronáutica, además de ofrecer a la industria colombiana, y en especial los sectores como el metalúrgico, salud (equipos biomédicos) , textiles y demás, servicios de ensayo de muestras.

Si la Universidad llega a contar con la máquina de pruebas de torsión, los estudiantes podrán complementar las pruebas de flexión y tensión ya existentes, con las pruebas de torsión, realizando una validación de las propiedades mecánicas de los materiales que conforman las máquinas diseñadas.

1.4 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un banco para pruebas de torsión, como complemento del laboratorio de resistencia de materiales.

1.4.1 Objetivos específicos

- Determinar los requerimientos necesarios que debe cumplir un banco para pruebas de torsión.
- Elaborar el diseño de un banco de pruebas que permita realizar el ensayo de torsión.
- Construir las piezas que componen el banco para pruebas de torsión.
- Elaborar y diseñar un control que garantice el correcto funcionamiento de la prueba de torsión.
- Elaborar un aplicativo que permita configurar los parámetros de la prueba y visualizar el comportamiento del material ensayado.
- Realizar las pruebas respectivas que corroboren y validen el comportamiento de la máquina de torsión.
- Elaborar el manual de usuario que facilite el uso y mantenimiento de la máquina.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES.

El proyecto comprende la construcción de un banco para ensayos de torsión, con un aplicativo que permite visualizar el esfuerzo y ángulo de deformación para un ensayo específico.

El banco construido, tendrá una capacidad que le permita realizar ensayos de torsión de alambres, de acuerdo a algunos criterios establecidos en las normas NTC 3995 e ISO 7800, e incluye el manual de funcionamiento y mantenimiento.

Dado que el banco va a estar ubicado en el edificio Fray Rogelio Bacon, su tamaño está limitado por el espacio físico donde va a estar ubicado y su diseño mecánico está directamente relacionado con el tamaño de la probeta, la cual depende de las dimensiones estipuladas en la norma y de la facilidad de mecanizado de sus partes.

El tiempo de ejecución del proyecto depende en gran medida de la disponibilidad de los recursos de los integrantes del grupo autor de este proyecto.

2. MARCO TEORICO

2.1. MARCO CONCEPTUAL

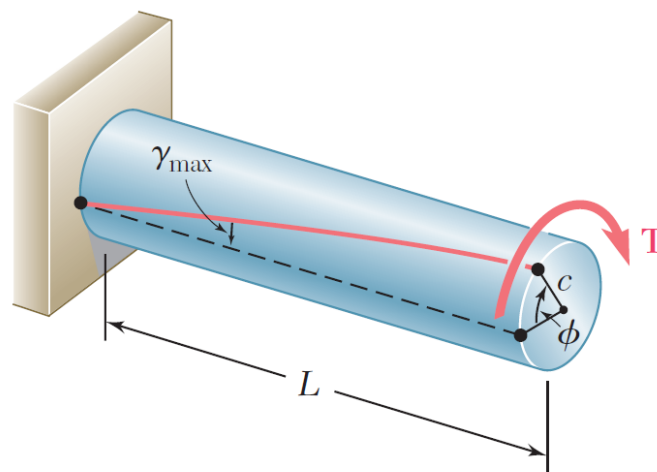
Para profundizar en el diseño del banco para ensayos de torsión y los datos que se obtienen de las pruebas que se realiza en él, es necesario primero comprender los conceptos fundamentales que se mencionan a continuación.

2.1.1. Ensayo de torsión: Tal y como lo describe la norma NTC 3995, un ensayo de torsión es una prueba que consiste en torcer un alambre de diámetro o espesor de 0,1 mm a 14 mm alrededor de su propio eje en una sola dirección, para determinar la capacidad de soporte a la deformación plástica.

2.1.2. Torsión: Es el efecto que se genera al aplicar un torque o momento en un eje. Este efecto puede generar deformaciones parciales o permanentes por lo que ha sido tema de análisis debido a que se presenta generalmente en sistemas de transmisión mecánica de potencia.

2.1.3. Momento torsor: En ocasiones a lo largo de un eje actúan una serie de pares de fuerzas, en este caso es conveniente introducir un nuevo concepto, el momento torsor que se define para cada sección de la barra, como la suma algebraica de los momentos de los pares aplicados, situada a un lado de la sección a considerar. Naturalmente, la elección de lado es arbitraria en cada caso, en la figura 7 se puede observar el efecto torsor, en donde se visualiza el ángulo de deformación generado por el torque aplicado.

Figura 7.Efecto torsor.



Fuente: Mecánica de materiales Beer & Jhoston pág.180 (Beer, 2010)

2.1.4. Formula de la torsión: La deformación unitaria por cortante denotado por gamma (γ), es el cambio en el ángulo que ocurre entre dos segmentos de línea inicialmente perpendiculares entre sí, sometido a un cortante puro y es un valor que permite hallar el esfuerzo cortante en la zona elástica que es la analogía de la ley de Hooke.

$$\tau = G\gamma \text{ [Ec. 2. 1]}$$

Donde G corresponde al módulo de rigidez del material.

A partir de la hipótesis de que la “deformación unitaria es proporcional al esfuerzo cortante” se obtienen dos ecuaciones que permiten determinar el esfuerzo cortante máximo y el ángulo de deformación. Hay que aclarar que estas ecuaciones solo son aplicables para ejes y para deformaciones que sean dentro de la zona elástica.

$$\tau_{max} = \frac{T c}{J} \text{ [Ec. 2. 2]}$$

Dónde:

T = Par de torsión que actúa en la sobre el eje

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo

c = Radio del Eje

L = Longitud del Eje

G = Módulo de rigidez del material del eje

2.1.5. Ángulo de torsión: Si un árbol de longitud L está sometido a un momento de torsión constante T en toda su longitud, el ángulo de translación axial del extremo de la barra que gira respecto del otro, es:

$$\theta = \frac{TL}{JG} \text{ [Ec. 2. 3]}$$

2.1.6. Momento polar de inercia: Este se puede determinar mediante la siguiente ecuación si el elemento a analizar tiene una sección transversal circular, donde C es radio exterior.

$$J = \frac{\pi}{2} * c^4 \text{ [Ec. 2. 4]}$$

2.1.7. Deformación por cortante: Se marca una generatriz a-b en la superficie de la barra sin carga, y luego se aplica el momento torsor T, el ángulo medido en radianes, entre la posición inicial y final de la generatriz, se define como la deformación por cortante en la superficie de la barra. La misma definición es empleada para cualquier punto interior de la misma.

$$y = \frac{d_p(\theta)}{2 \cdot L_p} \quad [\text{Ec. 2. 5}]$$

Donde d_p es el diámetro de la probeta y L_p es la longitud paralela de lam probeta.

2.1.8. Módulo de elasticidad en cortante: La relación entre la tensión cortante (esfuerzo torsor T) y su deformación (y) se llama módulo de elasticidad en cortante o módulo de rigidez y, está dado por

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad [\text{Ec. 2. 6}]$$

Las unidades de G son las mismas que la de la tensión, pues la deformación tiene dimensión.

2.1.9. Módulo de rotura: Es la tensión cortante que se obtiene sustituyendo en la ecuación, el par máximo de torsión T que puede soportar el árbol cuando se ensaya a rotura. En este caso, se toma para valor de c el radio exterior de la barra.

$$\tau_u = \frac{3(T_{max})}{2\pi(r^3)} \quad [\text{Ec. 2. 7}]$$

El cálculo de este módulo no puede realizarse empleando las ecuaciones anteriormente mencionadas, ya que estas son solo para la región elástica, por lo que para determinar el esfuerzo aplicado en la región plástica, es necesario construir primero la gráfica de momento torsor aplicado contra el ángulo de torsión por unidad de área, la cual si es posible calcular con las ecuaciones ya mencionadas. La expresión matemática para esto es:

$$\tau_a = \frac{1}{2\pi(r^3)} \left(\frac{\theta}{L} \frac{dT_p}{d(\frac{\theta}{L})} + 3T_p \right) \quad [\text{Ec. 2. 8}]$$

De la gráfica se puede determinar el esfuerzo torsor aplicado para un punto cualquiera C, establecido por el momento torsor al cual se quiere determinar el esfuerzo y haciendo una línea tangente a la curva para hallar el punto A, mediante la siguiente expresión:

$$\text{Donde } \theta' = \frac{\theta}{L_p}.$$

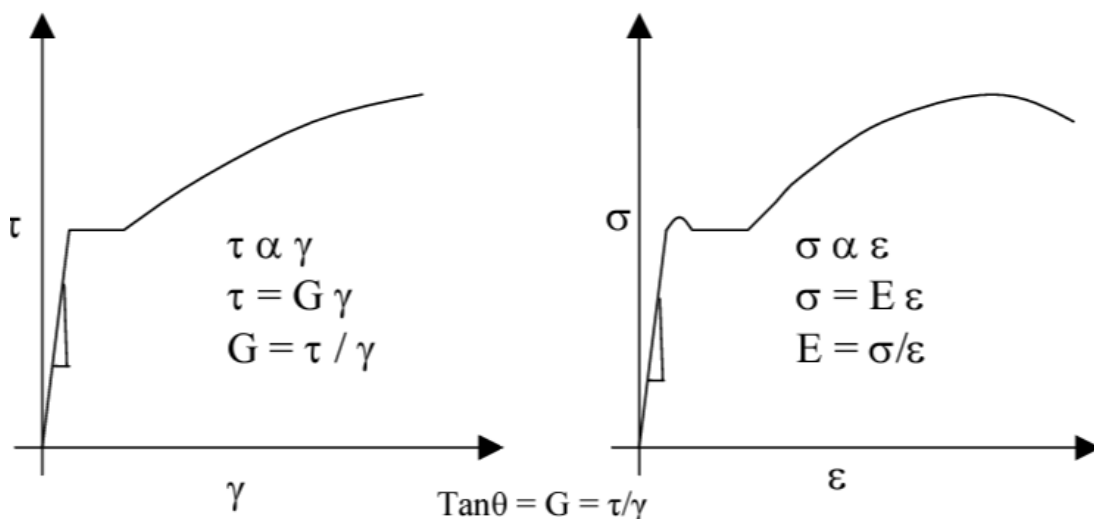
$$\tau_a = \frac{1}{2\pi(r^3)} (BC + 3T_p) \quad [\text{Ec. 2. 9}]$$

2.1.10. Gráfica esfuerzo cortante deformación: Esta gráfica es el resultado de una prueba de torsión que describe las tres etapas que tiene un material al sufrir deformación después de ser sometido a un cortante puro, en la figura 8 se puede observar las gráficas generadas por el cortante vs deformación y esfuerzo normal vs deformación unitaria en donde mediante el cálculo de su pendiente se puede determinar el módulo de rigidez entre otros.

Las etapas son:

- El esfuerzo cortante dentro de la zona elástica o de proporcionalidad donde el material pierde tiene propiedad de retornar a su forma original.
- Al sobrepasar el límite elástico y no poder retornar a su forma inicial el material sufre un endurecimiento por deformación hasta llegar al esfuerzo cortante último, que es el esfuerzo máximo que soporta el material.
- Etapas donde el material comienza a perder la resistencia al cortante hasta el punto de fractura.

Figura 8.Comparativo esfuerzo cortante vs deformación y esfuerzo normal vs deformación unitaria.



Fuente: Portal civil engineering ("Civil Engineering Portal," n.d.)

En el diagrama de un elemento sometido a torsión la pendiente del esfuerzo cortante versus la curva de deformación por esfuerzo cortante se denomina módulo de rigidez.

2.1.11. Teoría de esfuerzo cortante máximo: La teoría del esfuerzo cortante máximo propuesta por Henri Tresca realizada en 1868 estipula que "la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante en una probeta de ensayo a la tensión del mismo material cuando la probeta llega al límite elástico".

Por lo tanto la hipótesis predice que la fluencia ocurrirá cuando

$$\tau_{max} \geq \frac{S_y}{2} \text{ [Ec. 2. 10]}$$

$$S_{sy} = 0.50 S_y \text{ [Ec. 2. 11]}$$

Dónde:

S_y = Es el límite elástico del esfuerzo normal o de tensión.

S_{sy} = Es el límite elástico del esfuerzo cortante.

2.1.12. Teoría de la energía máxima de distorsión: Mr. Huber propuso en 1904 que la fluencia de un material dúctil ocurre cuando la energía de deformación total en un volumen unitario alcanza o excede la energía de deformación en el mismo volumen sometido a fluencia en un aprueba de tensión simple. Y se simplifica para el caso de esfuerzo plano biaxial como:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_y^2 \text{ [Ec. 2. 12]}$$

Para la predicción de falla por cortante, es decir cuando la fluencia empieza:

$$\tau_{max} \geq \frac{S_y}{\sqrt{3}} \text{ [Ec. 2. 13]}$$

Lo que indica que para evitar que la supere el límite elástico $\tau_{max} < \frac{S_y}{\sqrt{3}}$

2.1.13. Resistencia máxima a corte S_{sut} : Es el punto donde el material tiene la mayor resistencia al esfuerzo cortante. Generalmente es el punto de ruptura del material, aunque dependiendo de la composición es el punto donde comienza a perder resistencia hasta que sucede la fractura.

El valor se obtiene de hacer ensayos de materiales a torsión y generalmente se encuentran publicados, para efectos de cálculos, para los casos en que no se encuentre publicado este valor, se puede utilizar las siguientes estimaciones:

$$S_{sut} = 0.65 S_u \text{ [13. 1]} \rightarrow \text{Para aleaciones de aluminio}$$

$$S_{sut} = 0.82 S_u \text{ [13. 2]} \rightarrow \text{Acero estructural}$$

$$S_{sut} = 0.90 S_u \rightarrow \text{Hierro maleable y aleaciones de cobre}$$

$$S_{sut} = 1.30 S_u \text{ [13. 4]} \rightarrow \text{Hierro fundido gris}$$

Donde

S_u = Esfuerzo último de tensión

S_{sut} = Esfuerzo

2.2 MARCO LEGAL O NORMATIVO.

Para realizar un ensayo de torsión, se deben emplear máquinas diseñadas para este tipo de prueba y se debe tener en cuenta la normatividad establecida en normas como la ASTM A938-97, la ISO 7800 o la NTC 3995.

2.2.1. Equipo de ensayo: Las máquinas de ensayo de torsión se clasifican según la capacidad de torsión se encuentran categorizadas de la siguiente forma, pequeña, mediana y grande.

➤ CAPACIDAD DE TORSIÓN PEQUEÑA:

- Máximo torque 22.5 Nm a 225 Nm.
- Velocidad de operación 120rpm a 60rpm.

Aplicaciones:

- alambre
- Tornillos De Hueso
- instrumentos
- Productos Biomédicas
- Interruptores
- Muelles de torsión
- Sujetadores
- componentes Automotrices

➤ CAPACIDAD DE TORSIÓN MEDIANA:

- Máximo torque 565 Nm a 5,650 Nm.
- Velocidad de operación 18rpm a 1.5rpm.

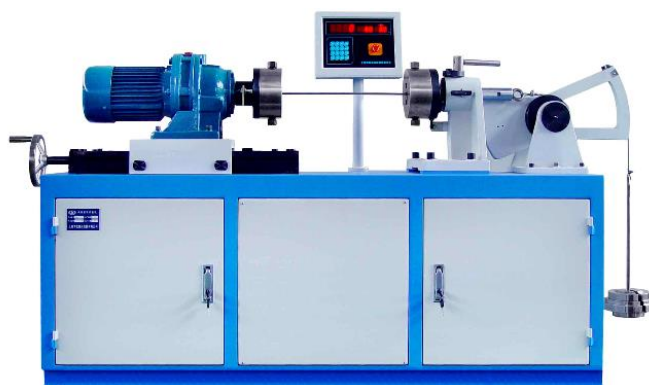
Aplicaciones:

- Alambre.
- Tornillos De Hueso.
- Instrumentos.
- Productos Biomédicas.
- Interruptores.
- Muelles de torsión.
- Sujetadores.
- componentes Automotrices.

➤ CAPACIDAD DE TORSIÓN GRANDE:

- Máximo torque 6000 Nm a 30,000 Nm.

Figura 9. Máquina para ensayo de torsión simple.



Fuente: Hualong, SNX series ("Steel wire simple torsion testing machine_Materials testing machines, Universal testing machines, Servo-hydraulic universal testing machines," n.d.)

2.2.2. Norma técnica Colombiana NTC 3995: Basada en la norma ISO 7800. Esta norma especifica el método para determinar la capacidad que soporta a la deformación plástica durante una torsión simple en una sola dirección, de un alambre metálico de espesor o diámetro de 0.1 mm a 14mm.

- Las mordazas deben tener una dureza mínima de 55 HCR y caras paralelas.
- La máquina de ensayo debe estar construida de tal forma en que no se impida el cambio de longitud entre mordazas, causado por la contracción de la probetita durante el ensayo, y que no se doble la probeta.
- Las mordazas se deben ubicar de tal forma que estas permanezcan durante el mismo eje durante el ensayo.
- La distancia entre las mordazas debe permitir el ajuste y medición para diferentes longitudes de probetas.
- Se debe disponer de una cubierta de protección del operario para los fragmentos que se desprenden violentamente.
- Probeta de ensayo:
 - El alambre que se emplea en el ensayo debe ser lo más recto posible.
 - Si es necesario enderezar el alambre se debe realizar por un método apropiado.

Durante el enderezamiento la superficie del alambre no debe sufrir ningún daño, ni ser sometido a ningún tipo de torsión.

- Equipo y espécimen:
 - a. Las mordazas deben tener una dureza de 55 HRC y cara paralelas, las mordazas recomendadas según el diámetro de la probeta son (ver tabla 1):

Tabla 1. Tipo de mordazas según el diámetro “D” y dimensión característica “H” del alambre.

d (h) mm	Tipo de mordaza
$0.1 \leq d(h) < 0.3$	Lisas
$0.3 \leq d(h) < 3$	Ligeramente dentadas
$3 < d(h) \leq 10$	Acanaladas en V
$10 < d(h) \leq 14$	Lisa* u otro tipo de mordaza
*únicamente para alambre de acero	

- b. La longitud libre entre mordazas depende del diámetro de la probeta (ver tabla 2).

Tabla 2. Longitud libre entre mordazas.

Diámetro probeta [mm]	Longitud libre entre mordazas
$0.1 \leq d < 1$	200 d
$1 \leq d < 5$	100 d
$5 \leq d < 10$	50 d
$10 \leq d < 14$	25 d

➤ Condiciones de ensayo:

En general, el ensayo se realiza en temperaturas ambiente de 10°C a 35°C.

PROCEDIMIENTO

- Se coloca la probeta en la máquina, de tal manera que su eje longitudinal conocida con el eje de las mordazas y permanezca recta durante el ensayo, a menos que sea especificado lo contrario.
- Después de colocar la probeta en la máquina, se gira una mordaza al valor nominal de la velocidad de ensayo $\pm 10\%$ hasta que la probeta se rompa o alcance un número específico de vueltas.

Para verificar el número de vueltas se debería dibujar una línea a lo largo de la longitud de las probetas.

- Si el número de vueltas N, cumple los requisitos de la norma pertinente, se considera que la probeta ha aprobado el ensayo, independientemente de la posición de la falla.

➤ informe de ensayo:

El informe de ensayo debe incluir la siguiente información.

- a) Referencia a la presente norma.
- b) Identificación de la probeta (tipo de material, número de colada, etc.).
- c) Diámetro “d” o dimensión características “h” de la probeta.
- d) Detalles en relación con la preparación de la probeta.
- e) Condiciones de ensayo (longitud libre entre las mordazas, velocidad de ensayo, aplicación del esfuerzo de tensión, etc.).
- f) Número de vueltas.

El informe puede incluir un análisis del tipo de fractura.

Contenido del informe de la prueba.

- a. Referencia a la presente norma
- b. Identificación de la probeta (material, número de colocada etc.)
- c. Diámetro
- d. Método de enderezamiento
- e. Condiciones de ensayo (longitud entre mordazas, velocidad, etc.)
- f. Número de Vueltas

2.2.3.ASTM A938-97 Método estándar para el ensayo de torsión de un alambre:

La norma hace descripción de los requisitos mínimos que debe tener el equipo para que la prueba se lleve a cabo:

- a. Dos cabezas de sujeción en cada extremo que permanecerán coaxial durante la prueba
- b. Una de las cabezas de sujeción se deberá desplazar en el eje de la probeta.
- c. Un mecanismo para contar el número de vueltas realizadas
- d. Una tapa protectora que cubra el área de ensayo.
- e. Una de las cabezas de sujeción debe poder girar alrededor del eje de la probeta, mientras que la otra no se debe someter a ningún tipo de giro, excepto que dicho giro sea necesario para medir el torque.

Así mismo describe el procedimiento de la prueba explicando las velocidades recomendadas para diferentes diámetros:

$$d < 1.02 \text{ [mm]} \rightarrow 90 \text{ [rpm]}$$

$$1.02 < d < 3.61 \text{ [mm]} \rightarrow 60 \text{ [rpm]}$$

$$3.61 < d \rightarrow 30 \text{ [rpm]}$$

Además especifica los datos que debe tener el reporte de la prueba:

- a. Material de la probeta.
- b. Diámetro.
- c. Longitud de prueba.
- d. Número de vueltas hasta la fractura.

3. METODOLOGÍA

La capacidad de una máquina para ensayos de torsión está determinada por el tipo de material de la probeta (aceros, compuestos) y sus dimensiones específicas. Para el caso de este proyecto, se tienen en cuenta las especificaciones de la norma NTC 3995 - ISO 7800 de torsión simple en alambre y en especial el diámetro y su longitud. Teniendo en cuenta estos datos, se procede a esbozar la máquina como etapas para el sistema mecánico, de adquisición de datos y de control, luego se efectúa un diseño preliminar para cada uno de los sistemas mencionados, posteriormente se conforman dos propuestas conceptuales para la máquina, de la cual se elige una a la que se le efectúa el diseño en detalle. Este diseño debe tener un apropiado dimensionamiento de los elementos que constituyen la máquina para soportar los esfuerzos a los que va estar sometida, teniendo en cuenta puntos como la rigidez, resistencia, seguridad, materiales, uniones, entre otros, para garantizar el comportamiento esperado, además se definirá el motor a utilizar; simultáneamente se realiza el diseño de la probeta y fijadores. (Ulrich, 2009)

Antes de la construcción se diseñará el control, teniendo en cuenta que la tarjeta de Adquisición de datos será un Arduino-mega y el software de programación python (software libre). En este paso se definirá la parte de potencia, sensores a utilizar así como el acondicionador de señal para estos, también se inicia con la programación de la aplicación definiendo los parámetros de configuración para el ensayo. Una vez definido el control se valida el diseño mecánico y se comienza la construcción.

Paralelo al proceso de construcción se desarrolla el aplicativo ya con los parámetros establecidos en el diseño de control. Una vez terminados estos dos pasos, se realizarán las pruebas de ajuste, diseñando ensayos para verificar que el comportamiento sea el esperado, si se encuentran fallas, se pasa al punto de retroalimentación para los errores que se presenten, este proceso se realiza hasta que el funcionamiento de la máquina de ensayos sea el apropiado.

Una vez logrado el objetivo anterior el siguiente paso es hacer el manual de uso, donde se especifica el funcionamiento del software, de la máquina, diseño de la probeta que se emplea en la máquina y ejemplos del uso correcto. También se entregará el manual de mantenimiento.

El último paso será documentar todo el proceso realizado en la tesis de grado, y la preparación para la entrega del proyecto.

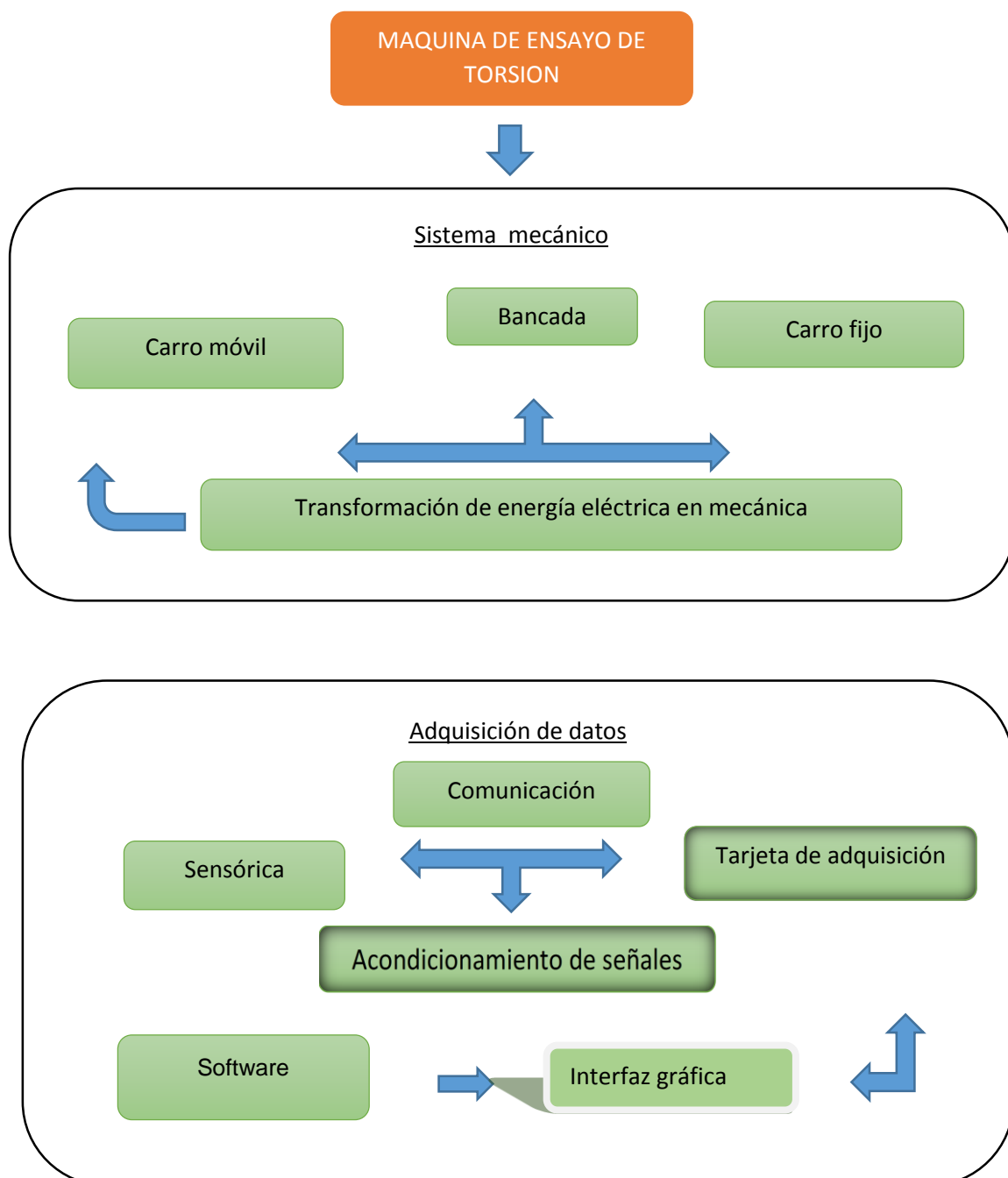
4. DESARROLLO INGENIERIL

Con el propósito de dar cumplimiento al objetivo general planteado en el proyecto máquina de ensayo de torsión, se propone un diseño preliminar a manera de diagrama de flujo, en donde se proyectan las etapas con las que contará la máquina y que están directamente relacionadas con los objetivos específicos.

4.1 DISEÑO PRELIMINAR

El diseño preliminar abarca tres numerales a saber: (1) sistema mecánico, (2) adquisición de datos y (3) sistema control.

Figura 10. Etapas diseño preliminar.

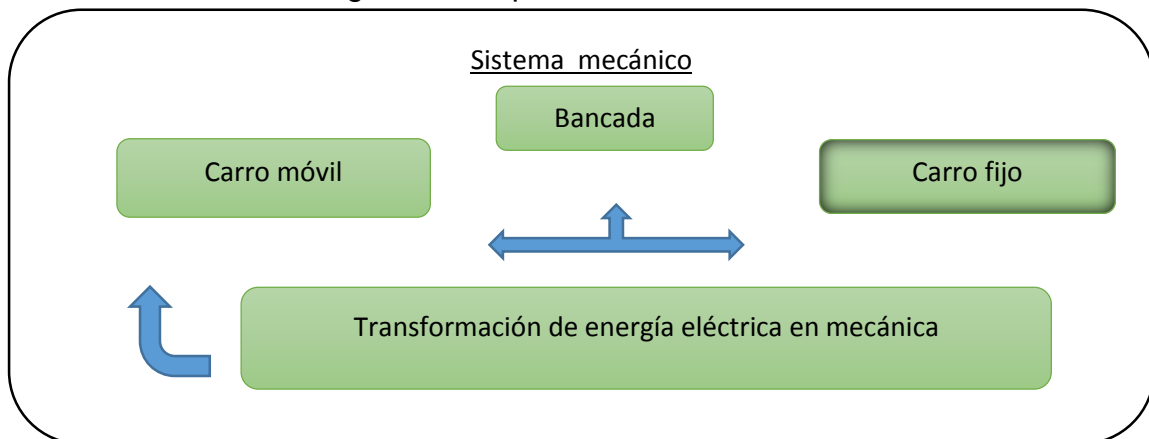




Fuente: los autores.

4.1.1. Diseño preliminar etapa sistema mecánico.

Figura 11. Etapa sistema mecánico.




Fuente: los autores.

Como paso inicial del diseño conceptual del sistema mecánico se hace la selección del tipo de bancada, elemento que es muy importante en la máquina de ensayo de torsión, ya que cumple el objetivo de soportar los carros móvil y fijo, los cuales están encargados de sujetar la probeta a ensayar.

Pensando en la mejor forma de soportar los carros se evalúan tres tipos de bancada los cuales se describen a continuación en la tabla 3.

Tabla 3. Alternativa de solución para la bancada.

Alternativa de solución	Características
<p>Riel lineal.</p> 	<p>Riel para el desplazamiento manual de la maquina con la ventaja de ser fácil de implementar y ahorro de espacio y costos. Estos rieles pueden incluir frenos para evitar desplazamientos involuntarios</p>
<p>Bancada con ranuras en "T"</p>  <p>("Ranurado en T en carro transversal torno," n.d.)</p>	<p>Usualmente se emplea en bancadas de máquinas, que permiten el desplazamiento del carro móvil sujetándolo con tuercas en forma de T mediante pernos, una gran capacidad de carga.</p>
<p>Tornillo sin fin</p>  <p>("topes para carros longitudinal y transversal," n.d.)</p>	<p>Cada vez que el tornillo sin fin da una vuelta completa, el engranaje sujeto al carro móvil avanza un número de dientes igual al número de entradas del sinfín. Es útil para control de posición.</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación del tipo de bancada se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de seleccionar la banca, en la tabla 4 se la matriz de calificación usada para seleccionar dicho elemento.

Fácil construcción: en este criterio se evalúa la facilidad de colocación de los carros móvil y fijo.

Seguridad: este criterio evalúa que tan confiable es cada uno de los tipos de banca.

Montaje: este criterio evalúa la facilidad y el tiempo de montaje de la bancada.

Costo: este criterio evalúa que tan costoso es la concepción de la bancada.

Tamaño: este criterio evalúa que tan grande llegaría a ser la bancada.



Tabla 4. Calificación de bancada.


		Riel lineal.		Bancada con ranuras en "T"		Tornillo sin fin	
Criterio de selección	Peso %	calificación	puntaje	calificación	puntaje	Calificación	puntaje
Fácil construcción	30%	4	1,2	4	1,2	3	0,9
Seguridad	10%	1	0,1	5	0,5	2	0,2
Montaje	25%	4	1	5	1,25	5	1,25
Costo	30%	5	1,5	3	0,9	4	1,2
tamaño	5%	2	0,1	5	0,25	3	0,15
TOTAL	100 %	3,9		4,1		3,7	

Fuente: los autores.

- Una vez definida el sistema de bancada, se procede a evaluar el sistema de carro móvil analizando los sistemas ya empleados en diferentes máquinas, con el fin de seleccionar el más idóneo y de fácil construcción, este sistema debe tener la capacidad de sujetar un lado de la probeta e impedir que esta rote, razón para que este dispositivo sea diseñado especialmente y conserve una simetría con la del carro fijo, que debe sujetar la probeta de tal forma que permanezca alineada durante el ensayo. Pensando en la mejor forma de concebir el carro móvil se presentan las alternativas posibles en la tabla 5.

Tabla 5. Carro móvil.

Alternativa de solución	características
<p>Por fundición</p> 	<p>Sistema de cabezal móvil en fundición, diseñado para realizar su movimiento sobre guías prismáticas, puede ubicarse en cualquier posición de la bancada y soportar en su punta un mandril.</p>
<p>Escuadra en acero 1020:</p>  <p>("Banco de ensayos de torsión para ejes de John Deere - Solutions - National Instruments," n.d.)</p>	<p>Perforada con dos nervios de apoyo y una base que están sujetos mediante un cordón de soldadura, reduce el volumen y costo, con pasantes para pernos de sujeción de disco de copa de torno.</p>

Alternativa de solución	características
<p>Escuadra placas 1020</p> 	<p>Escuadra placas en 1020 con dos nervios de apoyo y una base sujetos mediante pernos de seguridad y con pasantes para sujeción del conjunto para ubicación de galgas.</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación del tipo de carro móvil se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5, siendo 5 el puntaje con mayor valor; en la tabla 6 se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de seleccionar el tipo carro.

Fácil construcción: este criterio evalúa la facilidad de logra el diseño y construcción del carro móvil.

Seguridad: este criterio evalúa que tan seguro es cada uno de la propuesta planteada para el carro móvil.

Montaje: este criterio evalúa la facilidad y el tiempo de montaje de cada uno de las propuestas de carro móvil.

Costo: este criterio evalúa que tan costoso seria el carro móvil según las propuestas generadas, entiéndase que entre más bajo sea el costo mayor puntuación recibe la propuesta.

Tamaño: este criterio evalúa que tan grande llegaría a ser el carro móvil

Tabla 6. Calificación de carro móvil.

		fudicion		escuadra acero al carbono		escuadra placas 1020	
Criterio de selección	Peso %	calificació n	puntaj e	calificació n	puntaj e	Calificació n	puntaj e
Fácil construcción	30%	2	0,6	5	1,5	5	1,5
Seguridad	10%	5	0,5	4	0,4	5	0,5
Montaje	25%	5	1,25	5	1,25	4	1
Costo	30%	2	0,6	4	1,2	5	1,5
tamaño	5%	4	0,2	5	0,25	5	0,25
TOTAL	100 %	3,15		4,6		4,75	

Fuente: los autores.

Luego de definir la idea de carro móvil simultánea mente se de pensar en el carro fijo esto con el propositito de conservar la simetría entre ambos diseños, además este es el que debe sostener el eje de transmisión de potencia a una extremo de la probeta que se hará girar, en la tabla 7 se proponen las alternativas de diseño.

Tabla 7. Alternativa de solución carro fijo.

Alternativa de solución	características
<p>Fundición</p>  <p>(“FAMA - Torno Paralelo 3A-42,” n.d.)</p>	<p>Es el elemento de unión que transmite la potencia entre el husillo y el carro, usualmente empleados en el diseño de tornos, se puede regular su velocidad y avance de maquinado.</p>
<p>Escuadra en acero 1020 al carbono:</p>  <p>(“Banco de ensayos de torsión para ejes de John Deere - Solutions - National Instruments,” n.d.)</p>	<p>con cuatro nervios de apoyo y una base que están sujetos mediante cordones de soldadura, con una cavidad e apoyo de la sujeción de la mordaza</p>
<p>Escuadra en placa de acero 1020</p> 	<p>Escuadra con dos nervios de apoyo y una base sujetos mediante pernos de seguridad y con pasantes para sujeción de brida cuadrada, con un agujero en la mitad para el paso del eje de transmisión del motor.</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación del tipo de carro fijo se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5, siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de realizar el proyecto, en la tabla 8 se la matriz de calificación usada para seleccionar la mejor opción.

Fácil de operar: este criterio evalúa la facilidad de operación del carro fijo.

Seguridad: este criterio evalúa que tan seguro es la transmisión de potencia que va a pasar entre el carro fijo.

Montaje: este criterio evalúa la facilidad y el tiempo de montaje del carro fijo.

Costo: este criterio evalúa que tan costoso sería desarrollar el carro fijo, entendiendo que entre más caro sea la concepción de este menor puntaje recibirá.

Tamaño: este criterio evalúa que tan grande llegaría a ser el carro fijo.

Tabla 8. Calificación de carro fijo.

		fundición		escuadra acero al carbono		escuadra placas 1020	
Criterio de selección	Peso %	calificación	puntaje	calificación	puntaje	Calificación	puntaje
fácil de operar	30%	5	1,5	4	1,2	4	1,2
Seguridad	10%	5	0,5	2	0,2	2	0,2
Montaje	25%	3	0,75	4	1	4	1
Costo	30%	3	0,9	4	1,2	5	1,5
tamaño	5%	5	0,25	4	0,2	5	0,25
TOTAL	100%	3,9		3,8		4,15	

Fuente: los autores.

Luego de evaluar el carro fijo y el móvil y ya que estos están encargados de portar los elementos encargado de sujetar los extremos de la probeta, en donde después de colocar la probeta en la máquina, se gira una mordaza al valor nominal de la velocidad de ensayo $\pm 10\%$ hasta que la probeta se rompa o alcance un número específico de vueltas, mientras que la otra permanece quieta, la probeta se deben ubicar de tal forma que estas permanezcan en el mismo eje durante el ensayo, en la tabla 9 se presentan los tipos de mordazas, según la norma NTC 9395.

Tabla 9. Mordazas.

Alternativa de solución	Características
<p>Mandril de cono morse</p>  <p>(“Acoplamiento para herramientas: el mandril o portabrocas Mecánica Industrial en WordPress.com,” n.d.)</p>	<p>Es una prensa que tiene como objetivo sujetar un objeto, generalmente cilíndrico, usualmente usado para sujetar herramientas rotativas como una broca o posicionado en el eje de un cabezal fijo de un torno para sostener la herramienta de trabajo. Algunos mandriles pueden sujetar objetos con forma carente de simetría radial como lo son triangulares, cuadrados entre otros. Los porta brocas más comunes pueden sujetar brocas de hasta 13 mm de diámetro (o 1/2 pulgada)</p>
<p>Copas de torno auto entrante</p>  <p>(“copa para torno de 3 mordazas autocentrante Herramientas y Máquinas Bogotá alaMaula,” n.d.)</p>	<p>Es una prensa, permite sujetar objetos carentes de simetría radial, posee tres mordazas auto entrantes acanaladas en V.</p> <p>El ajuste de estas es auto entrante ya que se mueven con una sola llave</p>
<p>Copa hexagonal (a la medida)</p>  <p>(“COPA CTE 3/8" 4mm PUNTA HEXAGONAL STANLEY, n.d.)</p>	<p>Llaves hexagonales la herramienta de llave hexagonal se usa para acoplar pernos y tornillos que tienen una cabeza normalizada con una forma hexagonal en la parte superior. Las llaves hexagonales vienen en dimensiones métricas y en pulgadas.</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación del tipo de mordaza o elemento de sujeción de probeta se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de realizar el proyecto, en la tabla 10 la matriz de calificación usada para seleccionar la mordaza.

Seguridad: este criterio evalúa la seguridad del ensayo al emplear este tipo de mordaza.

Montaje: este criterio evalúa la facilidad y el tiempo de montaje de cada uno de los conceptos.

Costo: debido que los tipos de mordazas propuestos se encuentran en el mercado se en este criterio se evalúa su costo, entiéndase que entre mayor sea su costo menor calificación recibirá

Tamaño: este criterio evalúa el tamaño del tipo de mordaza.

Tabla 10. Calificación del tipo de mordaza o elemento de sujeción de probeta.

		mandril		copa de torno auto céntrate		copa hexagonal	
Criterio de selección	Peso %	calificació n	puntaj e	calificació n	puntaj e	Calificació n	puntaj e
Segurida d	40%	4	1,6	5	2	1	0,4
Montaje	25%	3	0,75	5	1,25	5	1,25
Costo	30%	4	1,2	3	0,9	4	1,2
tamaño	5%	5	0,25	5	0,25	5	0,25
TOTAL	100 %	3,8		4,4		3,1	

Fuente: los autores.

Ya evaluadas las mordazas se define el tipo de motor que genera la potencia necesaria para lograr que la probeta falle, en la tabla 11 se presentan los tipos de motor que se encuentran en el mercado, estas máquinas eléctricas se encargan de transformar energía eléctrica a mecánica.

Tabla 11. Tipo de motor.

Alternativa de solución	características
<p>Moto reductor DC</p>  <p>(“Difference between AC Servo Motor and DC Servo Motor - Polytechnic Hub,” n.d.)</p>	<p>Al ser alimentado mediante una señal de voltaje DC esto permite el poder controlar su torque y velocidad al variar esta magnitud de esta, su rango de operaciones limitado respecto a su capacidad de carga.</p> <p>Alimentado 12V Velocidad libre del motor a 6 V: 40 rpm Corriente Libre del motor de 6 V: 250 mA Torque máximo a 6V: 125 oz x in Corriente libre del motor a 12 V: 300 mA Corriente Máxima a 12 V: 5000 mA Torque máximo a 12 V: 250 oz x in</p>
<p>Motor reductor trifásico</p>  <p>(“Linea R,” n.d.)</p>	<p>Velocidad nominal de la caja: 38</p> <p>Ganancia generada por la caja reductora : 44,90</p> <p>Torque entregado por la caja reductora: 100</p> <p>Longitud y diámetro del eje del motor: 25x50</p> <p>Potencia del motor: 0,4</p> <p>Voltaje del motor :220/440</p> <p>Frecuencia del motor [: 60</p> <p>Peso nominal del motor: 11</p>
<p>Motor universal</p>  <p>(“Motor universal - 12 000 rpm, 175 W UR series - Chiaphua Components,” n.d.)</p>	<p>AC Construcción : Universal</p> <p>Velocidad del eje: 960-965 rpm</p> <p>AC Voltaje del motor : 208-230 / 240V</p> <p>Frecuencia de trabajo: 60HZ</p> <p>corriente continua : 16,2-23</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación del tipo de motor se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de seleccionar el tipo de máquina eléctrica, en la tabla 12 se la matriz de calificación usada para escoger la propuesta de motor del proceso de diseño.

Fácil de operar: este criterio evalúa la facilidad de logra poner en marcha el motor.

Seguridad: este criterio evalúa que tan seguro es cada uno de los conceptos para el operario.

Control: este criterio evalúa la facilidad de controlar la velocidad y el torque del motor.

Costo: este criterio evalúa qué tan costoso es el motor, entiéndase que entre mayor sea el costo más baja será la calificación que recibirán.

Acoplamiento: de eje de transición: este criterio evalúa la facilidad de lograr el acoplamiento con la mordaza que va a girar.

Tabla 12. Calificación de motor.

		Moto reductor DC		Moto reductor trifásico		motores universales	
Criterio de selección	Peso %	Calificación	puntaje	calificación	puntaje	Calificación	puntaje
fácil de operar	30%	5	1,5	4	1,2	3	0,9
seguridad	10%	4	0,4	5	0,5	4	0,4
control	25%	5	1,25	4	1	3	0,75
Costo	30%	2	0,6	4	1,2	3	0,9
acoplamiento	5%	5	0,25	5	0,25	5	0,25
TOTAL	100%	4		4,15		3,2	

Fuente: los autores.

Con el propósito de determinar cuáles deben ser los elementos que deben conformar el sistema mecánico, se ha elaborado la tabla 13, en donde se realiza la tabulación de los resultados de las calificaciones de las partes de máquina descritas anteriormente, con el fin de seccionar las dos alternativas con mayor puntuación.


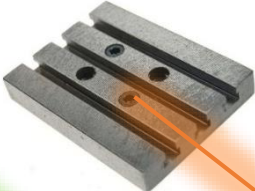


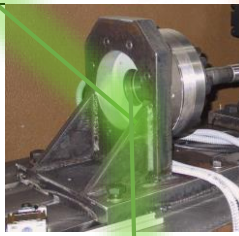










Tabla 13. Tabulación de resultados tablas de calificación.

PARTE DE MAQUINA	PUNTUACIÓN		
	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
BANCADA	3,9	4,1	3,7
CARRO MÓVIL	3,15	4,6	4,75
CARRO FIJO	3,9	3,8	4,15
MORDAZA	2,6	2,9	2,8
MOTOR	4	4,15	3,2

Fuente: los autores.

4.1.1.1 Matriz morfológica. En esta matriz se resumen las alternativas de solución de elementos que componen la máquina para facilitar la generación de propuestas de diseño, se configuran las dos mejores opciones a manera de caminos, teniendo en cuenta la puntuación obtenida en las matrices de calificación de los elementos que componen la máquina tabla 14. El trazo de los caminos corresponde al primer y segundo puesto obtenidos en la evaluación de los elementos de máquina, identificando el primer lugar con las líneas naranjas y el segundo con las líneas verdes, donde se puede visualizar las partes correspondientes al trazo de cada opción

Tabla 14. Matriz morfológica.

Elementos de máquina	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3
Bancada.			
Carro móvil			
Carro fijo			
mordaza			
motor			

Fuente: los autores.

4.1.2. Diseño preliminar etapa adquisición de datos.

Como paso inicial del diseño preliminar del sistema de adquisición de datos, se inicia la selección del sistema de sensorica, necesaria para lograr la adquisición de datos de la máquina de ensayo de torsión, se deben sensorar dos variables la carga del motor y los grados de desplazamiento angular del eje de transmisión, para determinar la potencia necesaria para lograr la fractura o falla de la probeta.

Figura 12.Etapa adquisición de datos.

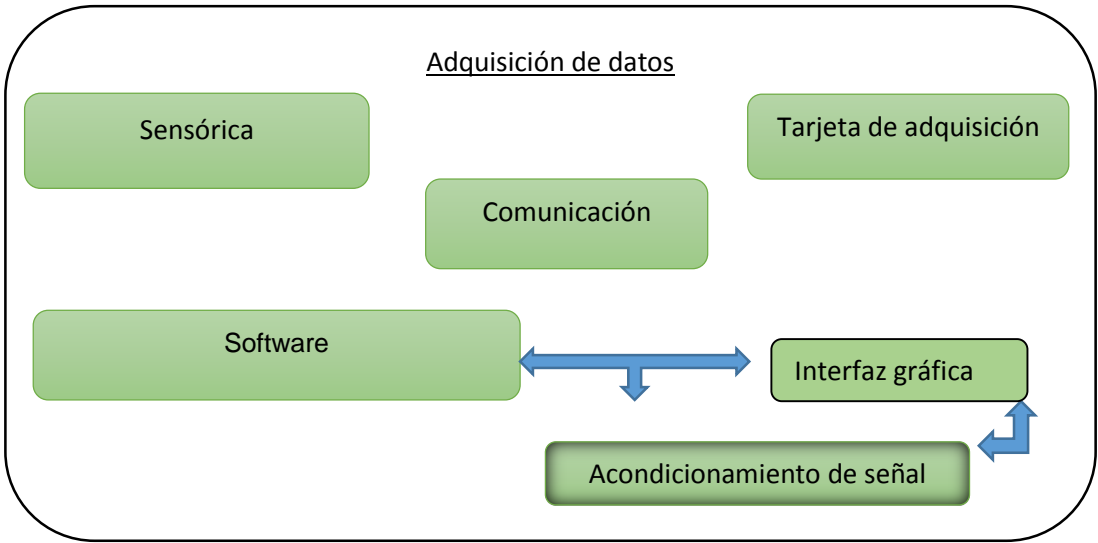




Tabla 15. Alternativa de solución sensor de posición angular del eje de transmisión.

Alternativa de solución	Características
<p>Sensor de carga/fuerza</p>  <p>("Tekscan Pressure Mapping, Force Measurement, & Tactile Sensors," n.d.)</p>	<p>Sensor que actúa como una fuerza de detección de resistencia en un circuito eléctrico. Cuando se aplica una fuerza al sensor, su resistencia disminuye y cuando se descarga su resistencia es muy alta. El comportamiento de este sensor es lineal con una precisión + 3%.</p>
<p>Sensor Piezoeléctrico cerámico</p>  <p>("Instituto de Biomecánica," n.d.)</p>	<p>Sensor cerámico que se comprime al realizar una fuerza y produce una tensión eléctrica. Este elemento aporta una componente vertical de la fuerza de reacción.</p> <p>Se usa en plantillas instrumentadas para medir y analizar las presiones</p>

Alternativa de solución	Características
	generadas en la planta del pie.
De efecto hall  ("Corriente : tdrobótica.co," n.d.)	Estos sensores son muy útiles para medir la cantidad de corriente esta circulado por un sistema, con esta medición se puede realizar etapas de control de carga entre otras, que aumentan o disminuyan el trabajo del sistema.

Fuente: los autores.

Nota: efecto piezo resistivo, el cual es la propiedad que tienen ciertos materiales de cambiar el valor nominal de su resistencia cuando se lea somete a ciertos esfuerzos y se deforman en dirección de los ejes mecánicos.

Para la evaluación del tipo de sensor a usar para el registro de carga del motor se crea la tabla 16 de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora seleccionar el sensor.

La resolución: en este criterio se evalúa el tipo de datos que genera y el número de datos que suministra por segundo.

El rango de operación: en este criterio se evalúa versatilidad de tomas de datos a diferente escala.

Exactitud: en este criterio se evalúa el error mínimo porcentual.

Costo: en este criterio se evalúa el valor o costo, entiéndase que entre mayor es el costo menor calificación recibirá.


Tabla 16. Calificación del sensor de carga del motor.

		Galga extensiométrica		piezoeléctrico		De efecto hall	
Criterio de selección	Peso %	calificación	puntaje	calificación	puntaje	Calificación	puntaje
resolución	30%	4	1,2	4	1,2	5	1,5
rango de operación	20%	3	0,6	4	0,8	5	1
exactitud	30%	4	1,2	3	0,9	4	1,2
Costo	20%	1	0,2	3	0,6	4	0,8
TOTAL	100%	3,2		3,5		4,5	

Fuente: los autores.

Sensor de posición angular del eje de transmisión, determina los grados de desplazamiento desde el punto inicial hasta el final durante la prueba tabla 17.



Tabla 17. Alternativa de solución sensor de posición angular del eje de transmisión.


Alternativa de solución	Características
<p>Encoder incremental de eje hueco</p>  <p>Autonics H30-1024</p>	<p>Es un transformador rotativo que transforma un movimiento angular en una serie de pulsos digitales, estos pulsos pueden ser empleados para controlar el desplazamiento de tipo angular o lineal.</p> <p>A una frecuencia de 80HZ.</p> <p>1024 pulsos por vuelta.</p>

Fuente: los autores.

Tarjeta de adquisición de datos, se emplea para recibir y transmitir los datos de los sensores mediante cable USB a la computadora para lograr la visualización de los resultados en la tabla 18 se presentan las diferentes alternativas.

Tabla 18. Alternativa de solución tarjeta de adquisición.

Alternativa de solución	características
<p>Microcontrolador</p>  <p>("micro Microcontroladores en WordPress.com," n.d.)</p>	<p>Algunos poseen cristal oscilador para mayor velocidad de adquisición, 54 pines digitales que funcionan como entrada/salida; 16 entradas análogas, para su implementación se debe desarrollar una baqueta o impreso, esta es la que define su tipo de conexión a la computadora, velocidad y su protocolo de comunicación.</p>
<p>Arduino</p>  <p>("Arduino - Home," n.d.)</p>	<p>Software compatible con Labview y Matlab, 54 pines digitales que funcionan como entrada/salida; 16 entradas análogas, un cristal oscilador de 16 MHz, una conexión USB; Pines digitales de Entrada/Salida: 54 (de los cuales 15 proveen salida PWM)</p> <p>Pines análogos de entrada: 16</p> <p>Memoria Flash: 256 KB SRAM: 8KB</p> <p>EEPROM: 4KB, Velocidad de adquisición: 16 MHz</p>

Alternativa de solución	características
<p>mydaq</p>  <p>(“National Instruments Colombia,” n.d.)</p>	<p>Sistema portátil de adquisición de datos, energizado por USB. Cuenta con un puerto de entradas/salidas analógicas y líneas digitales. Programación en LabVIEW, posee 2 canales, Resolución ADC 16 bits, frecuencia de muestreo máxima 200 kS / s, tiempo de resolución 10ns, el bus de paso (-3 dB), entrada analógica DC a 400 kHz</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación de que tarjeta de adquisición se va a emplear se genera la tabla 19 de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de realizar la selección.

Tiempo de muestreo: este criterio se evalúa que en el momento de registra los datos estos sean evaluados en tiempo real.

Rango de compatibilidad de interfaz: en este criterio se evalúa la compatibilidad de la tarjeta con el software de interfaz gráfica.

Costos: en este criterio se evalúa el costo de inversión.


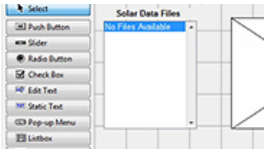
Tabla 19. Calificación de conceptos.

		Microcontrolador		Arduino		mydaq	
Criterio de selección	Peso %	calificación	puntaje	calificación	puntaje	Calificación	puntaje
tiempo de muestreo	30%	2	0,6	4	1,2	5	1,5
rango de operación	30%	2	0,6	5	1,5	1	0,3
Costo	40%	2	0,8	5	2	3	1,2
TOTAL	100%	2		4,7		3	

Fuente: los autores.

Para el desarrollo del sistema de control se debe seleccionar la plataforma de diseño o interacción del usuario mediante un software existente tabla 20, el cual permita el acondicionamiento de las señales enviadas por la tarjeta de adquisición, igualmente desde la misma se debe poder controlar el proceso del ensayo de torsión.

Tabla 20. Opciones software.

Alternativa de solución	Características
<p>Labview</p>  <p>("National Instruments Colombia," n.d.)</p>	<p>El software LabVIEW es ideal para cualquier sistema de medidas y control y el corazón de la plataforma de diseño de NI, es una plataforma interactiva de bloques.</p>
<p>Matlab</p>  <p>("MathWorks - MATLAB and Simulink for Technical Computing," n.d.)</p>	<p>Es un lenguaje de alto nivel y un entorno interactivo para el cálculo numérico, la visualización y la programación, basado en lenguaje C, comúnmente empleado en modelamiento matemático.</p>
<p>C++</p> <pre> #include <iostream> using namespace std; int main() { int a,b,c,d; cout<<"Digite el valor de a:"<<endl; cin>>a; cout<<"Digite el valor de b:"<<endl; cin>>b; cout<<"Digite el valor de c:"<<endl; cin>>c; cout<<"Digite el valor de d:"<<endl; cin>>d; cout<<"El resultado es:"<<endl; cout<<"a+b+c+d="<<a+b+c+d<<endl; return 0; } </pre> <p>("C++ Language - C++ Tutorials," n.d.)</p>	<p>Es un lenguaje de programación que permite al programador un mayor control sobre lo que está haciendo, esto se logra con un gran número de líneas de código.</p>

Fuente: los autores.

Para la evaluación del software se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de realizar el proyecto, la tabla 21 matriz de calificación usada para seleccionar el concepto ganador del proceso de diseño.

Facilidad de implementación: en este criterio se evalúa el conocimiento que ya se pose sobre el lenguaje de programación.

Adecuación de señales: este criterio evalúa la visualización y adecuación de las señales.

Visualización de la interfaz gráfica: en este criterio se evalúa el contorno grafico del programa.

Comunicación: en este criterio se evalúa la implementación de los protocolos de comunicación.

Tabla 21. Calificación de conceptos.

		Labview		Matlab		c++	
Criterio de selección	Peso %	calificación	puntaje	calificación	puntaje	Calificación	puntaje
facilidad de implementación	30%	5	1,5	5	1,5	3	0,9
adecuación de señales	30%	4	1,2	5	1,5	3	0,9
visualización de interfaz grafica	30%	5	1,5	5	1,5	3	0,9
comunicación	10%	5	0,5	5	0,5	3	0,3
total	100 %	4,7		5		3	

Fuente: los autores.

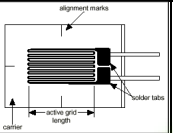
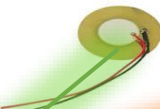
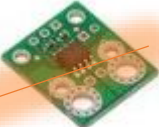




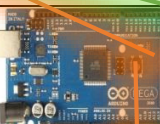
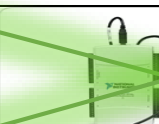

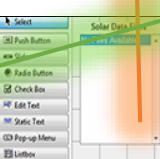

4.1.2.1 Matriz morfológica. Con el propósito de trazar dos caminos de propuesta para la adquisición de datos se realiza la tabulación de los resultados de las calificaciones de las partes o elementos necesarios para lograr este pasó con el fin de seccionar las dos alternativas con mayor puntuación en la tabla 22.

Tabla 22. Tabulación de resultados tablas de calificación.

PARTE DE MAQUINA	PUNTUACIÓN		
	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Sensor de carga del motor	3,2	3,5	4,5
Sensor de posición angular del eje de transmisión.	5	5	5
Tarjeta de adquisición.	2	4,7	3
software	4	5	3

Fuente: los autores.

Tabla 23. Matriz morfológica.

Elementos de máquina	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Sensor de carga del motor			
Sensor de posición angular del eje de transmisión.			
Tarjeta de adquisición.			
software			

Fuente: los autores.

En el trazo de los caminos se tiene dos propuestas del diseño de la adquisición de datos, para el sensado de posición angular del eje de transmisión se cuenta con solo una opción este será empleado en las dos alternativas resultantes. Propuesta con mayor puntuación está conformado por un sensor de efecto hall y como tarjeta de adquisición se emplea un arduino y se emplea Matlab como software, en el segundo se contaría con un sensor piezoeléctrico y se implementaría con una tarjeta mydaq, debido a eso se usará la plataforma de Labview.

El trazo de los caminos corresponde al primer y segundo puesto obtenidos en la evaluación de los elementos de adquisición, identificando el primer lugar con las líneas naranjas y el segundo con las líneas verdes, donde se puede visualizar las partes correspondientes al trazo de cada opción.

4.1.3. Diseño preliminar etapa sistema de control.

Figura 13. Etapa Sistema de control.



Fuente: los autores.

De acuerdo a los elementos que conforman el sistema mecánico y los elementos que están involucrados en el sistema de adquisición para la máquina de ensayo de torsión, se hace un análisis de las técnicas de control que permiten el correcto funcionamiento de la máquina para llegar a determinar cuál es la más viable, mediante una tabla 24 con una respuesta única sí o no.

Tabla 24. Viabilidad técnica de control.

TÉCNICAS DE CONTROL	VIABILIDAD		CONCEPTO
	SI	NO	
control inteligente		no	La sensórica que va a ser implementada para la adquisición de datos, tiene el objetivo de generar el valor del desplazamiento angular, el torque generado por el motor y no está configurada para trabajar como retroalimentación del sistema de control.
control óptimo		no	Esta técnica de control requiere de la adquisición de variables en función del tiempo y con los sensores escogidos no se puede implementar.
control clásico		no	La implementación de esta técnica requiere una retroalimentación, sin embargo los elementos industriales seleccionados están acondicionados para generar el valor del desplazamiento angular y el torque generado

TÉCNICAS DE	VIABILIDAD		CONCEPTO
			por el motor, por este motivo no se puede aplicar.
control difuso		no	Este control se realiza mediante un criterio personal o definido por parámetros externos al sistema a controlar, mediante programación de la lógica difusa, aumentando el consumo de memoria de la tarjeta de adquisición lo que genera una lentitud en la recepción y envío de datos.
ON/OFF	Si		El ensayo termina al romper la probeta, y esto se logra mediante la implementación de un control ON/Off justo cuando la gráfica tiende a un comportamiento lineal.

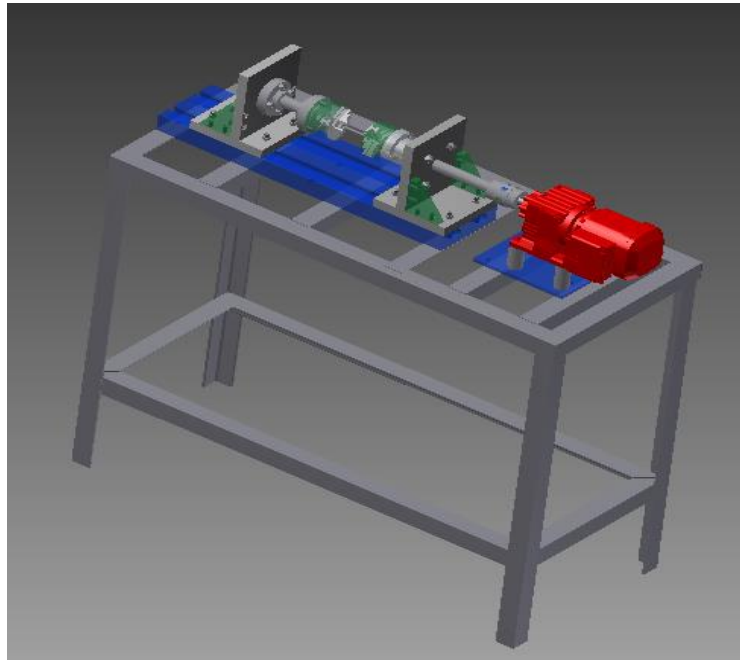
Fuente: los autores.

Como al instante que el material entre en fluencia se produciría un comportamiento lineal en la señal del sensor, lo que indicaría la terminación del ensayo y paro del sistema.

4.2. DISEÑO CONCEPTUAL MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN.

Para lograr un diseño conceptual de los componentes que se han analizado en los numerales anteriores, se procede a integrarlos y valorarlos a través de las propuestas que se presentan a continuación en la figura 14.

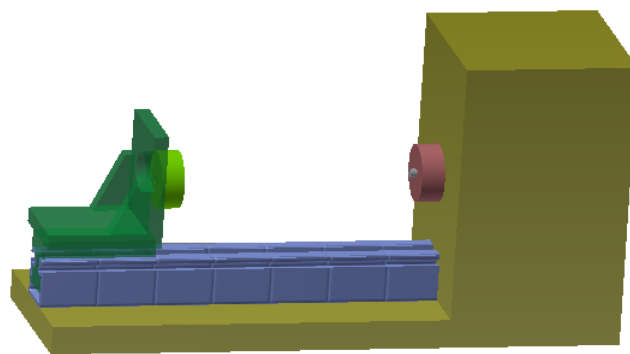
Figura 14.Primer diseño conceptual.



Fuente: los autores.

El primer diseño conceptual muestra el carro móvil y el carro fijo conformados en dos escuadras de acero que se pueden desplazar con facilidad en la bancada gracias a la ranura interna que esta posee. Los carros se anclan con firmeza a esta bancada por medio de unos dispositivos en T, las copas auto-centrantes ubicadas en cada uno de los carros, permiten asegurar de forma rápida fácil la probeta y en caso de des alineamiento, hacer una corrección lineal de esta. La transmisión de potencia se realizaría mediante un motor trifásico con variador (ver figura 15).

Figura 15.Segundo diseño conceptual.



Fuente: los autores.

Este segundo concepto, es una propuesta concebida con la interacción de los elementos de máquinas que habían recibido la segunda calificación. En él se pueden observar la bancada conformada por dos rieles lineales, el carro móvil en escuadra de acero al carbono, el carro fijo fabricado en fundición gris y como elemento de sujeción de la probeta, dos copas hexagonales a la medida. La transmisión de potencia se realiza mediante un motor de corriente directa.

Para la evaluación de diseños generados por la matriz morfológica, se ha creado una tabla de calificación de 1 a 5 siendo 5 el puntaje con mayor valor, en esta tabla se evalúan los criterios tenidos en cuenta a la hora de realizar el proyecto, en la tabla 25 se la matriz de calificación usada para seleccionar el concepto ganador del proceso de diseño.

Facilidad de colocación de la probeta: este criterio evalúa la facilidad de ubicación y alineación de la probeta a ensayar.

Versatilidad: este criterio evalúa la variedad de probetas que se pueden ensayar.

Seguridad: este criterio evalúa la seguridad del operario al trabajar con esta máquina.

Costo: este criterio evalúa que tan costoso realizar el proyecto según cada uno de los conceptos, indicando que un menor costo obtiene una mayor calificación.

Tabla 25. Matriz de calificación diseños conceptuales.

		PRIMER PUESTO DE EVALUACIÓN		SEGUNDO PUESTO DE EVALUACIÓN	
Criterio de selección	Peso %	calificación	puntaje	calificación	puntaje
fácil de colocación de la probeta	20%	5	1	4	0,8
versatilidad	20%	5	1	1	0,2
seguridad	50%	5	2,5	3	1,5
Costo	10%	1	0,1	4	0,4
TOTAL	100%	4,6		2,9	

Fuente: los autores.

Luego de verificar los resultados obtenidos por las propuestas de diseño se selecciona la opción correspondiente al primer lugar en puntuación de la evaluación de partes de máquina, solo se denota que esta es más costosa referente a la otra pero es más versátil y proporciona seguridad al operario.

4.3 DISEÑO DE DETALLE.

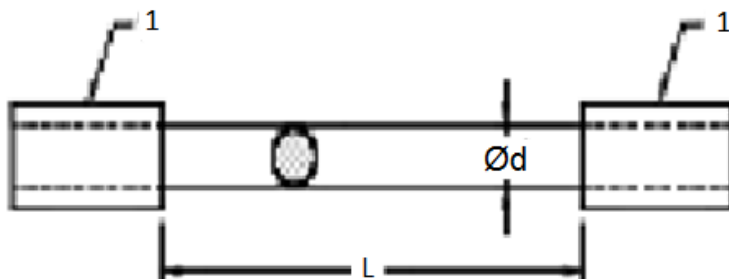
Una vez determinada la propuesta que se va a desarrollar, se procede a realizar los cálculos y especificaciones de cada uno de los sistemas iniciando por el mecánico.

4.3.1 Cálculos para el sistema mecánico.

Para determinar las especificaciones del sistema mecánico, hay que tener en cuenta que estas dependen directamente de la resistencia que la probeta ejerce al esfuerzo cortante producido por la torsión a la que está sometida durante la prueba.

4.3.1.1 Tipos de probetas. Si bien la norma NTC 3995 especifica el diámetro o espesor de la probeta con un rango que va desde 0.1mm hasta 14mm, se ha decidido evitar trabajar diámetros menores a 4mm, ya que estos pueden ocasionar deformaciones durante el maquinado, por lo que se resolvió trabajar diámetros entre 4mm -14mm.

Figura 16.Probeta.



Fuente: ICONTEC NTC 3995.

En lo que se refiere a la longitud libre entre mordazas, la norma estipula que para un diámetro entre $5 \leq d < 10\text{mm}$, se debe contar con una longitud de $50d$.

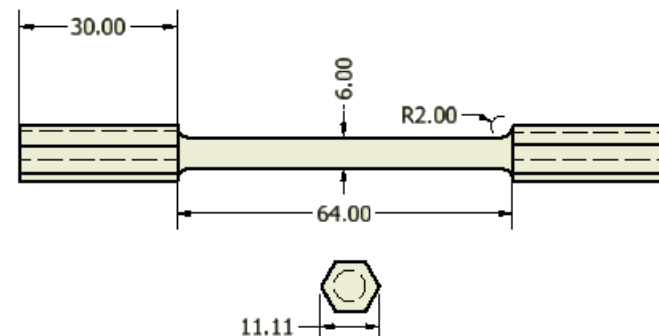
Aunque ya se hizo mención en los alcances del proyecto que las dimensiones de la probeta estarían sujetas a las medidas establecidas en la norma la NTC 3995, no obstante la norma ASTM expresa que la longitud de las probetas pueden adaptarse a las distintas luces y mordazas de las máquinas de ensayo, conservando la relación de diámetros antes mencionada; por este motivo el grupo de trabajo acordó una modificación para la longitud del espécimen por las siguientes consideraciones:

- 1) Para el rango 4mm -14 mm seleccionado, pueden haber 10 opciones para el diámetro lo cual repercute directamente en la longitud de la probeta, por ejemplo si se elige 4mm u 8mm, la longitud libre entre mordazas debe ser de 400mm, lo que con llevaría a construir una bancada con unas dimensiones de 1.50 m y una longitud de máquina de 1.80m aprox.
- 2) El presupuesto para construir la bancada y otras partes de máquina para ensayo de torsión es muy limitado, por lo que esta se debe fabricar específicamente con la fresadora universal de la universidad y esta no permite maquinar superficies más grandes que su área de trabajo (80cm).
- 3) Si se fabrica una probeta de 8 a 14mm, se requiere de un torque de 50 a 274 N-m, que solo es posible con moto reductor trifásico.
- 4) Para elaborar una probeta con unas medidas específicas, se requiere una barra con unas dimensiones superiores que permitan desbastar la mínima cantidad de material hasta lograr el diámetro. Comercialmente una barra hexagonal se encuentra en medidas que van desde $1/4" \leq d \leq 2"$, sin embargo para las medidas de 2" solo se consiguen aceros 1020 y 1045, además de bronce, lo que no permite realizar la prueba con otro tipo de aceros, por este motivo se eligió 7/16" como una medida para la cual se encuentra en el comercio la mayor variedad de materiales. Este diámetro también reduce el tiempo de maquinado y no se flexa y reduce el costo de producción.

Después de este análisis y considerando las limitantes, se determinó trabajar con un diámetro de 6mm y una longitud entre mordazas de 64 mm, lo que conlleva a fabricar una bancada de 80 cm aproximadamente, que es lo se puede construir en la fresadora universal. Cabe mencionar que para realizar un buen ensayo de torsión, la máquina debe garantizar que la probeta no se deslice entre el espécimen de prueba y el dispositivo de sujeción, por lo tanto para evitar este deslizamiento, se ha optado por elegir barras de acero o aleaciones con sección transversal hexagonal, con las que se van a construir las probetas. Otro aspecto importante para la probeta, la capacidad de sujeción requerida, para esto se adicionó en cada extremo una longitud 30mm.

Las dimensiones finales de la probeta que se ha estandarizado para trabajar en la máquina para ensayos de torsión, se presentan en la figura 17. Es importante advertir que la probeta tienen una muesca con ángulo mínimo de curvatura de 2 grados, que no afecta el desempeño de la prueba y puede ser ignorado, debido a que el efecto de la fluencia en los materiales dúctiles reduce la intensidad de la concentración de esfuerzo por lo que distribución del esfuerzo cortante será más uniforme.

Figura 17. Dimensiones estandarizadas para la probeta.



Fuente: los autores.

4.3.1.2 Cálculo del torque nominal de la máquina. El torque nominal es uno de los parámetros más importantes de la máquina, para establecer su valor, se tiene en cuenta la relación directa que hay entre la resistencia del material de la probeta y el torque necesario para lograr su deformación y ruptura. El torque mínimo que debe generar en el banco de pruebas de torsión, debe estar por encima del torque necesario para una prueba con un material de alta resistencia como es el caso del 4140.

Los datos técnicos para un Acero 4140 normalizado, son una resistencia a la fluencia de $S_y = 655 \text{ MPa}$ y una resistencia última $S_{ut} = 1020 \text{ MPa}$, lo que lo convierte en uno de los materiales comerciales más resistentes, por lo que es un buen candidato para definirlo como material crítico del banco de pruebas. Partiendo de los datos de este material, se calcula el torque mínimo posible que debe ser generado por la máquina de ensayos.

Aunque el criterio de falla por Tresca y Energía de Distorsión son ampliamente usados en el diseño de máquinas para predecir el punto donde comienza la fluencia, no se van a aplicar en este caso en particular para determinar el torque mínimo, ya que el objetivo de la prueba es someter la probeta a un esfuerzo cortante máximo que logre fracturar el material, por este motivo solo se toma el valor del esfuerzo último.

El cálculo del torque mínimo requiere del valor del esfuerzo cortante máximo, sin embargo este dato no aparece directamente en tablas, por lo que hay que tomar el valor del esfuerzo normal y recurrir a la siguiente expresión.

$$\tau_{sut} = 0.82 S_u$$

$$\tau_{sut} = 0.82 (1020 \text{ Mpa})$$

$$\tau_{sut} = 836.4 \text{ Mpas} = \tau_{min}$$

Ahora para determinar el torque máximo se aplica la ecuación 2.2, de la cual se despega el torque, y se utilizan los datos geométricos de la probeta estandarizada.

$$\tau_{min} = \frac{T_{min} c}{J} \text{ [Ec. 2.2]}$$

$$T_{min} = \frac{(836.4 \times 10^6) \left(\frac{\pi}{2} (3 \times 10^{-3})^4 \right)}{3 \times 10^{-3} \text{ mm}}$$

$$T_{min} = 35.473 \text{ N.m}$$

El torque mínimo que entrega el motor debe estar por encima de 35.5 N-m.

4.3.1.3 Cálculo de la potencia del motor. Las normas ASTM e ISO, especifican las velocidades de operación del motor para realizar este tipo de prueba. Para probetas entre 5mm y 10 mm la velocidad ideal debe ser de 30 RPM:

$$RPM = 30 \frac{rev}{min}$$

$$\omega = 30 \frac{Rev}{min} \left(\frac{2\pi}{Rev} \right) \left(\frac{mi}{60 seg} \right)$$

$$\omega = 3.14159 \text{ rad/seg}$$

Para definir cuál debe ser el torque necesario que debe entregar el motor, se asigna un factor de seguridad de 2 al torque mínimo con el fin de garantizar el correcto funcionamiento del mismo.

$$T_{neces} = 2 * 35.473 \text{ N.m}$$

$$T_{neces} = 70.95 \text{ N.m}$$

Y como la potencia de un motor se define como el producto del torque y la velocidad angular se obtiene:

$$P = T_{min} * \omega = 70.95(3.14159)$$

$$P = 223 \text{ Watts}$$

Revisando los catálogos comerciales se encuentra un motor reductor que posee estas características tal como se describen a continuación en la figura 18 se puede observar la placa del motor:

- Velocidad nominal del motor : 1700
- Velocidad nominal de la caja [1/min] : 38
- Ganancia generada por la caja reductora : 44,90
- Torque entregado por la caja reductora [Nm] : 100
- Longitud y diámetro del eje del motor [mm] : 25x50
- Potencia del motor [kW] : 0,4
- Voltaje del motor [V] : 220/440
- Frecuencia del motor [Hz] : 60
- Peso nominal del motor [Kg] : 11

Figura 18.Placa motor SEW.



Fuente: Sew Eurodrive.

4.3.1.4 Selección mordazas a emplear: Según especificación de la norma NTC 3995 en su anexo A (tabla 1), se especifica que para diámetros $3 < d(h) \leq 10\text{mm}$ se debe emplear mordazas acanaladas en V; este tipo de mordazas usualmente son empleadas en gran variedad de máquinas herramientas, además cumple con los criterios de selección como los costos y capacidad de sujeción, en la figura 19 se muestra una copa de torno auto-centrante y en la figura 20 el CAD desarrollado mediante la toma de medidas de la copa elegida.

La copa elegida tiene las siguientes características:

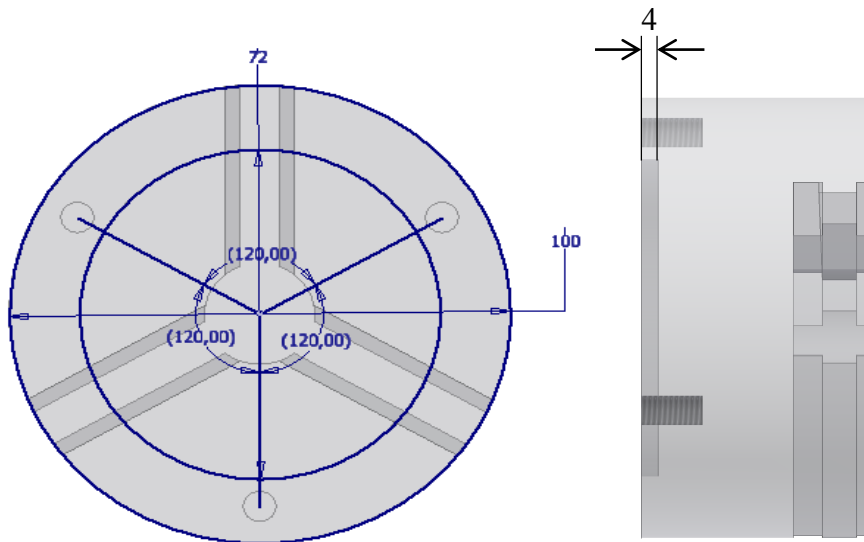
- Material: hierro de función
- Tamaño: 100 mm de diámetro
- Rango de sujeción: 0 - 45 mm
- Tres mordazas acanaladas en V
- Agarre máx. de mordazas: 35 mm
- Agujeros de sujeción con tornillos de seguridad M8x1.25

Figura 19. Copa de torno de tres mordazas auto-centrante.



Fuente: ("K11 series three-jaw self-centring chucks _Zhejiang Yuanpai Machine Tool Accessory Co., Ltd," n.d.)

Figura 20. CAD de copa.



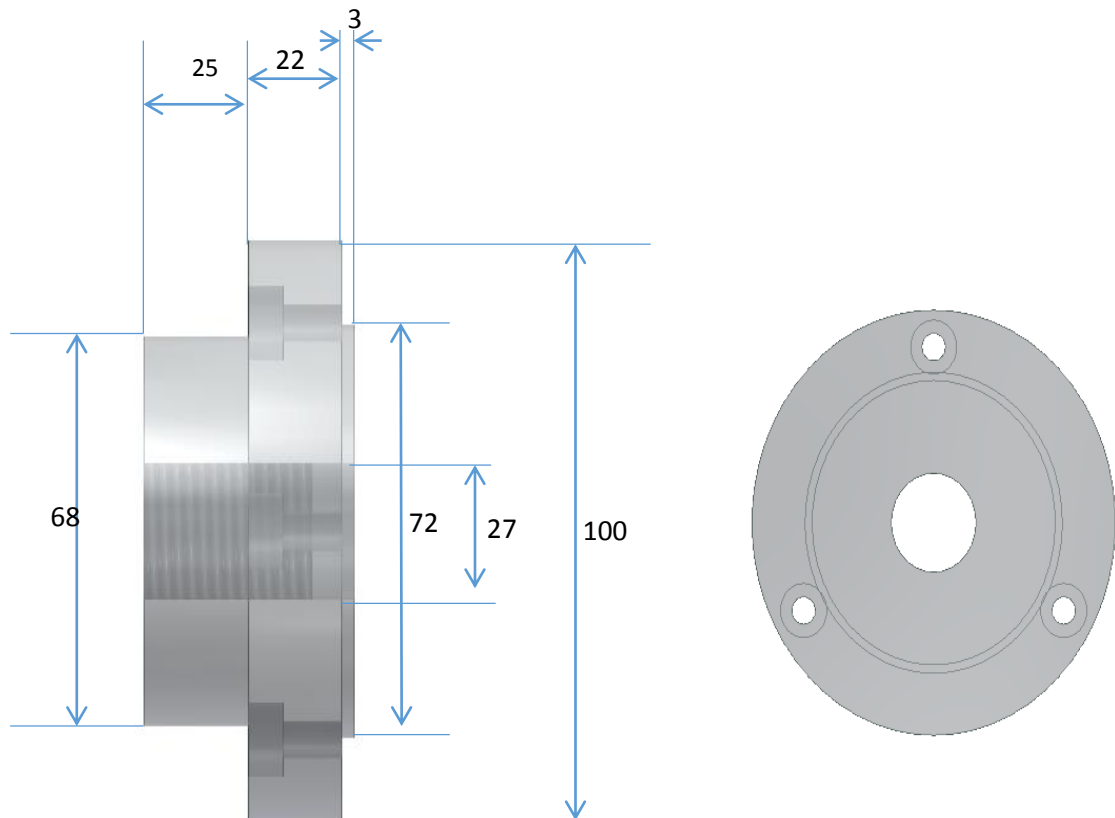
Fuente: los autores.

4.3.1.5 Selección del disco copa y eje de transmisión. Ya que el diámetro del eje de transmisión está limitado, al encoder de eje hueco que actuará como pasante, este posee un diámetro interno de 30 mm, con una ranura de 3mm de ancho por 30 mm de largo para ubicar una cuña con el fin de evitar el deslizamiento de este.

El eje de transmisión en sus extremos está acoplado con el motor y disco de copa, la unión con el motor se realiza mediante culingo (acople de araña) y una cuña, al otro costado con el disco de copa por medio de rosca inversa, ya que el ensayo de torque simple se realiza hacia un solo sentido, lo que genera un auto apriete entre las el eje y disco de copa, la rosca se diseña un diámetro de 27 mm y longitud parcial de 40 mm con el fin de crear un tope de seguridad en caso dado que en ocurra algún daño en la rosca.

Luego de seleccionar el tipo de mordazas en donde se define que estas deben ser acanaladas en forma de V, para lograr una mejor sujeción, ya que estas se encuentran en mandriles para torno o las copas de torno, se diseña el disco de copa teniendo como referencia la geometría de la copa de torno medidas que se definen en la figura 21.

Figura 21.CAD disco de sujeción de copa.



Fuente: los autores.

4.3.1.6 Diseño del carro móvil y carro fijo. El diseño se genera mediante escuadra en placa de acero 1020, siguiendo los requerimientos del marco normativo en donde una de las copas debe tener libre desplazamiento a fin de hacer pruebas con probetas de diferentes longitudes, por lo que se diseña un soporte móvil nombrado carro móvil y para la copa permanece en un punto asentado y que soporta el eje de transmisión se nombra carro fijo.

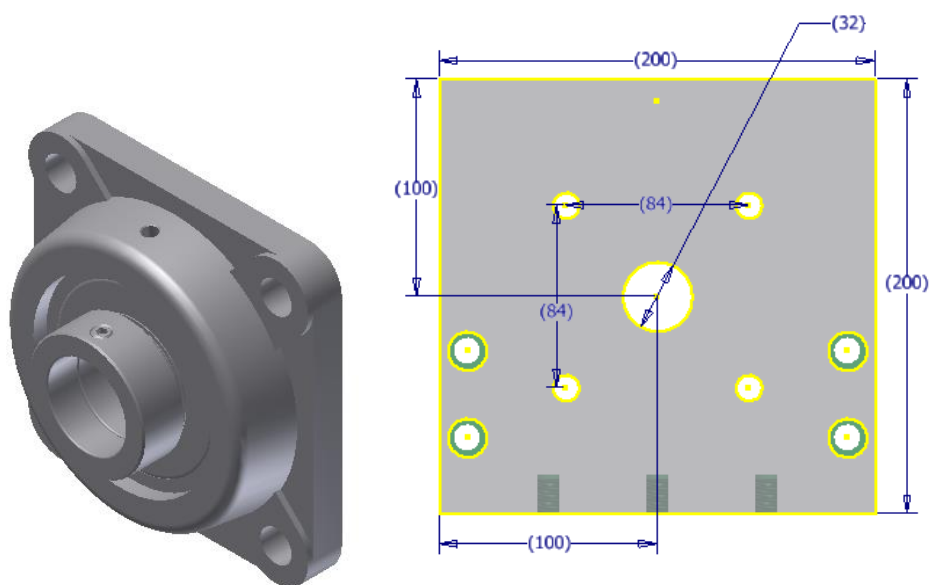
El diseño es dimensional y se basa en la geometría de las piezas que ya están definidas como son los discos de copas, eje de transmisión y la chumacera. Con el fin de realizar un ensamble sencillo y con alta precisión el carro estará compuesto por tres partes de las cuales dos son de geometría cuadrada:

- Frontal: Esta pieza de geometría cuadrada es el soporte del eje de transmisión para el carro fijo y el soporte del disco de copa para el carro

móvil. Los que indica que son dos frontales a diseñar. Las dimensiones de su geometría serán iguales para los dos y los elementos acoplados se fijarán tendiendo como referencia el centroide a fin de poder garantizar perfecta alineación al momento de ensamblar.

Debido a que el carro fijo necesita de un elemento que elimine la intervención de fuerzas exteriores como es la fricción entre el eje y el frontal durante el movimiento, se decide acoplar una chumacera cuadrada ya que esta no requiere ser ubicada dentro de la platina por lo que a realizarse esto, esta se debilita y podría fallar, el coeficiente de fricción es de 0.0013.

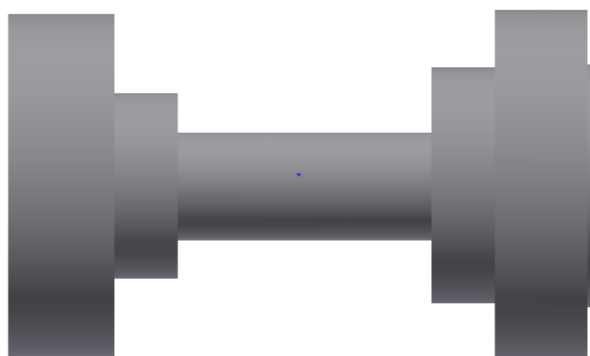
Figura 22.CAD frontal carro fijo y brida cuadrada.



Fuente: los autores.

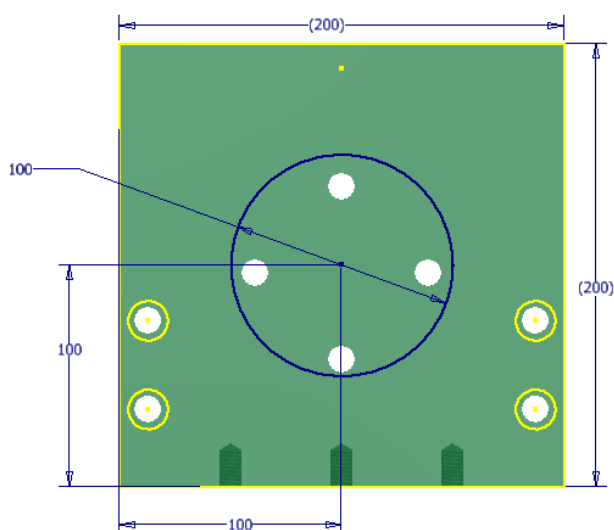
El frontal del carro móvil tiene una variación ya que soporta el conjunto de sujeción de la copa de carro móvil (ver figura 24), con la función de impedir que el extremo de la probeta rote, está sujeto mediante cuatro tornillos M12 con el fin de distribuir la fuerza, para lograr que la copa de este carro se proyecte se diseña un conjunto para esto, que está compuesto del disco de copa, y un disco auxiliar para lograr la sujeción del eje de la copa al frontal, estas tres piezas se unen mediante roscas izquierda, lo que permite un auto apretamiento entre ellas (ver figura 23).

Figura 23.CAD conjunto de sujeción copa carro móvil.



Fuente: los autores.

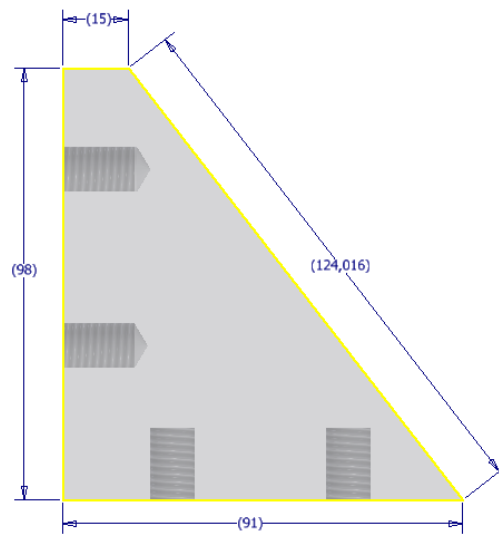
Figura 24.CAD frontal carro móvil.



Fuente: los autores.

- Ángulos o pie de amigos: Encargados de reforzar la posición del frontal garantizando que esté permanezca perpendicular con respecto a la base, evitando inclinaciones que afecten la prueba, se diseñó de tal forma se permita su fácil colocación y apriete de los pernos (ver figura 25).

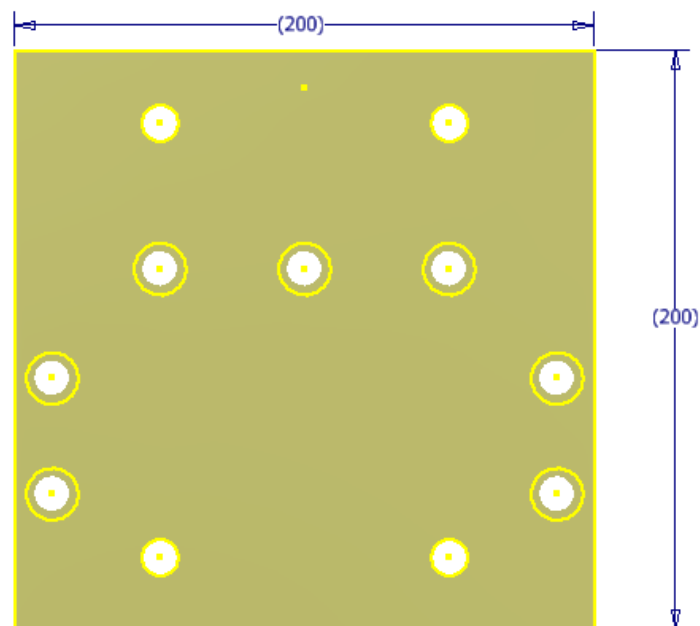
Figura 25.CAD ángulo de soporte.



Fuente: los autores.

- Base: es la pieza que finaliza el diseño de escuadra uniendo los ángulos y el frontal para formar el carro, esta entra en contacto con la bancada y se sujeta a esta mediante espárragos y roscas en forma de T (ver figura 26).

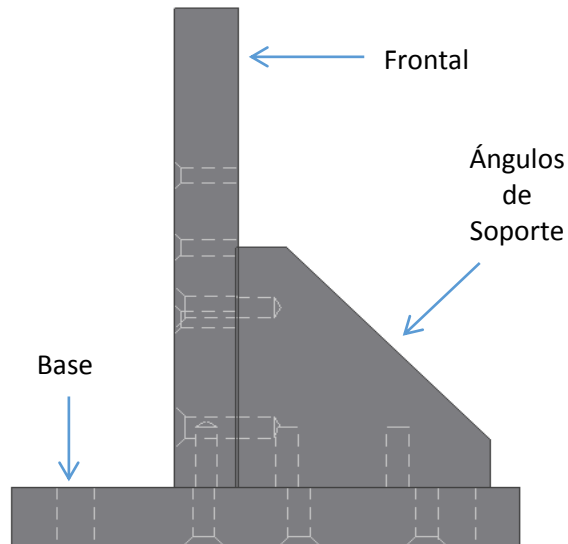
Figura 26.CAD base de los carros.



Fuente: los autores.

De tal forma que el carro móvil y fijo tendría la siguiente forma (ver figura 27):

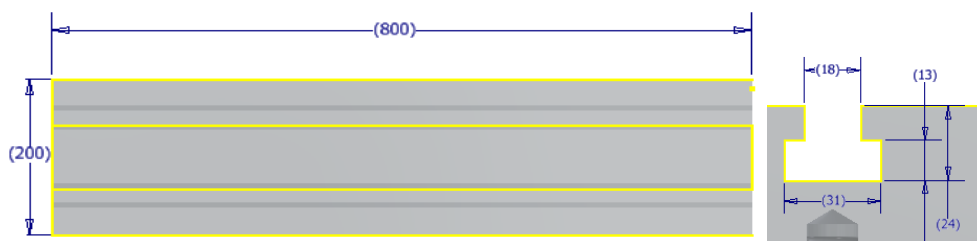
Figura 27.CAD carro móvil.



Fuente: los autores.

4.3.1.7 Bancada. Después de este análisis y considerando las limitantes, lo que conlleva a fabricar una bancada de 80 cm aproximadamente, que es lo se puede construir en la fresadora universal, la bancada diseñada tiene dos ránulas en forma de T dimensiones que las determinó la herramienta (fresa en T) más grande que se tiene a disposición en el mercado (ver figura 28).

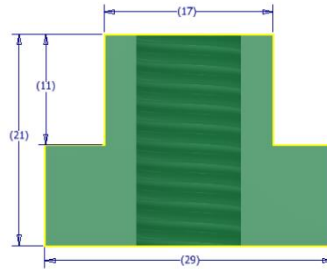
Figura 28.CAD bancada.



Fuente: los autores.

La unión entre el carro y la bancada se hace mediante tuercas en T que basan su geometría en las ránulas de la bancada (ver figura 29).

Figura 29.CAD tuerca en T.



Fuente: los autores.

4.3.1.8 Cálculo de elementos de sujeción. Ya que para el cálculo de los elemento de sujeción lo que se busca es que estos elementos no fallen a diferencia de la probeta, es necesario recalcular el torque mínimo por teoría de falla o criterio de Tresca, (Hibbeler, 2006) en donde se define que la causa más común de fluencia de un material dúctil como el acero, es el deslizamiento, que se evidencia a lo largo de los planos de contacto de los cristales expuestos al azar, que conforman el materia, si este material se somete a una prueba ya sea a tracción o compresión para permitir que el material fluya, si se toma este material ya sometido a tensión que solo se sometió al esfuerzo de fluencia (s_y) a partir del trazo del circulo de Mohr los resultados indican que:

$$\tau_{max} = \frac{(s_y)}{2}$$

El esfuerzo cortante máximo también puede ser expresado como:

$$\tau_{max} = \frac{T * c}{J}$$

J=momento polar de inercia.

c=radio exterior de la probeta.

T=par interior resultante que actúa en la sección trasversal de la probeta

Para un elemento de sección transversal solida se tiene que el momento polar de inercia está dado por:

$$J = \left(\frac{\pi}{2}\right) * c^4$$

El esfuerzo cortante máximo que soporta un eje está dado por la ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{T * c}{\left(\frac{\pi}{2}\right) * c^4}$$

Simplificando da como resultado:

$$\tau_{max} = \frac{2T}{\pi c^3}$$

Utilizando el criterio de faya obtenemos el esfuerzo cortante máximo
Remplazando en la ecuación el torque máximo y despejamos el torque o par torsional:

$$T = \frac{c^3 * \pi * \frac{s_y}{2}}{2}$$

Se tiene que el diámetro de la probeta a emplear es de 6mm.

$$c = 3 \times 10^{-3} \text{ m (radio del eje de la probeta diseñada)}$$

$$T = \frac{(0.003)^3 \cdot \pi * \frac{675 \text{ MPa}}{2}}{2}$$

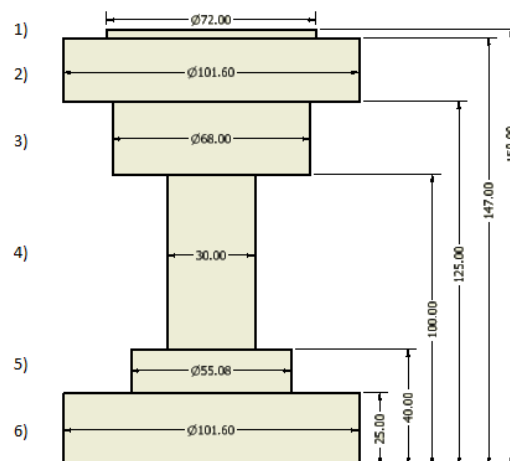
$$T = 14.313 \text{ Nm}$$

4.3.1.8.1 Cálculo de los pernos que sujetan el frontal al conjunto copa del carro móvil.

Los pernos de sujeción tienen la función de unir el frontal que está hecho en acero 1020, al conjunto copa de carro móvil que está hecho en acero 4140 y soportan un torque de 14.313Nm.

Para calcular las fuerzas que soportan los pernos, se calculan inicialmente los centroides de las piezas o conjuntos, ubicando su peso y las fuerzas que actúan sobre ellos (ver figura 30).

Figura 30. Cálculo centroide del conjunto de sujeción copa carro móvil.



Fuente: los autores.

Tabla 26. Calculo de centroide conjunto de sujeción copa carro móvil.

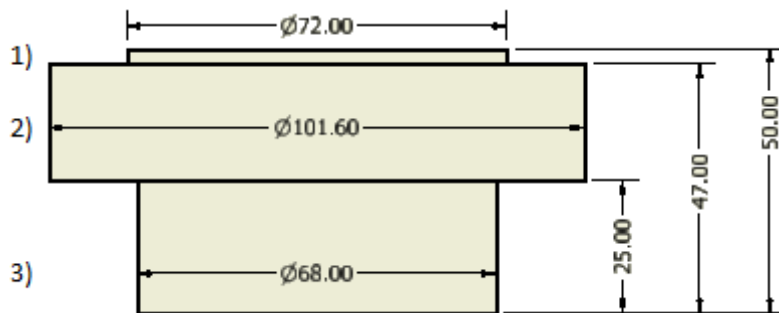
	X'	Y'	A	X'A	Y'A
1	0	138,5	216	0	29916
2	0	126	2238,72	0	282078,72
3	0	107,5	1050	0	112875
4	0	70	1800	0	126000
5	0	27,5	826,14	0	22718,85
6	0	12,5	2544	0	31800
		Σ	8674,86	0	605388,57

Fuente: los autores.

$$X' = \frac{\Sigma X'A}{\Sigma A} = 0$$

$$Y' = \frac{\Sigma Y'A}{\Sigma A} = \frac{605388.57}{8674.86} = 69.7865 \cong 69.79$$

Figura 31. Cálculo de centroide disco de copa (ver figura 31).



Fuente: los autores.

Tabla 27. Cálculo de centroide disco de copa.

	X'	Y'	A	X'A	Y'A
1	0	48,5	216	0	10476
2	0	36	2235,2	0	80467,2
3	0	12,5	1700	0	21250
		Σ	4151,2	0	112193,2

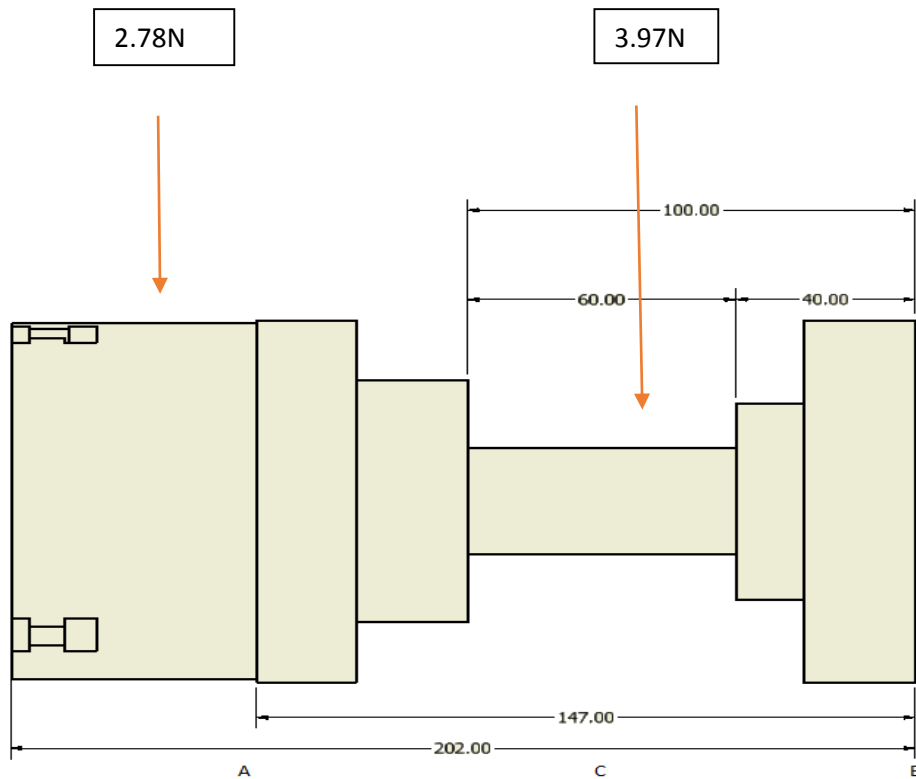
Fuente Proyecto.

$$X' = \frac{\Sigma X'A}{\Sigma A} = 0$$

$$Y' = \frac{\Sigma Y'A}{\Sigma A} = \frac{112193.2}{4151.2} = 27.0266 \cong 27.03mm$$

Una vez determinado el centroide, se elabora el diagrama de cuerpo libre, tal y como se aprecia a continuación.

Figura 32. Diagrama de cuerpo libre conjunto de sujeción copa carro móvil.

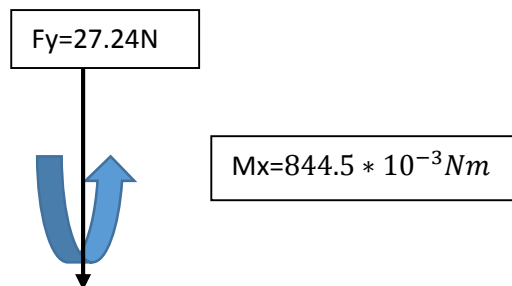


Fuente: los autores.

ANALIZANDO EL PUNTO A

Analizando el punto

A desde el plano YZ.



Teniendo en cuenta que en el punto A la sujeción es mediante tres tornillos M8, de la tabla 8-1 página 398 del libro de Diseño en Ingeniería mecánica (Shigley, 1990) se tiene:

Área de esfuerzo a la tensión.

$$AT' = 36.6 \text{ mm}^2 = 36.6 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

Área del diámetro menor

$$Ar' = 32.8 \text{ mm}^2 = 32.8 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

Hallando el esfuerzo cortante para los pernos

$$\tau_{pernos} = \frac{Fy}{3Ar'} = \sigma = \frac{27.24 \text{ N}}{(3) * (32.8 * 10^{-6})} = 276.8293 \text{ KPa}$$

Hallando el esfuerzo de tensión.

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

$$\sigma_{pernos} = \frac{(844.5 * 10^{-3})(0.048)}{\frac{\pi}{4} * (0.042)^4} = 16.59 \text{ KPa}$$

Ahora.

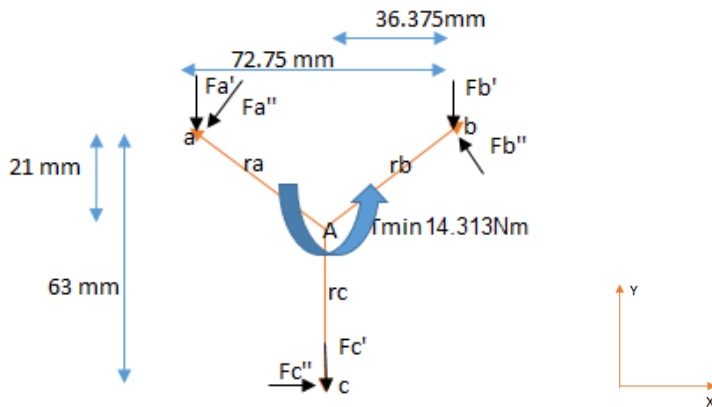
Si $M = F * d$

$$F = \frac{M}{d}$$

$$F_z = \frac{(844.5 * 10^{-3})}{0.042} = 20.11 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{Fz}{3 * AT'} = 183.151 \text{ KPa}; \text{ para cada perno}$$

Analizando A desde el plano XY.



$$ra = rb = rc = 42_{mm}$$

$$Fa' = Fb' = Fc' = \frac{27.24}{3} = 9.1_N$$

$$Fn'' = \frac{M(rn)}{ra^2 + rb^2 + rc^2}$$

$$Fa'' = Fb'' = Fc'' = \frac{(14.313) * (0.042)}{(0.042)^2 + (0.042)^2 + (0.042)^2} = 113.592_N$$

Encontrando la fuerza total en A.

$$Fa = Fa' + Fa''$$

$$\beta = 120^\circ$$

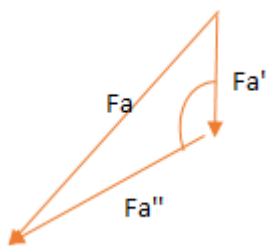
Por teoría del coseno

$$Fa = [Fa'^2 + Fa''^2 - 2Fa' * Fa'' \cos \beta]^{1/2}$$

$$Fa = 118.407_N \quad \beta = 120^\circ$$

$$Fb = 105.812_N \quad \beta = 30^\circ$$

$$Fc = 113.956_N \quad \beta = 90^\circ$$



Como la fuerza resultante Fa fue mayor, se halla con ella el esfuerzo cortante.

$$\sigma = \frac{Fa}{Ar'} \rightarrow \sigma = \frac{118.407}{32.8 * 10^{-6}} = 3.6_{MPa}; \text{ para cada perno}$$

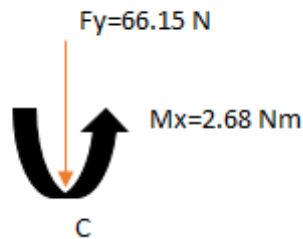
ANALIZANDO EL PUNTO C

Analizando el punto C en el plano YZ.

Diagrama de cuerpo libre en C.

La masa de las dos piezas se tiene que la masa por gravedad es igual a 66.15Nm

Trasladando esa fuerza se hasta C origina un momento



Esfuerzo cortante debido a Fy.

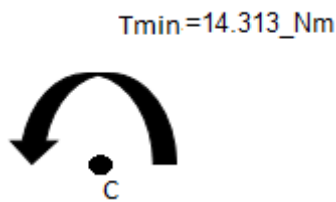
$$\tau = \frac{Fy}{A} = \frac{66.15}{(\pi/4)(0.030)^2} = 93.5_{KPa}$$

Esfuerzo a la torsión.

Radio del eje =0.015_m

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(2.68 * 10^{-3}) * (0.015)}{\frac{\pi}{4} * (0.015)^4} = 1.02_{MPa}$$

Analizando C en el plano XY.



Esfuerzo cortante.

$$\delta = \frac{TC}{J} = \frac{2T}{\pi C^3}$$
$$\tau = \frac{2 * (14.313)}{\pi(0.015)^3} = 2.6998_{MPa}$$

ANALIZANDO EL PUNTO B

Teniendo en cuenta que en el punto B la sujeción es mediante tres tornillos M12, de la tabla 8-1 página 398 del libro de Diseño en Ingeniería de Shigley tenemos que:

Área de esfuerzo a la tensión.

$$AT' = 84.3 \text{ mm}^2 = 84.3 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

Área del diámetro menor.

$$Ar' = 76.3 \text{ mm}^2 = 76.3 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

Hallando el esfuerzo cortante para los pernos

$$\sigma = \frac{Fy}{3Ar'} = \sigma = \frac{27.24 \text{ N}}{(3) * (76.3 * 10^{-6})} = 119 \text{ KPa}$$

Hallando el esfuerzo de tensión.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$
$$\sigma = \frac{(844.5 * 10^{-3})(0.048)}{\frac{\pi}{4} * (0.042)^4} = 16.59 \text{ KPa}$$

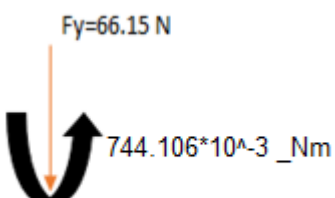
Analizando el punto B en el plano YZ.

Diagrama de cuerpo libre en B.

FY= masa por la gravedad

Trasladando la fuerza a B se origina un momento

$Mx = 744.106 * 10^{-3} \text{ N m}$



Esfuerzo cortante debido a Fy.

$$\delta = \frac{Fy}{4Ar'} = \frac{66.15}{4(76.3 * 10^{-6})} = 216.75_{KPa}$$

Si $M = F * d \rightarrow F = M/d$

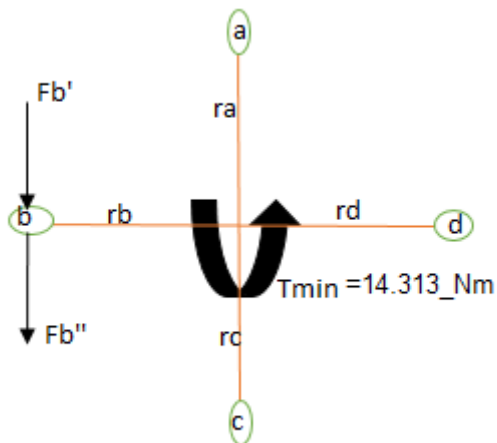
$$Fz = \frac{2.68}{0.0375} = 71.47_N$$

Esfuerzo de tensión.

$$\sigma = \frac{Fz}{4AT'} = \frac{71.47}{(4)(84.3 * 10^{-6})} = 211.95_{KPa}$$

Analizando B desde el plano XY.

Solo se analiza el perno denominado como B, por ser este en donde se suman las fuerzas, por lo que estas van en la misma dirección, la fuerza del torque y la fuerza generada por el peso del conjunto, lo que genera una mayor concentración de esfuerzo.



$$Fa' = Fb' = Fc' = Fd' = \frac{66.15}{4} = 16.54_N$$

$$Fn'' = \frac{M(rn)}{(ra^2 + rb^2 + rc^2 + rd^4)}$$

Analizando el punto b.

$$Fb'' = \frac{(14.313)(0.0375)}{4(0.0375)^2} = 95.42_N$$

$$Fb = 95.42_N + 16.54_N = 111.96_N$$

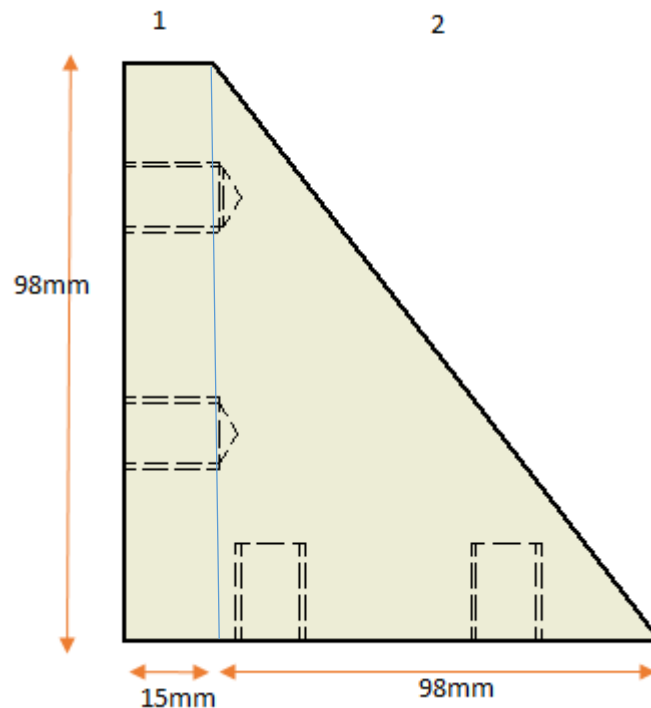
Evaluando el esfuerzo cortante en el perno B o en b.

$$\tau = \frac{Fb}{Ar'} \rightarrow \tau = \frac{111.96_N}{76.3 * 10^{-6}} = 1.46_{MPa}$$

4.3.1.8.2 Cálculo de los pernos que sujetan el ángulo y el frontal del carro móvil. Para este caso, los pernos de sujeción tienen la función de unir el ángulo que también está hecho en acero 1020 y el frontal del carro móvil y soportan un torque de 14.313Nm.

Para calcular las fuerzas que soportan los pernos, se calculan inicialmente los centroides de las piezas o conjuntos, ubicando su peso y las fuerzas que actúan sobre ellos.

Figura 33.Cálculo de centroide del ángulo o pie de amigo.



Fuente: los autores.

Tabla 28. Cálculo de centroide del ángulo o pie de amigo.

	X'	Y'	A	X'A	Y'A
	-12,7	100	5080	-64516	508000
1	7,5	49	1470	11025	72030
2	47,67	32,67	4802	228911	156881
		Σ	11352	175420	736911

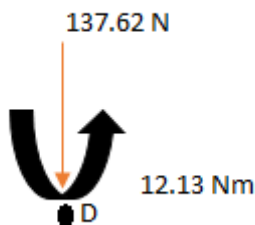
Fuente: los autores.

$$X' = \frac{175420}{11352} = 15.45$$

$$Y' = \frac{736911}{11352} = 64.91$$

Analizando el punto D.

Debido a que los tornillos se ven afectados principalmente por el momento, ya que el ángulo descansa sobre la base lo que suprime la tensión producida por el peso.



Ahora si $M = F * d \rightarrow F = \frac{M}{d}$

$$Fz = \frac{12.13}{0.06491}$$

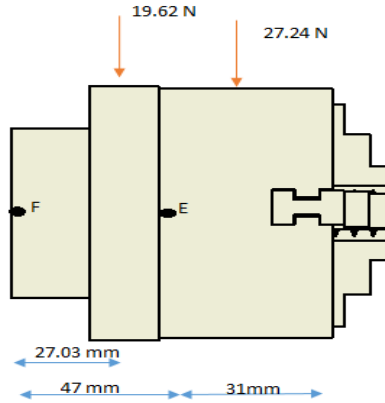
$$Fz = 186.8740 \text{ N}$$

→Evaluando el esfuerzo cortante y despreciando la fricción.

$$\tau = \frac{Fz}{7 Ar'} = \frac{18608740}{7 * (76.3 * 10^{-6})} = 349.9_{KPa}$$

4.3.1.8.3 Cálculo pernos que sujetan el disco de copa a la copa. En la variación del diseño mediante escuadra de placas 1020, en donde el frontal de este es el que sostiene una brida cuadrada para la reducción de fricción del eje y alinea la copa que va a rotar, dado que los pernos que estarán sometidos a una mayor concentración de esfuerzos por entrar en contacto con el disco de copa y la copa se va a realizar un análisis de esfuerzo a cortante y a tensión de los mismos.

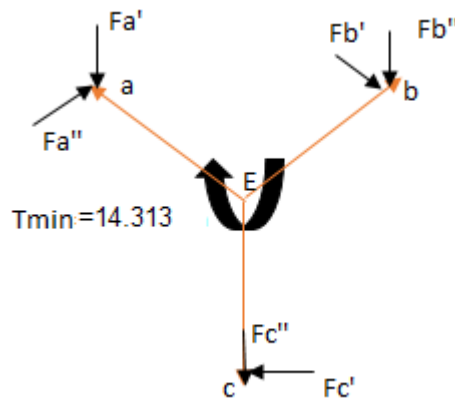
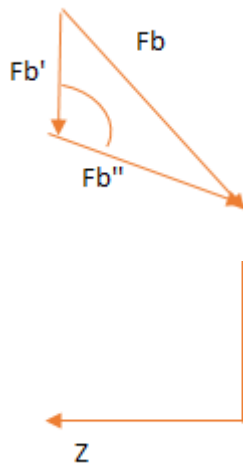
Figura 34.Cálculo de centroide carro fijo.



Fuente: Los autores.

Analizando E desde el plano XY.

Es el tornillo B el que soporta mayor concentración de esfuerzo es el que se va a realizar un análisis de esfuerzo a cortante y a tensión.



$$ra = rb = rc =$$

42 mm

$$Fa' = Fb' = Fc' = \frac{27.24}{3} = 9.1;$$

$$Fa'' = Fb'' = Fc'' = \frac{(14.313)(0.042)}{3 * (0.042)^2} = 113.59_N$$

Encontrando la fuerza en b.

$$Fb = Fb' + Fb''$$

$$\beta = 120^\circ$$

Por teorema de coseno.

$$Fb = [Fb'^2 + Fb''^2 - 2Fa' * Fa'' \cos \beta]^{1/2}$$

$$Fb = 118.407 N \quad ; \beta = 120^\circ$$

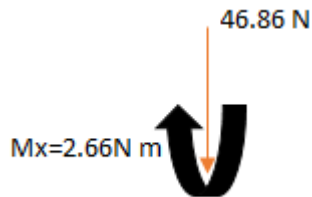
$$F_a = 105.812 N ; \beta = 30^\circ$$

$$F_c = 113.956 ; \beta = 90^\circ$$

Como la fuerza resultante F_b fue mayor, hallamos con ella el esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{F_b}{Ar'} \rightarrow \tau = \frac{118.407}{32.8 * 10^{-6}} = 3.60_{MPa} \text{ para cada tornillo}$$

Analizando F en plano YZ



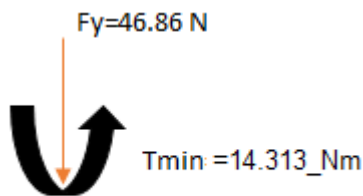
Evaluando el esfuerzo cortante en el eje de 30 mm.

$$\tau = \frac{F_y}{A} \rightarrow \tau = \frac{46.86}{\frac{\pi}{4} * (0.03)^2} = 66.3 KPa$$

Evaluando el esfuerzo de tensión.

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{(2.66)(0.015)}{\frac{\pi}{40} * (0.015)^4} = 1 MPa$$

Analizando F en el plano XY.



Evaluando el esfuerzo cortante en el eje de 30 mm

$$\tau = \frac{TC}{J} = \frac{2T}{\pi C^3}$$

$$\tau = \frac{2 * (14.313)}{\pi * (0.015)^3} = 2.6998_{MPa}$$

De acuerdo con lo expresado en el libro de diseño en ingeniería Mecánica (Shigley, 1990), los tornillos de Grado 8.8 clase métrica, tabla 8-11 propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero, poseen una resistencia a la fluencia en tensión de $S_y = 660 MPa$ y una resistencia de prueba mínima=

600_MPa, una resistencia mínima a la tensión=830MPa, y al comparar estos datos con los arrojados en los cálculos, se concluye que estos no fallarán durante la prueba.

4.3.1.9 Diseño cuña. La cuña se utilizará para unir el disco de araña con el eje del motor y el eje de transmisión. Los parámetros del diseño se calcularán utilizando el diámetro más grande como referencia que en este caso es el del eje de transmisión con 30mm. El material a utilizar para la construcción es un acero 1040 normalizado con una resistencia a la fluencia de 374Mpas, y el diseño se realizara utilizando un factor de seguridad de 3 por la importancia.

La cuña para un eje de 30mm de diámetro tiene unas dimensiones estándar de base 8 mm y altura 10mm. Para el cálculo de la longitud de la cuña se halla la fuerza cortante utilizando el torque nominal del motor y un factor de seguridad de 1.5 para este valor.

$$r = 15mm$$

$$T = 100 * (1.5) = 150 Nm$$

$$F = \frac{T}{r} = 10KN$$

La fuerza cortante que genera el torque es de 10KN. Utilizando las propiedades físicas del material de construcción se calcula por medio de la teoría de la energía de distorsión el esfuerzo cortante máximo que soporta el material

$$Ssy = 0.577(374Mpas) = 215.798 Mpas$$

A fin de determinar la longitud se iguala el esfuerzo cortante que soporta el material con su factor de seguridad y el esfuerzo cortante que genera la fuerza F sobre el área transversal de corte:

$$\frac{Ssy}{n} = \frac{F}{A_t} = \frac{F}{b * l}$$

Dónde:

$n = \text{factor de seguridad}$

$F = \text{Fuerza cortante}$

$A_t = \text{área transversal de corte}$

$b = \text{base}$

$l = \text{Longitud}$

Quedando como variable a despejar la longitud:

$$\frac{215.798 Mpas}{3} = \frac{10 * 10^3}{(8 * 10^{-3})l}$$

Despejando L:

$$l = 17.37 mm$$

Para resistir el aplastamiento el análisis se hace igualando el esfuerzo a tensión máximo que soporta el material en la zona elástica con la fuerza cortante que genera aplastamiento sobre la mitad del área transversal

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{bl} \rightarrow \frac{374 \text{ Mpas}}{3} = \frac{10 * 10^3}{(8 * 10^{-3})l/2}$$

$$l = 20.05 \text{ mm}$$

De análisis anterior las dimensiones de la cuña a utilizar serán:

Ancho = 8 mm

Altura = 10mm

Largo= 21 mm

Tabla 29. Dimensiones de la cuña.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fuente : tabla 7-6 pág.379 (Shigley, 1990)

4.3.1.10 Diseño del eje de transmisión de potencia. Ya que el eje se somete a un cortante puro y es la única fuerza de gran impacto que actúa sobre este se calcula el material a partir el esfuerzo cortante máximo que genera sobre el eje.

$$\tau_{max} = \frac{2T}{\pi c^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{2(150)}{\pi(15 \times 10^{-3})^3}$$

$$\tau_{max} = 5.3996 \text{ Mpas}$$

El material debe emplear para la construcción debe tener una resistencia a la fluencia mayor a 5.3996 Mp para que cumpla con las condiciones de diseño, se emplea un acero 4140 con una resistencia a la fluencia de 675Mpa, con el fin de garantizar que no se ejerzan fuerzas sobre el encoder debido a que este no está diseñado para soportar fuerzas mayores a 0.2Nm.

4.4 ANÁLISIS Y VALIDACION DE LOS ELEMENTOS MECANICOS POR MEDIO ELEMENTOS FINITO.

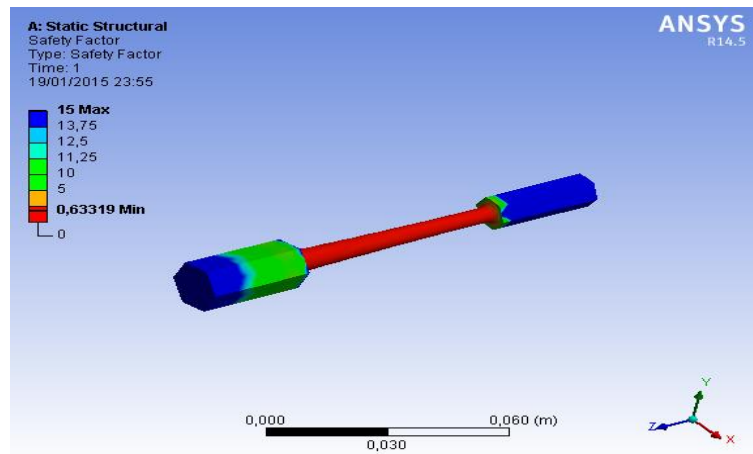
Con el propósito de corroborar los cálculos efectuados en los numerales anteriores es necesario realizar un análisis por elementos finitos en las condiciones de operación. Para esto se va a aprovechar el software Ansys Workbench, que permite desarrollar un análisis estático del comportamiento de partes de máquina, lo que permite validar o declinar la propuesta de diseño.

4.4.1 Verificación de falla de la probeta.

Para verificar que los valores de torque y potencia mínimos calculados para el motor, son los adecuados para romper la probeta de un material como el acero 4140, es necesario hacer una réplica de este espécimen en Autodesk Inventor y luego exportarlo a ANSYS para someterlo a un análisis por elementos finitos.

La simulación se realiza inicialmente anclando tres de sus seis lados y luego aplicando un torque en el otro extremo.

Figura 35. Análisis mediante ansys probeta.



Fuente: los autores.

Después de ajustar estos parámetros, se solicita un análisis de factor de seguridad de la probeta. Para este caso en particular, se observa en la figura 35 en la escala que la probeta tiene un factor de seguridad que está por debajo de la unidad, lo que indica que el torque calculado ocasiona una falla por deformación en el material.

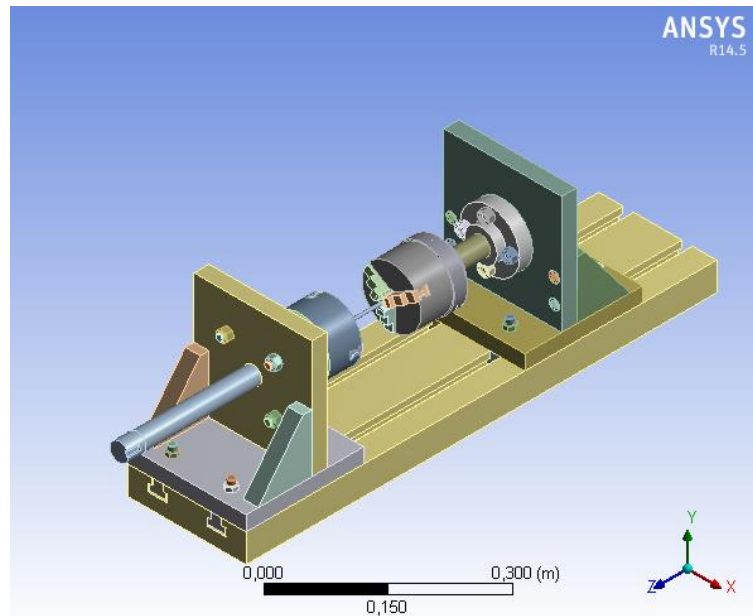
4.4.2. Verificación de la falla de la propuesta de diseño.

Este análisis se genera mediante los siguientes pasos:

1. Se seleccionan los elementos que van a ser anclados; para este caso la bancada.
2. Se ubican las cargas, pero para este caso solo se presenta el torque ejercido por el motor, el cual genera un momento a lo largo del eje de transmisión.
3. Se define el material correspondiente a cada una de las partes.

4. Se verifica la superficie de contacto. Para el caso del contacto entre el eje y el frontal del carro se aplica un coeficiente de 0.0013.
5. Se solicita análisis por deformación, por factor de seguridad y deformación elástica.

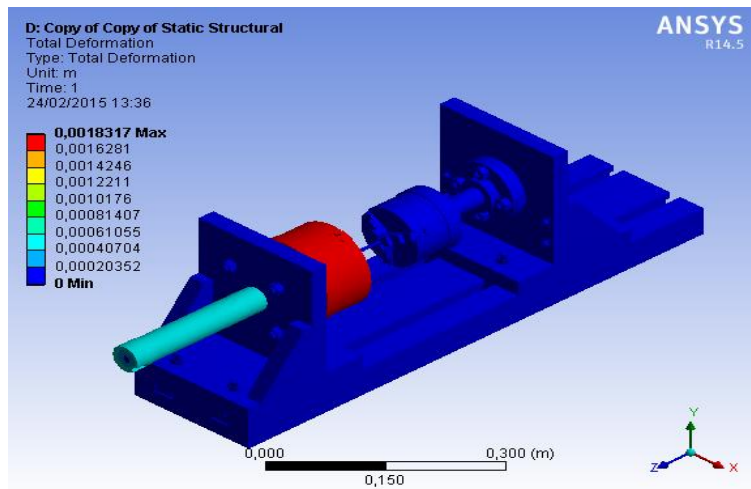
Figura 36. geometría exportada a ansys Workbench.



Fuente: los autores.

RESULTADOS OBTENIDOS: La figura 36 muestra en rojo la deformación máxima alcanzada por la copa rotativa, debido a que esta soporta elevados esfuerzos cortantes transmitidos por la resistencia de la probeta durante el ensayo. Así mismo como el eje de transmisión, conduce el torque generado por el motor hasta la copa, este también experimenta una deformación en menor proporción, causada por los esfuerzos de torsión generados en los movimientos de translación rotación.

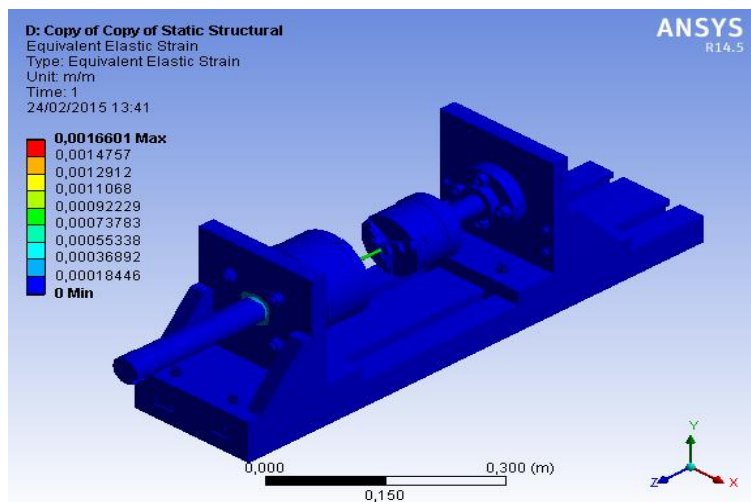
Figura 37. Análisis por deformación para el diseño propuesto para la máquina de ensayo de torsión.



Fuente: los autores.

Para el caso de la deformación elástica la figura 37 confirma que el único elemento que adquiere una deformación elástica considerable es la probeta.

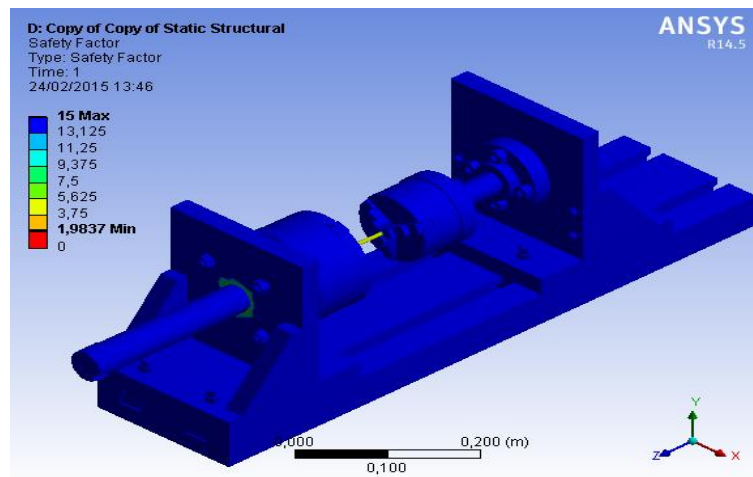
Figura 38. Deformación elástica.



Fuente: los autores.

Por último el análisis presentado en la figura 38 valida los cálculos mecánicos realizados para los elementos de la máquina trabaja con un factor de seguridad superior a uno lo que garantiza que el único elemento que va a fallar es la probeta. Hay que aclarar también que en esta imagen la probeta no alcanza un factor de seguridad menor que uno y en apariencia no falla, esto es porque para realizar el análisis no se pudo contar con el rodamiento indicado y en su lugar se empleó una restricción entre la unión del eje y el frontal del carro.

Figura 39. Factor de seguridad.



Fuente: los autores.

La figura 38 factor de seguridad de la propuesta de diseño de la máquina de ensayo de torsión, esta permite visualizar que en general la estructura sistema está sobre el factor de seguridad $=1$, lo que concluye que al menos a corto plazo no se van a presentar fallas en las partes de la máquina, el factor de seguridad más bajo se presenta sobre la probeta de ensayo aunque esta no falla, debido al tipo de región de contacto entre el frontal del carro y el eje de transmisión en este presentan una pérdida de la potencia que se quiere transmitir a la probeta.

El resumen de este análisis es presentado en la tabla siguiente:

Tabla 30. Resultados generados por Ansys.

Resultados				
Definición Tipo	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain	Equivalent (von-Mises) Stress	Equivalent Elastic Strain
Results				
Minimum	0, m	0, m/m	0, Pa	0, m/m
Maximum	1,8317e-003 m	1,6601e-003 m/m	3,4028e+008 Pa	1,6601e-003 m/m

Fuente: los autores.

4.5 IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN.

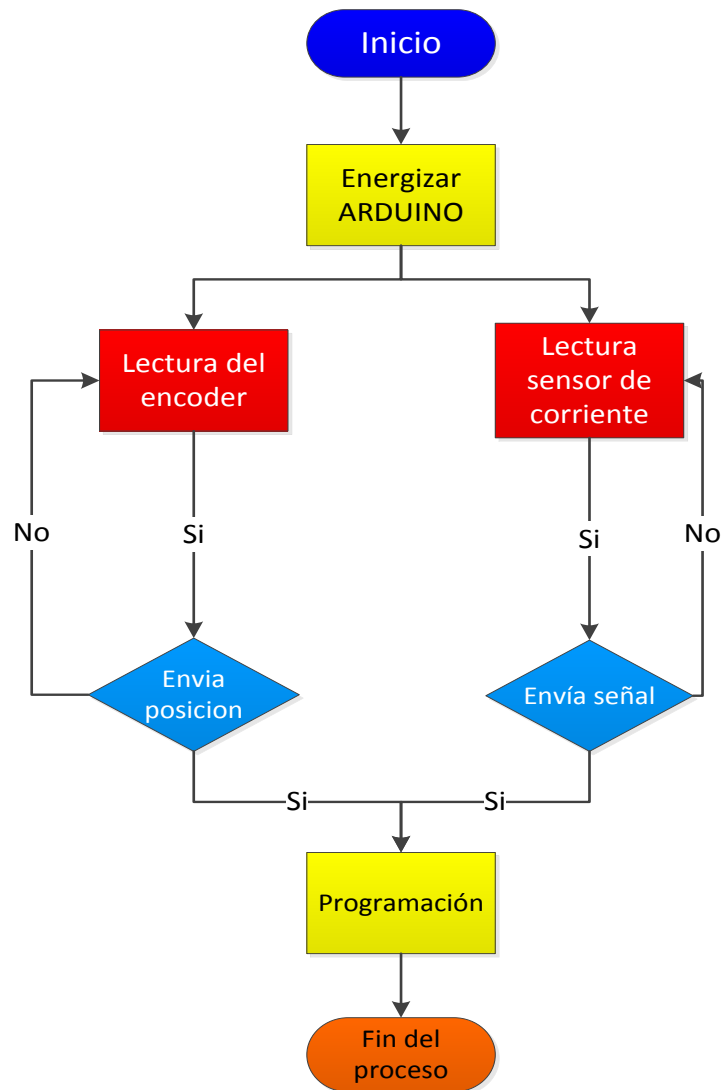
Después de haber seleccionado el Arduino como tarjeta de adquisición de datos de las señales provenientes de los sensores, para enviar datos a la computadora mediante conexión USB, se procede a revisar su configuración y luego a verificar la adquisición de señales como se presenta a continuación.

- 1) Configuración del Arduino para adquirir datos. Como se tiene previsto diseñar la interfaz en Matlab, es necesario descargar desde la página

mathworks, una librería denominada ArduinoI/O la cual contiene un archivo adio.pde que debe ser instalado y ejecutado en la tarjeta. A continuación se cargan las librerías que permiten trabajar los bloques de Matlab simulink que permiten implementar el sistema de control.

- 2) Verificación de las señales. En este paso se verifica la recepción y envío de datos por los puertos asignados.

Figura 40. Implementación del sistema de adquisición.



Fuente: los autores.

4.5.1 Parametrización de las señales del Encoder.

Luego de seleccionar el encoder como sensor del ángulo de torsión para lograr la visualización de los grados a los que se rompe la probeta, se consulta la ficha técnica para conocer su configuración. En el caso Autonics H30-1024 este entrega un tren de pulsos en el canal A, correspondiente a la posición de un giro en el eje de rotación. Este tren de pulsos es adquirido con una tarjeta Arduino mega, que con ayuda de un contador de pulsos de alto nivel

implementado en MATLAB, genera un dato que se va incrementando en relación a los grados eléctricos.

De acuerdo a los datos obtenidos de las pruebas con el Encoder incremental, se encontró que al realizar un giro este entrega 157 pulsos, y también como un giro equivale a 360 grados, es posible determinar la relación entre número de pulsos por cada grado con ayuda de la siguiente expresión.

$$\frac{360^{\circ}}{\# \text{ de impulsos/vuelta}} = \# \text{ de grado [Ec. 14]}$$

Remplazando el número de pulsos en la anterior ecuación se obtiene lo siguiente.

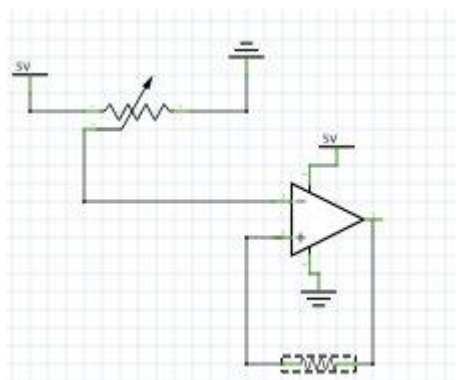
$$\frac{360^{\circ}}{157 \text{ pulsos}} = 2.2930^{\circ}$$

Esto quiere decir que cada pulso hay un desplazamiento angular de 2.2930 grados.

4.5.2. Implementación del sensor de corriente.

Para visualizar el torque generado por el motor, se toman los datos provenientes de un sensor de corriente (ASC712) debido que este permite adquirir el torque dinámico, según la ficha técnica entrega un voltaje por cada variación de corriente con una sensibilidad de 180mV por amperio, un rango de lectura de 10 Amp (-5 A – +5 A), con el fin de obtener más datos ya que la variación del sensor es muy baja se diseña un amplificador restador con una ganancia de 30 veces tal y como se muestra en el circuito.

Figura 41. Circuito de etapa de amplificación.



Fuente: Los autores.

Este voltaje es adquirido por una tarjeta Arduino mega en una entrada analógica de 0v a 5v, lo que equivale a un valor de 0-1023 bits; teniendo en cuenta el dato se le resta 500 bits para lograr el ajuste a cero, luego se multiplica por 0.133 para observar el consumo en mA de la máquina.

Estos valores se obtienen por medio de la adquisición y el manual del sensor.

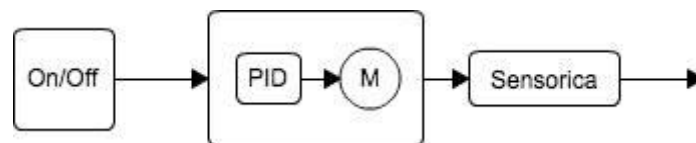
Conocida la corriente de línea del motor, el voltaje de línea, el número de rpm y con ayuda de la siguiente ecuación se encuentra el valor del torque necesario para romper la probeta.

$$T = \frac{60 * voltaje * corriente}{2 * \pi * \# de rpm} [Ec. 15]$$

4.5.3. Sistema de control implementado.

Para el control del proceso realizado en la máquina para ensayo de torsión, se utilizó una técnica de control On-Off, ya seleccionada en numeral 4.1.3. El proceso da inicio en la interfaz donde el usuario programa las condiciones del ensayo, oprime el pulsador que da comienzo a la prueba, arrancando el giro del motor por medio de un variador de frecuencia Schneider que internamente trae integrado un PID encargado de mantener una frecuencia y la potencia constante, logrando que este trabaje de forma lineal y sin interferencias como ruidos eléctricos o mecánicos, se generan las señales del ángulo de referencia de la probeta y de la corriente de línea que alimenta el motor, luego se adquieren por medio del ARDUINO mega y se procesan en Matlab simulink que realiza una gráfica en tiempo real; cuando esta toma un comportamiento lineal, se da por terminado el ensayo.

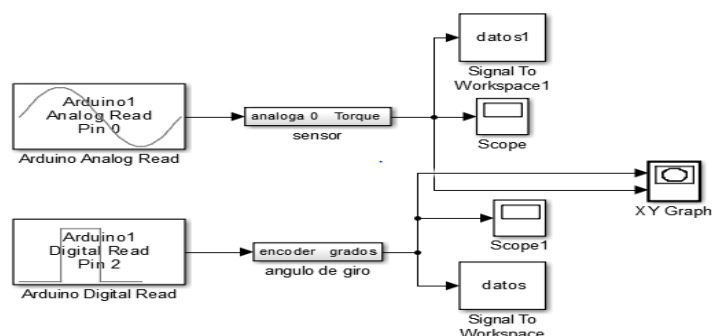
Figura 42. Sistema de control no lineal ON/OFF.



Fuente: los autores.

4.5.3.1 Implementación de diagrama de bloques en Matlab simulink. Conociendo la estrategia de control que se va a implementar se desarrolla, el diagrama de bloques que permite registrar y guardar la información generada por los sensores, para esto se cuenta con la librería ArduinoI/O, en la cual se encuentra el cuadro de entradas analog read para el sensor que registra la corriente que consume el motor, y el cuadro digital read para el encoder que entrega el ángulo de referencia de la probeta, luego se hace el acondicionamiento de los datos para luego guardarlos en el registros.

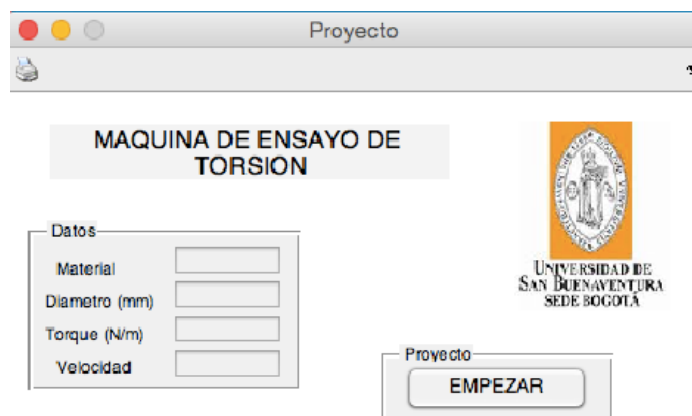
Figura 43. Diagrama de bloques de bloques en Matlab simulink.



Fuente: los autores.

4.5.3.2 Interfaz de usuario en MATLAB. Esta se desarrolla pensando en el usuario que va a hacer uso de la máquina, el cual podrá programar los datos de la probeta como lo son tipo de material, diámetro, torque y velocidad en que se va a desarrollar el ensayo; en la interfaz se presenta el botón de empezar la prueba, una vez ya iniciado este proceso se genera la gráfica de torque vs grados de deformación, él puede imprimir los resultados si así lo desea.

Figura 44. Interfaz de usuario en MATLAB.



Fuente: los autores.

4.6. VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN.

Para verificar el funcionamiento de la máquina, inicialmente se diseñó un experimento en el cual se sometieron varias probetas al ensayo de torsión, obteniendo una serie de datos que más adelante se analizaron estadísticamente para determinar con precisión la confiabilidad de esta prueba (Walpole, 2007). Posterior al experimento, se evalúa el resultado de uno de estos ensayos y se confronta con los datos proporcionados por los fabricantes para validar la exactitud de la prueba.

4.6.1 Experimento para determinar la precisión de la máquina. Este experimento inicia tomando una barra hexagonal de acero 1020, de la cual se fabrican 20 probetas con el mismo proceso de maquinado, enseguida se toman 10 de estas al azar, se someten al ensayo de torsión y se registran sus datos para efectuar el análisis estadístico, obteniendo la siguiente información.

Tabla 31. Estadística de datos de las probetas.

probetas	# de vueltas	Tiempo de ruptura
1	6	48seg
2	7	53seg
3	6	48seg
4	5	39seg
5	3	20seg
6	6	48seg
7	6	48seg
8	5	39seg
9	5	39seg
10	6	48seg

Fuente: Los autores.

De las anteriores muestras, se obtuvieron los datos del encoder (grados mecánicos) y del sensor de corriente (torque generado), siendo exportados y graficados en Excel, para después realizarles un análisis estadístico con un intervalo de confianza del 98%, obteniendo así los siguientes datos. La cantidad total de los datos obtenidos en las pruebas se pueden ver en los anexos.

Tabla 32. Análisis estadístico de la probeta 1.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #1 (datos probeta 1)			
Recuento	436	Sesgamiento	- 1,95306
Media	3,20491	Error Estándar del Sesgamiento	0,11664
Media LCL	3,07369	Kurtosis	5,16454
Media UCL	3,33613	Error Estándar de la Kurtosis	0,23168
Varianza	1,37702	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	- 1,95981
Desviación Típica	1,17347	Kurtosis Alterna (de Fisher)	2,20346

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #1 (datos probeta 1)			
Error Estándar (de la Media)	0,0562	Coeficiente de Variación	0,36615
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	0,85526
Máximo	3,75784	Segundo Momento	1,37386
Rango	3,75784	Tercer Momento	-
Suma	1.397,34216	Cuarto Momento	3,14507
Error Estándar de la Suma	24,50267	Mediana	9,74805
Suma de Cuadrados Total	5.077,36426	Error de la Mediana	3,75784
Suma de Cuadrados Ajustada	599,00394	Percentil 25% (Q1)	0,00337
Media Geométrica	2,53886	Percentil 75% (Q2)	3,75784
Media Armónica	1,0278	IQR	3,75784
Moda	3,75784	MAD	0,E+0
			0,E+0

Tabla 33. Análisis estadístico de la probeta 2.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #2 (datos probeta 2)			
Recuento	265	Sesgamiento	-1,88229
Media	3,84333	Error Estándar del Sesgamiento	0,14906
Media LCL	3,63625	Kurtosis	4,92498
Media UCL	4,05042	Error Estándar de la Kurtosis	0,29478
Varianza	2,07452	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-1,89302
Desviación Típica	1,44032	Kurtosis Alternativa (de Fisher)	1,98478

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #2 (datos probeta 2)			
Error Estándar (de la Media)	0,08848	Coeficiente de Variación	0,37476
Mínimo	0,15	Desviación Media	1,07066
Máximo	4,54216	Segundo Momento	2,06669
Rango	4,39216	Tercer Momento	-5,59241
Suma	1.018,4833 3	Cuarto Momento	21,0355 9
Error Estándar de la Suma	23,44669	Mediana	4,54216
Suma de Cuadrados Total	4.462,0436 9	Error de la Mediana	0,00681
Suma de Cuadrados Ajustada	547,67275	Percentil 25% (Q1)	4,54216
Media Geométrica	2,96695	Percentil 75% (Q2)	4,54216
Media Armónica	1,16014	IQR	0,E+0
Moda	4,54216	MAD	0,E+0

Tabla 34. Análisis estadístico de la probeta 3.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #3 (datos probeta 3)			
Recuento	874	Sesgamiento	-3,51756
Media	5,31423	Error Estándar del Sesgamiento	0,08262
Media LCL	5,22461	Kurtosis	14,1531 3
Media UCL	5,40386	Error Estándar de la Kurtosis	0,16467
Varianza	1,29252	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-3,52361
Desviación Típica	1,13689	Kurtosis Alternativa (de Fisher)	11,2241

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #3 (datos probeta 3)			
Error Estándar (de la Media)	0,03846	Coeficiente de Variación	0,21393
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	0,59908
Máximo	5,64614	Segundo Momento	1,29104
Rango	5,64614	Tercer Momento	-5,16
Suma	4.644,6413 4	Cuarto Momento	23,5901 6
Error Estándar de la Suma	33,61041	Mediana	5,64614
Suma de Cuadrados Total	25.811,082 8	Error de la Mediana	0,00163
Suma de Cuadrados Ajustada	1.128,3674 7	Percentil 25% (Q1)	5,64614
Media Geométrica	4,98294	Percentil 75% (Q2)	5,64614
Media Armónica	3,99818	IQR	0,E+0
Moda	5,64614	MAD	0,E+0

Tabla 35. Análisis estadístico de la probeta 4.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #4 (datos probeta 4)			
Recuento	759	Sesgamiento	-1,9548
Media	4,81913	Error Estándar del Sesgamiento	0,0886 2
Media LCL	4,69244	Kurtosis	5,4955 7
Media UCL	4,94582	Error Estándar de la Kurtosis	0,1765 4
Varianza	2,24161	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	- 1,9586 7
Desviación Típica	1,4972	Kurtosis Alternativa (de	2,5200

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #4 (datos probeta 4)			
		<i>Fisher)</i>	4
<i>Error Estándar (de la Media)</i>	0,05434	<i>Coeficiente de Variación</i>	0,31068
<i>Mínimo</i>	0,E+0	<i>Desviación Media</i>	1,11137
<i>Máximo</i>	5,56387	<i>Segundo Momento</i>	2,23866
<i>Rango</i>	5,56387	<i>Tercer Momento</i>	-6,54761
<i>Suma</i>	3.657,72048	<i>Cuarto Momento</i>	27,5415
<i>Error Estándar de la Suma</i>	41,2478	<i>Mediana</i>	5,56387
<i>Suma de Cuadrados Total</i>	19.326,17393	<i>Error de la Mediana</i>	0,00247
<i>Suma de Cuadrados Ajustada</i>	1.699,13957	<i>Percentil 25% (Q1)</i>	5,2
<i>Media Geométrica</i>	4,30792	<i>Percentil 75% (Q2)</i>	5,56387
<i>Media Armónica</i>	3,09406	<i>IQR</i>	0,36387
<i>Moda</i>	5,56387	<i>MAD</i>	0,E+0

Tabla 36. Análisis estadístico de la probeta 5.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #5 (datos probeta 5)			
<i>Recuento</i>	178	<i>Sesgamiento</i>	-1,49794
<i>Media</i>	4,4764	<i>Error Estándar del Sesgamiento</i>	0,18105
<i>Media LCL</i>	4,17129	<i>Kurtosis</i>	3,96941

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #5 (datos probeta 5)			
Media UCL	4,7815	Error Estándar de la Kurtosis	0,35608
Varianza	3,00655	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-1,5107
Desviación Típica	1,73394	Kurtosis Alterna (de Fisher)	1,03168
Error Estándar (de la Media)	0,12996	Coeficiente de Variación	0,38735
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	1,38905
Máximo	5,56017	Segundo Momento	2,98966
Rango	5,56017	Tercer Momento	-7,74332
Suma	796,79887	Cuarto Momento	35,47886
Error Estándar de la Suma	23,13366	Mediana	5,56017
Suma de Cuadrados Total	4.098,94866	Error de la Mediana	0,01221
Suma de Cuadrados Ajustada	532,15966	Percentil 25% (Q1)	3,65
Media Geométrica	3,97409	Percentil 75% (Q2)	5,56017
Media Armónica	3,28059	IQR	1,91017
Moda	5,56017	MAD	0,E+0

Tabla 37. Análisis estadístico de la probeta 6.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #6 (datos probeta 6)			
Recuento	182	Sesgamiento	-0,19216
Media	3,31616	Error Estándar del Sesgamiento	0,1791
Media LCL	2,86063	Kurtosis	1,11131

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #6 (datos probeta 6)			
Media UCL	3,77169	Error Estándar de la Kurtosis	0,35239
Varianza	6,85533	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-0,19376
Desviación Típica	2,61827	Kurtosis Alterna (de Fisher)	-1,90792
Error Estándar (de la Media)	0,19408	Coefficiente de Variación	0,78955
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	2,55216
Máximo	5,78016	Segundo Momento	6,81766
Rango	5,78016	Tercer Momento	-3,42077
Suma	603,5416	Cuarto Momento	51,65426
Error Estándar de la Suma	35,32237	Mediana	5,78016
Suma de Cuadrados Total	3.242,25692	Error de la Mediana	0,01803
Suma de Cuadrados Ajustada	1.240,81484	Percentil 25% (Q1)	0,31372
Media Geométrica	1,74692	Percentil 75% (Q2)	5,78016
Media Armónica	0,74491	IQR	5,46644
Moda	5,78016	MAD	0,E+0

Tabla 38. Análisis estadístico de la probeta 7.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #7 (datos probeta 7)			
Recuento	552	Sesgamiento	-2,49831
Media	4,84495	Error Estándar del Sesgamiento	0,10379
Media LCL	4,70809	Kurtosis	7,97553

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #7 (datos probeta 7)			
Media UCL	4,9818	Error Estándar de la Kurtosis	0,20645
Varianza	1,89936	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-2,50512
Desviación Típica	1,37817	Kurtosis Alterna (de Fisher)	5,03184
Error Estándar (de la Media)	0,05866	Coefficiente de Variación	0,28446
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	0,91391
Máximo	5,40581	Segundo Momento	1,89592
Rango	5,40581	Tercer Momento	-6,52192
Suma	2.674,40986	Cuarto Momento	28,66815
Error Estándar de la Suma	32,37974	Mediana	5,40581
Suma de Cuadrados Total	14.003,91768	Error de la Mediana	0,00313
Suma de Cuadrados Ajustada	1.046,54793	Percentil 25% (Q1)	5,40581
Media Geométrica	4,32073	Percentil 75% (Q2)	5,40581
Media Armónica	2,78763	IQR	0,E+0
Moda	5,40581	MAD	0,E+0

Tabla 39. Análisis estadístico de la probeta 8.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #8 (datos probeta 8)			
Recuento	639	Sesgamiento	-1,99755
Media	4,26159	Error Estándar del Sesgamiento	0,09652
Media LCL	4,13496	Kurtosis	5,46841

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #8 (datos probeta 8)			
Media UCL	4,38822	Error Estándar de la Kurtosis	0,19214
Varianza	1,88379	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-2,00225
Desviación Típica	1,37251	Kurtosis Alterna (de Fisher)	2,49728
Error Estándar (de la Media)	0,0543	Coefficiente de Variación	0,32207
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	1,00027
Máximo	4,89928	Segundo Momento	1,88085
Rango	4,89928	Tercer Momento	-5,15262
Suma	2.723,1554	Cuarto Momento	19,3449 4
Error Estándar de la Suma	34,69502	Mediana	4,89928
Suma de Cuadrados Total	12.806,8300 9	Error de la Mediana	0,00269
Suma de Cuadrados Ajustada	1.201,86083	Percentil 25% (Q1)	4,84937
Media Geométrica	3,73995	Percentil 75% (Q2)	4,89928
Media Armónica	2,21513	IQR	0,04991
Moda	4,89928	MAD	0,E+0

Tabla 40. Análisis estadístico de la probeta 9.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #9 (datos probeta 9)			
Recuento	436	Sesgamiento	- 1,95306
Media	3,20491	Error Estándar del Sesgamiento	0,11664
Media LCL	3,07369	Kurtosis	5,16454

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #9 (datos probeta 9)			
Media UCL	3,33613	Error Estándar de la Kurtosis	0,23168
Varianza	1,37702	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	- 1,95981
Desviación Típica	1,17347	Kurtosis Alterna (de Fisher)	2,20346
Error Estándar (de la Media)	0,0562	Coefficiente de Variación	0,36615
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	0,85526
Máximo	3,75784	Segundo Momento	1,37386
Rango	3,75784	Tercer Momento	- 3,14507
Suma	1.397,34216	Cuarto Momento	9,74805
Error Estándar de la Suma	24,50267	Mediana	3,75784
Suma de Cuadrados Total	5.077,36426	Error de la Mediana	0,00337
Suma de Cuadrados Ajustada	599,00394	Percentil 25% (Q1)	3,75784
Media Geométrica	2,53886	Percentil 75% (Q2)	3,75784
Media Armónica	1,0278	IQR	0,E+0
Moda	3,75784	MAD	0,E+0

Tabla 41. Análisis estadístico de la probeta 10.

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #10 (datos probeta 10)			
Recuento	759	Sesgamiento	-1,95263
Media	4,8195	Error Estándar del Sesgamiento	0,08862
Media LCL	4,6929	Kurtosis	5,48282

Nivel del intervalo de confianza 0,02			
Serie #10 (datos probeta 10)			
Media UCL	4,94609	Error Estándar de la Kurtosis	0,17654
Varianza	2,23811	Sesgamiento Alterno (de Fisher)	-1,9565
Desviación Típica	1,49603	Kurtosis Alternativa (de Fisher)	2,50721
Error Estándar (de la Media)	0,0543	Coeficiente de Variación	0,31041
Mínimo	0,E+0	Desviación Media	1,11081
Máximo	5,56387	Segundo Momento	2,23516
Rango	5,56387	Tercer Momento	-6,52507
Suma	3.657,99813	Cuarto Momento	27,39195
Error Estándar de la Suma	41,21562	Mediana	5,56387
Suma de Cuadrados Total	19.326,19971	Error de la Mediana	0,00247
Suma de Cuadrados Ajustada	1.696,48919	Percentil 25% (Q1)	5,2
Media Geométrica	4,26756	Percentil 75% (Q2)	5,56387
Media Armónica	2,7319	IQR	0,36387
Moda	5,56387	MAD	0,E+0

Fuente: los autores.

De las anteriores tablas se procede a extraer el valor máximo de torque, para así generar otro análisis estadístico que tiene por objeto obtener la eficiencia de la máquina, logrando los siguientes resultados con un intervalo de confianza del 98%.

Tabla 42. Estadística de los máximos puntos.

<i>Nivel del intervalo de confianza 0,02</i>			
Serie #11 (Datos Torque máximo)			
<i>Recuento</i>	10	<i>Sesgamiento</i>	- 0,81858
<i>Media</i>	5,04272	<i>Error Estándar del Sesgamiento</i>	0,61451
<i>Media LCL</i>	4,34903	<i>Kurtosis</i>	2,08797
<i>Media UCL</i>	5,73642	<i>Error Estándar de la Kurtosis</i>	0,92244
<i>Varianza</i>	0,6045	<i>Sesgamiento Alterno (de Fisher)</i>	- 0,97072
<i>Desviación Típica</i>	0,7775	<i>Kurtosis Alterna (de Fisher)</i>	- 0,64806
<i>Error Estándar (de la Media)</i>	0,24587	<i>Coeficiente de Variación</i>	0,15418
<i>Mínimo</i>	3,75784	<i>Desviación Media</i>	0,65274
<i>Máximo</i>	5,78016	<i>Segundo Momento</i>	0,54405
<i>Rango</i>	2,02232	<i>Tercer Momento</i>	- 0,32849
<i>Suma</i>	50,42725	<i>Cuarto Momento</i>	0,61802
<i>Error Estándar de la Suma</i>	2,45866	<i>Mediana</i>	5,48299
<i>Suma de Cuadrados Total</i>	259,73121	<i>Error de la Mediana</i>	0,09744
<i>Suma de Cuadrados Ajustada</i>	5,44049	<i>Percentil 25% (Q1)</i>	4,69576
<i>Media Geométrica</i>	4,98336	<i>Percentil 75% (Q2)</i>	5,605
<i>Media Armónica</i>	4,91882	<i>IQR</i>	0,90924
<i>Moda</i>	3,75784	<i>MAD</i>	0,23016

Fuente: los autores.

Tal y como lo expresa Hermógenes Rosas Rodríguez, “La precisión indica el grado de concordancia entre los resultados obtenidos al aplicar el mismo proceso experimental varias veces, efectuado sobre la misma muestra bajo condiciones constantes establecidas, por lo tanto la precisión de un método analítico se conoce valorando la dispersión entre varias determinaciones de los

mismos elementos efectuadas sobre las mismas muestras y se obtiene por el cociente entre la desviación de las mediciones y el valor medio de estas expresando en porcentaje (coeficiente de variación)". En correspondencia con lo anterior, para el caso de la pruebas realizadas en la máquina de torsión, el valor del coeficiente de variación indica la precisión o calidad estadística de las estimaciones sobre varios ensayos de torsión y de acuerdo con los datos expresados en la tabla 40, se observa que las pruebas tienen un coeficiente de variación de 0,15418, lo que otorga una precisión 84,58%.

4.6.2 Validación de los datos obtenidos en el ensayo realizado en la máquina de ensayo de torsión.

Para verificar que los datos obtenidos en las pruebas son válidos, se calcula el módulo de rigidez de la gráfica obtenida y se confronta con los valores de las propiedades mecánicas del material ensayado, los cuales están proporcionados por los fabricantes y se encuentran estandarizados en tablas. Con este propósito se procede a determinar este valor de la siguiente gráfica.

Figura 45. Grafica prueba de torsión para una probeta de acero 1020.



Fuente: los autores

Tomando la gráfica anterior, se calcula la pendiente con los datos del esfuerzo cortante y el ángulo de deformación en radianes, para esto se usa la siguiente fórmula:

$$G = \tau/\gamma[\text{Ec. 4. 1}]$$

Encontrando el siguiente valor para el módulo de rigidez 84.38779 Gpa.

Para confrontar este valor, se revisa el proporcionado en la portal matweb que expresa que un acero 1020, cuenta con un módulo de rigidez de 72Gpa, luego para obtener la eficiencia total, se tiene en cuenta el valor arrojado por el sensor cuando la máquina está trabajando en el ensayo o con carga y se le resta el valor sin carga, partiendo de los siguientes datos.

Medición del sensor sin carga: $70.20009 * 10^6 \text{ GPa}$.

Medición del sensor con carga: $84.38779 * 10^6 \text{ GPa}$.

Diferencia en la medición: $84.38779 * 10^6 - 70.20009 * 10^6 = 14.1877 * 10^6 Gpa$

Ahora tomando la referencia de 72Gpa, se halla la diferencia con el valor medido en el ensayo

$$\frac{14.1877 * 100\%}{72} = 20\%$$

Realizada esta operación, se encuentra que la exactitud de la máquina es de un 20% con respecto al valor real. Esta diferencia es debida a que la corriente del motor no tiene una variación considerable durante las pruebas realizadas. La corriente tiene una variación desde el vacío a plena carga de 3 mA, rango demasiado insuficiente para obtener un valor muestral ideal, indicando que un sistema de medición por corriente no es confiable para determinar el esfuerzo cortante.

5. CONCLUSIONES

- Los requerimientos que cumple la máquina para ensayos de torsión, están relacionados con las especificaciones dadas en la norma NTC 3995 para ensayos de torsión simple en alambres. Aunque en principio la máquina se había pensado para trabajar diámetros contemplados en el rango de 4-14mm, se aconseja trabajar probetas de materiales como 4140, 1020, 1045, acero inoxidable 304 y aleaciones en bronce para un diámetro de 6mm, debido a que para construir una probeta en estas dimensiones, se encuentra en el comercio barras de hexagonales de 7/16" que permiten su fácil maquinado. Para medidas de diámetro nominal en 8, 10, 12 o 14 es posible desarrollar la prueba solo en el acero 1020.
- El diseño final conseguido para el banco de pruebas, contempla los elementos necesarios que permiten el desarrollo de un ensayo de torsión con los parámetros estipulados en la norma NTC 3995, su

concepción se logró gracias a la aplicación de la metodología de diseño propuesta en el libro “diseño y desarrollo del producto de Karl T Ulrich”, en el que se define el proceso de desarrollo para un producto que sigue las etapas de planeación, diseño preliminar, diseño concepto, diseño de detalle, pruebas y refinamiento, lo cual fue cumplido a cabalidad para este proyecto.

- La construcción de las piezas que conforman la máquina para ensayos de torsión, no tuvo mayores contratiempos gracias a la validación de la geometría en AUTODESK Inventor, de los diseños por medio del análisis por elementos finitos y a la disponibilidad de las máquinas herramientas con que cuenta la Universidad de San Buenaventura.
- Después de evaluar las técnicas de control que posiblemente permitan garantizar el buen comportamiento de la máquina para ensayos de torsión, se concluyó que de acuerdo a los requerimientos del proceso, la técnica de control On-Off, era la más idónea y de fácil aplicación, debido a que las condiciones de la prueba se consiguen en parte con el PID interno que viene con el variador de frecuencia, que mantiene estable la frecuencia de trabajo del motor, además como uno de los requerimientos es detener el ensayo una vez se presente la ruptura del espécimen, esto se logró monitoreando la curva torque vs deformación y evaluando el cambio en su comportamiento cuando adquiere una tendencia lineal de la señal de torque, lo que finaliza la práctica.
- Luego de revisar los tipos de software compatibles con Arduino y evaluar su uso para la construcción del aplicativo que permita digitar los parámetros de la prueba y visualizar el comportamiento del material a ensayar, se determinó que matlab es la herramienta adecuada para generar la gráfica del torque Vs deformación, y además facilita al usuario la posibilidad de imprimir los resultados.
- Aunque el análisis estadístico expresó que se tiene un 84.54% en precisión para los ensayos de la máquina, el parámetro de la exactitud arroja un 20% con respecto al valor de referencia del material, lo que es demasiado bajo para una medida tan importante, por lo que se recomienda corregir para cada uno de estos parámetros lo siguiente: (1) para la precisión es necesario que todas las probetas tengan un óptimo maquinado, por lo tanto hay que tener la precaución de que estas no sean golpeadas y al realizar su respectivo montaje estén alineadas con las mordazas, dejando solamente el diámetro reducido a la vista, (2) para el parámetro de la exactitud de la máquina se recomienda implementar un sensor de medición de toque garantizando un dato confiable para la prueba ya que por costos se sale de presupuesto.
- El trabajo concluyó con el manual de usuario que comprende tres partes, la primera describe el equipo y su funcionamiento, la segunda una guía práctica del laboratorio de ensayo de torsión y la tercera las actividades de mantenimiento que se deben realizar para evitar daños por mal uso de la máquina, cumpliendo así con el objetivo de entregar a la Universidad una cartilla adecuada para consulta de por estudiantes y profesores.

6. BIBLIOGRAFÍA

- “*Diseño y construcción de una máquina de ensayo de torsión*. (1992). INCA.
- Acoplamiento para herramientas: el mandril o portabrocas | Mecánica Industrial en WordPress.com. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <https://mecanicacescal.wordpress.com/2013/05/24/acoplamiento-para-herramientas-el-mandril-o-portabrocas/>
- Arduino - Home. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.arduino.cc/>
- Banco de ensayos de torsión para ejes de John Deere - Solutions - National Instruments. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://sine.ni.com/cs/app/doc/p/id/cs-11168>
- Beer, F. (2010). *Mecánica de materiales* (quinta). México: McGraw-Hill.
- C++ Language - C++ Tutorials. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.cplusplus.com/doc/tutorial/>
- Civil Engineering Portal. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.engineeringcivil.com/>
- COPA CTE 3/8" 4mm PUNTA HEXAGONAL STANLEY. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.maquitodo.com.co/copa-cte-3-8-4mm-punta-hexagonal-stanley.html>
- copa para torno de 3 mordazas autocentrante | Herramientas y Máquinas | Bogotá | alaMaula. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.alamaula.com.co/bogota/herramientas-y-maquinas/copa-para-torno-de-3-mordazas-autocentrante/4465547>
- Corriente: tdrobótica.co. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://tienda.tdrobotica.co/categoria/46>
- Difference between AC Servo Motor and DC Servo Motor - Polytechnic Hub. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.polytechnichub.com/difference-between-ac-servo-motor-and-dc-servo-motor/>
- E-Book - NTC 3995 - MATERIALES METÁLICOS. ALAMBRE. ENSAYO DE TORSIÓN SIMPLE. (n.d.). Retrieved March 4, 2015, from <http://tienda.icontec.org/index.php/ntc-3995-materiales-metalicos-alambre-ensayo-de-torsion-simple.html>
- EDIBON. technical teaching equipment. educational equipment. education equipment. technical training equipment. engineering teaching equipment. teaching laboratories. engineering training equipment. engineering educational equipment.educational products. . (n.d.). Retrieved April 7, 2015, from <http://www.edibon.com/>
- FAMA - Torno Paralelo 3A-42. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.famasa.com/product.php?id=2933>
- G.U.N.T. - Equipment for engineering education - Home. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from http://www.gunt.de/static/s1_1.php
- Hibbeler, R. (2006). *Mecánica de materiales*. México: Pearson Educación.
- ICE LTDA | Terco. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.iceltda.com/terco.htm>

- Instituto de Biomecánica. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.ibv.org/>
- K11 series three-jaw self-centring chucks _Zhejiang Yuanpai Machine Tool Accessory Co., Ltd. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.zjyuanpai.com/english/productsshow.asp?id=30&type=5>
- Linea R. (n.d.). Retrieved March 4, 2015, from <http://www.sew-eurodrive.com.co/portal/index.php/productos/motorreductores/linea-r>
- MathWorks - MATLAB and Simulink for Technical Computing. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.mathworks.com/>
- micro | Microcontroladores en WordPress.com. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <https://microcontroladoresv.wordpress.com/microcontroladores-pic-y-sus-variedades/micro/>
- Motor universal - 12 000 rpm, 175 W | UR series - Chiaphua Components. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://www.directindustry.es/prod/chiaphua-components/motores-universales-61070-575972.html>
- National Instruments Colombia. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://colombia.ni.com/>
- Ranurado en T en carro transversal torno. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://foro.metalaficion.com/index.php?topic=1624.0>
- Servosis. (n.d.). Servosis. Retrieved from http://www.servosis.com/assets/4_22_mt.pdf
- Shigley, J. (1990). *Diseño en ingeniería mecánica*. México: McGraw-Hill.
- Steel wire simple torsion testing machine_Materials testing machines, Universal testing machines, Servo-hydraulic universal testing machines. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from http://en.hualong.net/product_show.asp?anid=0&nid=0&id=255
- Tekscan | Pressure Mapping, Force Measurement, & Tactile Sensors. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <https://www.tekscan.com/>
- topes para carros longitudinal y transversal. (n.d.). Retrieved March 3, 2015, from <http://foro.metalaficion.com/index.php?topic=9764.0>
- Ulrich, K. (2009). *Diseño y desarrollo de productos*. México: McGraw-Hill/Interamericana.
- Walpole, R. (2007). *Probabilidad y estadística para ingeniería y ciencias*. México: Pearson Educación.

Anexo 1. MANUAL DE USUARIO

Anexo 2. PLANOS MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN.

Anexo 3. HOJA TÉCNICA DEL MOTOR.

Anexo 4. HOJA TÉCNICA DEL ENCODER.

Anexo 5. HOJA TÉCNICA SENSOR DE CORRIENTE.

**Anexo 6. DATOS ESTADÍSTICOS DEL EXPERIMENTO DISEÑADO PARA
DETERMINAR LA CONFIABILIDAD Y SUS GRAFICAS**