

BANCO DIDÁCTICO PARA ENSAYO DE TORSIÓN EN BARRAS

LUZ ANGELA SILVA MESA

COD: 1093213943

DIEGO ALONSO JARAMILLO URIBE

COD: 1088303896

JUAN FELIPE ARROYAVE LONDOÑO

DIRECTOR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE TECNOLOGÍAS

ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA

AGOSTO DE 2016

BANCO DIDÁCTICO PARA ENSAYO DE TORSIÓN EN BARRAS

TRABAJO DE INVESTIGACIÓN FORMATIVA

LUZ ANGELA SILVA MESA

COD: 1093213943

DIEGO ALONSO JARAMILLO URIBE

COD: 1088303896

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN FORMATIVA:
PARA OPTAR AL TÍTULO DE TECNÓLOGO EN MECÁNICA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE TECNOLOGÍAS

ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA

AGOSTO DE 2016

CONTENIDO

Introducción.....	1
Objetivos	2
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos.....	2
Descripción del contenido.....	2
Metodología.....	3
1. Dispositivos para medir torsión y concepto de torsion.....	4
1.1 Primeras máquinas para ensayos de torsión.....	4
1.1.2 actualidad de las maquinas de torsión.....	6
1.2 torsión	12
1.2.1 Deformaciones en un EJE circular.....	12
1.2.2 esfuerzos en el rango elástico	16
1.2.3 Angulo de giro en el rango elastico.....	18
1.2.4 Torsión de elementos no circulares	19
2. Diseño del banco	22
2.1 Definición de la tarea técnica	22
2.2 análisis de las alternativas de solución de diseño por mecanismos y sistemas	22
2.3 Analisis de materiales	28
2.4 Cálculos de las probetas a utilizar en el ensayo.....	31
2.5. Analisis de resistencia y criterios de falla para la construcción del banco de pruebas de torsión.	45
2.6 condiciones de ubicación del banco	57
2.7 Modelado del banco mediante herramientas de cad	58
3.Resultados.....	63
3.1 Procedimiento del ensayo	63
3.2 Analisis comparativo de las pruebas de torsión realizadas a cada barra.	63
Conclusiones	69
Recomendaciones.....	70
Bibliografía	71
Anexos	72
Anexo 1:.....	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Máquina de ensayo de torsión Riehle-Miller.	5
Figura 2. Máquina de torsión Test erciesen.	5
Figura 3. Máquina de torsión Justy.	6
Figura 4. HSM31 Máquina de torsión.....	7
Figura 5. Equipo de torsión en barras MTB.....	8
Figura 6.NJS- Z Máquina de prueba de torsión.	9
Figura 7.Serie MT Probador de torsión de baja capacidad.	9
Figura 8.Probador de torsión.	10
Figura 9.Máquina electrónica XND-25 de ensayo de torsión.	11
Figura 10.Tren de transmisión automotriz.....	12
Figura 11.Eje circular unido a un soporte fijo.	13
Figura 12.Deformaciones en un eje de caucho.	13
Figura 13.Eje con placas rígidas unidas en sus extremos.....	14
Figura 14.Distribución de las deformaciones a cortante en un eje circular.	15
Figura 15.Eje Circular Hueco.	17
Figura 16.Elemento cubico ubicado en una esquina de la sección transversal de una barra cuadrada en torsión.	19
Figura 17.Barra Cuadrada de caucho sometida a torsión.	20
Figura 18.Sección transversal de una barra cuadrada.	21
Figura 19. WP 510 Máquina para ensayo de torsión.	23
Figura 20. WP 100 Máquina de deformación por torsión o flexión.	24
Figura 21.Componentes del equipo WP 100.....	24
Figura 22.Diagrama Cinemático del equipo WP 100.....	25
Figura 23. DT8: 00 Aparato de torsión de barras.	25
Figura 24. SE 110.29 equipo de torsión de barras.	26
Figura 25. Componentes del equipo SE 110.29.....	26
Figura 26.Diagrama cinemático del modelo SE 110.29.....	27
Figura 27.Diagrama cortante y flector de la viga.	49
Figura 28. Polea de reenvió.....	58
Figura 29. Soporte Fijo con polea para aplicación de carga.....	59
Figura 30. Soporte móvil.....	60
Figura 31.Bastidor de Acero A - 36.....	61
Figura 32. Porta Herramientas.....	61
Figura 33.Sistema De almacenamiento para las probetas.	62
Figura 34.Ensamble del banco de pruebas de torsión.	62

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo se basó en la construcción de un banco didáctico para realizar pruebas de torsión estática de barras de diferente material y sección transversal; correspondientes a probetas macizas cuadradas y circulares de latón y aluminio; y una probeta tubular de aluminio, las dimensiones de las probetas se establecieron en el rango de medidas de 650mm de longitud y 40 mm² de área, la condición de diseño era probar materiales de aproximadamente 200Mpa de esfuerzo ultimo a cortante teniendo en cuenta posibles pruebas de torsión a la rotura.

Inicialmente realizamos una búsqueda bibliográfica acerca de las diferentes máquinas de torsión de barras que se han desarrollado con el paso del tiempo hasta la actualidad, así mismo analizamos su funcionamiento y el procedimiento que se llevaba a cabo para realizar pruebas de torsión de barras, esto para ampliar los conocimientos sobre el tema de interés.

De la búsqueda bibliográfica se seleccionaron 4 alternativas de bancos de pruebas de torsión, de las cuales se analizaron sus ventajas y desventajas teniendo en cuenta costos, construcción y ambiente, posteriormente elegimos como alternativa de solución y referencia para construcción del banco, el modelo comercial SE110.29 ya que este modelo se asemejaba a los requerimientos que se habían planteado inicialmente.

A partir del modelo se realizó un análisis de los materiales que teníamos disponibles comercialmente para utilizarlos en las probetas, dichos materiales corresponden al latón y el aluminio. En el cual a partir del esfuerzo de fluencia del latón y del aluminio calculamos el esfuerzo cortante que se presenta en las barras que se han mencionado anteriormente cuando se someten a pruebas de torsión; teniendo el esfuerzo cortante realizamos el cálculo del ángulo de torsión, el par de torsión generado para las respectivas secciones transversales y finalmente centramos el análisis en los pares generados en busca del máximo par, con base a esto guiamos el diseño en función de que el banco lograra soportar el par de torsión máximo generado.

Después de los análisis de los materiales y teniendo en cuenta diferentes requerimientos de diseño como el par de torsión máximo a soportar, el diámetro, el ambiente, capacidad de carga y ubicación, elegimos el material acero A-36 como material de construcción de la estructura. Teniendo los pares que se generaban en cada probeta, determinamos las fuerzas que se generaban en la torsión y a partir de estas fuerzas realizamos el análisis de falla en la viga. Para la disposición de la estructura del banco se ha especificado determinar condiciones de resistencia a la flexión y torsión, además se comprobó que utilizando el acero A-36 la estructura podía soportar el par de torsión máximo generado previamente mediante el análisis teórico de los cálculos de resistencia.

Se realizaron el modelado y planos de detalle de los componentes del banco, a través de herramientas de CAD.

Por último, se estableció la norma para realizar el ensayo de torsión a cada probeta, a las cuales se tomaron una serie de pruebas, dichos resultados fueron recolectados en tablas para observar el comportamiento de los datos experimentales frente a los datos teóricos calculados inicialmente, estos se mostraron en gráficas para cada probeta y observar el comportamiento del ángulo de torsión presente en una probeta a través de la aplicación de una carga.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un banco didáctico para realizar pruebas de torsión en barras de diferente material y sección transversal para analizar el esfuerzo de fluencia de cada material.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar la revisión bibliográfica acerca de los dispositivos de ensayo a torsión.
- Selección del mecanismo para la elaboración del dispositivo teniendo en cuenta las normas para la realización del ensayo.
- Seleccionar materiales y realizar cálculos de torsión para cada material.
- Comparar los resultados de los cálculos teóricos, frente a los resultados experimentales obtenidos durante las pruebas.

DESCRIPCIÓN DEL CONTENIDO

El presente trabajo comprende el diseño y construcción de un banco didáctico para realizar pruebas de torsión de barras de diferente material y sección transversal.

El primer capítulo trata de la revisión bibliográfica del estado del arte de los diferentes dispositivos para realizar ensayos de torsión y las tecnologías implementadas actualmente en dichas máquinas, además los conceptos de torsión utilizados durante la realización de los ensayos.

El segundo capítulo diseño del banco, el cual consiste en la definición de la tarea técnica, el estudio de varias alternativas para el diseño del banco de torsión, selección de alternativa de diseño como referencia para la construcción del banco, la selección de la norma ISO 7800 Ensayo de torsión simple en alambres de materiales metálicos, el estudio y análisis de los materiales para la construcción del banco, cálculos de las probetas a utilizar en los ensayos, diseño de detalle de las partes del banco en herramientas CAD.

Finalmente se muestra metodología de los ensayos realizados y el estudio a fondo de los resultados teóricos frente a los resultados experimentales obtenidos durante los ensayos para determinar el ángulo de torsión a partir del esfuerzo de fluencia, el análisis de resultados y las conclusiones.

Por último se anexa los planos de detalle del banco y el manual de instrucciones para el correcto manejo del banco y la realización de las pruebas.

METODOLOGÍA

Habiendo establecido la norma que se utilizará para realizar los ensayos de torsión, la cual corresponde a:

- ISO 7800 Ensayo de torsión simple en alambres de materiales metálicos (ver anexo 1). (1)

Los parámetros de diseño se han establecido así:

1. Revisión bibliográfica, evaluación de la necesidad y análisis de las alternativas de solución por mecanismos y sistemas.
2. Justificación de la escogencia de varias alternativas de solución, para llevar a cabo un estudio de dichas alternativas, y finalmente seleccionar una de ellas para implementar como base de diseño del banco.
3. Cálculos de resistencia y criterios de falla.
4. Determinación de las dimensiones del banco y diseño de este, previendo que su manufactura debe brindar rigidez, tener acceso para su visualización y servicio. La estructura es la parte más importante del banco y debe preverse enteramente su

proceso de fabricación para asegurar la exactitud en el montaje de los rodamientos, apoyos y sistema de sujeción que conforman el banco didáctico.

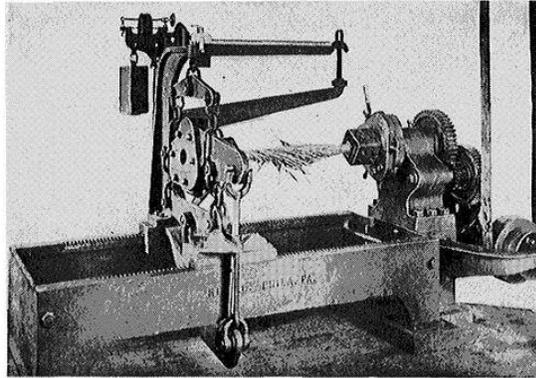
5. Elaboración de los planos tecnológicos de todas las piezas. En los planos tecnológicos se representan las tolerancias dimensionales, de forma y de ubicación expresamente requeridas. Además la elaboración de los planos de ensamble (planos de conjunto). A esto se llega luego de tener los planos tecnológicos de todas las piezas originales.
6. Elaboración de los planos completos del sistema. Estos consisten en la representación de todo el sistema. Se representan todos los componentes del banco, de manera simplificada sin detallar su composición interna.
7. Ordenamiento de la información y elaboración del informe con análisis de datos, conclusiones, recomendaciones y el anexo de otros documentos según la aplicación.

1. DISPOSITIVOS PARA MEDIR TORSIÓN Y CONCEPTO DE TORSION

1.1 PRIMERAS MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE TORSIÓN

Las primeras máquinas para ensayos de torsión fueron totalmente manuales, tanto para la aplicación de la carga como para la realización de la lectura de los datos luego de ejecutar las pruebas; dichas máquinas se utilizaban principalmente para pruebas en probetas de madera. Un ejemplo de estas máquinas utilizadas para estos ensayos, es la máquina de Riehle-Miller (figura 2), la cual se utilizaba para realizar pruebas con probetas de madera de nogal americano, cada probeta poseía las siguientes dimensiones: 1,5 pulgadas de diámetro y 18 pulgadas de longitud; cuando se colocaba la probeta en la máquina se aplicaba la carga constantemente a una velocidad de 22° por minuto, la lectura de la deformación se realizaba hasta que se presentará el fallo en la probeta. (2)

Figura 1. Máquina de ensayo de torsión Riehle-Miller.



Fuente: (2)

Con el paso de los años, se inicia el uso de nuevos dispositivos que se emplearon para desarrollar máquinas de pruebas con probetas de diferentes metales, estas máquinas poseían motores eléctricos, sin embargo la lectura de los datos seguía realizándose de forma análoga, lo cual generaba un error en la exactitud de la lectura tomada durante la realización de las pruebas. Un ejemplo de este tipo de máquinas es la máquina "Torsión Test Erciesen machine" desarrollada por la empresa Fuel Instruments & Engineers (figura 3).

Figura 2. Máquina de torsión Test erciesen.



Fuente: (3)

1.1.2 ACTUALIDAD DE LAS MAQUINAS DE TORSIÓN

En la actualidad el uso de sistemas electrónicos e informáticos ha permitido la aplicación de dispositivos y herramientas de precisión para la medición, toma de datos y visualización de señales. Por lo tanto para el caso del ensayo de torsión, a nivel internacional encontramos diversos equipos de diferente marca y capacidad para la aplicación del ensayo de torsión, en el cual citamos algunos ejemplos de equipos utilizados para la realización de pruebas de torsión en diversos materiales.

1.1.2.1 Máquina para ensayos de torsión en cables Justy

La máquina está diseñada para la realización de la prueba de torsión en diversos metales, cables y tubos, la medición del par se efectúa por medio del sistema de dinamómetro péndulo, el rango del par se puede ajustar, el cual se aplica a la probeta por medio de un motor reductor a través de la caja de engranajes, el registrador de autográficos puede ser proporcionado para conocer la relación entre el par de torsión de un ángulo bajo solicitud específica.

El número de giros requeridos para fracturar una muestra de cable se puede determinar rápidamente con esta máquina. La máquina estándar se compone de una caja de engranajes junto con motor para dar salida de 30, 60 o 90 rpm. Un contador de revoluciones indica el número total de vueltas y deja de contar cuando la muestra falla. La distancia entre los mandriles de sujeción puede estar en un rango de 1-500 mm de longitud. El cable se sujeta entre estos dos mandriles. Los cables de 1 a 10 mm de diámetro se pueden probar con esta máquina. La máquina funciona con energía eléctrica adecuada para el funcionamiento de 400 a 440 voltios, 3 fases, el suministro de corriente alterna (A.C.). La máquina está disponible en dos modelos uno para probar cables en el rango de 1-5 mm y el otro de 4-10 mm. (4)

Figura 3. Máquina de torsión Justy.



Fuente: (4)

1.1.2.2 HSM31 Máquina de ensayos de torsión (30 Nm)

Banco resistente montado de unidad para el estudio de par aplicado contra el ángulo de torsión, rotura de la muestra y gráficos de prueba. El par se aplica a través del cabezal, para diferentes muestras de ensayo de materiales mediante un tornillo sinfín de accionamiento manual y caja de cambios de ruedas. El ángulo de giro de entrada y las revoluciones se pueden ver en transportadores integrales y un contador de revoluciones ubicado sobre el soporte de cabezal utilizado para la aplicación del par de torsión.

El cabezal mide el par de torsión aplicado a la muestra utilizando la tecnología del calibrador de tensión. La unidad tiene capacidad para probetas de ensayo de hasta 750 mm de longitud. Unidades de cabezal hexagonales estándar se utilizan para transmitir el par de torsión en las muestras. Un sistema de compensación angular es parte integral del cabezal de torsión con un comparador. Las señales de medición de deformación se alimentan directamente en la interfaz de adquisición de datos suministrada en el banco. El Software adquisición de Datos se proporciona para capturar los parámetros de la prueba y para visualizar los gráficos pertinentes para futuros trabajos. (5)

Figura 4. HSM31 Máquina de torsión.



Fuente: (5)

1.1.2.3 Equipo de torsión en barras MTB

El equipo MTB permite comprobar los fundamentos de la torsión y realizar ejercicios prácticos de demostración de:

- La ecuación de torsión elástica de barras circulares.
- El módulo de rigidez de diferentes materiales.

Para realizar los ensayos se sujeta una barra metálica, mediante mordazas, y se somete a la fuerza de ensayo. La fuerza es aplicada gradualmente en la barra para observar la tensión elástica producida. El momento o par de fuerzas es aplicado por medio de un dinamómetro a través de una palanca. La deformación provocada por los esfuerzos a torsión es obtenida mediante la lectura de un reloj comparador en contacto con el brazo. Por una sencilla relación trigonométrica obtenemos el ángulo de deformación a torsión, lo que confiere unas características didácticas importantes al equipo. (6)

Barras de acero, latón y aluminio son suministradas para la realización de prácticas. Adicionalmente se pueden utilizar barras de otros materiales.

Figura 5. Equipo de torsión en barras MTB.



Fuente: (6)

1.1.2.4 La serie NJS-Z Auto display digital máquina de prueba de torsión

La serie NJS está diseñada y construida para la prueba de torsión sobre materiales metálicos y no metálicos, así como partes y componentes. Es un instrumento esencial para inspeccionar las propiedades de torsión de materiales en laboratorios de mecánica de la industria de la aviación, industria de la construcción, el departamento de investigación científica, las universidades y las empresas industriales.

Características:

La máquina de ensayo adopta el sistema de servo AC y se carga a través de la rotación del cartucho activo impulsado por el servomotor CA y el motor reductor molinillo de viento

ciclónico. El ángulo de torsión y el par de torsión se miden con transductor de par de alta precisión y codificador fotoeléctrico. El funcionamiento automático con una sola pulsación de teclas para finalizar la prueba; monitores LCD para mostrar la prueba en tiempo real. Una Micro-impresora imprime el resultado de la prueba. (7)

Figura 6.NJS- Z Máquina de prueba de torsión.



Fuente: (7)

1.1.2.5 Serie MT probadores de torsión de baja capacidad INSTRON

Diseñado principalmente para pruebas de torsión de baja capacidad (450 μ Nm - 225 Nm) en materiales y componentes, los sistemas de torsión MT ofrecen una alternativa exacta, de múltiples vueltas de capacidad, alta rigidez rotacional y fricción axial mínima. La celda de par del sistema está conectado a una cruceta móvil, que se puede dejar de libre flotación o sujeta durante la prueba. Cuando se deja de libre flotación, el usuario puede aplicar una precarga axial de la muestra con un peso y una disposición de polea. De circuito cerrado de servo-control de accionamiento electromecánico es proporcionada por Control electrónico 5900 y Software Bluehill. (8)

Figura 7.Serie MT Probador de torsión de baja capacidad.



Fuente: (8)

1.1.2.6 Probadores de torsión Tinius Olsen

Para la máxima versatilidad y capacidad de ensayo de torsión, Tinius Olsen ofrece una gama completa de máquinas de ensayo de torsión en capacidades desde 1000 hasta 30000 Nm. Estos probadores de torsión proporcionan capacidades de carga y un peso en ambos sentidos de giro. Esta característica hace que sea posible determinar convenientemente no sólo la carga de par final de una muestra, sino también la forma en que la muestra se comporta en condiciones de carga de par continuo o intermitente en ambas direcciones.

Cada probador de torsión comprende un sistema de accionamiento de velocidad variable de carga, un control digital y sistema de indicación en una unidad fija. El cabezal de pesaje con su sensor de par de bandas extensiométricas está montado sobre una unidad móvil que puede posicionarse sobre los carriles para acomodar las muestras de diferentes longitudes. (9)

Figura 8. Probador de torsión.



Fuente: (9)

1.1.2.7 Máquina electrónica XND-25 de ensayo de torsión, equipo de alta precisión Bairoe.

La serie XND de máquina de ensayo de torsión de alambre, está diseñado principalmente para inspeccionar la plasticidad y la falta de uniformidad de la muestra bajo torsión mediante el giro de rotación cuando se rompe, así como también inspeccionar el estado de su superficie. Este producto cuenta con un marco resistente, una estructura eficiente de alta precisión y estabilidad, así como su fácil y seguro funcionamiento. (10)

Características:

- Pantalla LED para exhibir la rotación actual, además mostrar la rotación y la velocidad configurada.
- Ningún escalonamiento en el ajuste de la velocidad. Grabación de datos automático. Velocidad y vueltas de rotación configurables.
- Parada automática cuando se alcanza la rotación del objetivo o la muestra se fracture.
- Distancia entre mordazas de agarre ajustables.
- Controlado de forma estable y confiable a través de interfaz usuario y del PLC.
- Mesa de acero permite que sea más fácil de limpiar.
- Equipado con protección de seguridad para evitar que la muestra se salga cuando se fracture.
- Medios de sujeción hidráulica más confiables para los alambres de gran diámetro.

Figura 9. Máquina electrónica XND-25 de ensayo de torsión.

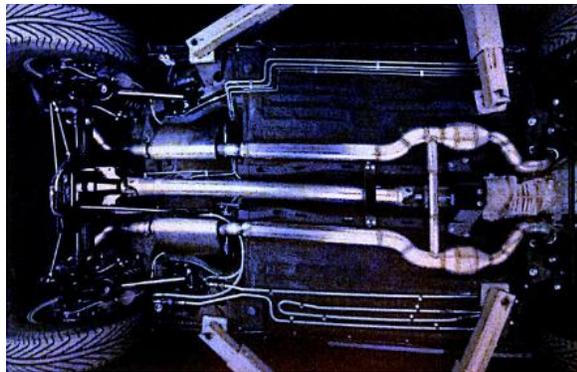


Fuente: (10)

1.2 TORSIÓN

Cuando los elementos se cargan con un momento respecto a su eje longitudinal, se dice que están a torsión y, por consiguiente, el momento aplicado se llama par de torsión. Los elementos sometidos a torsión se encuentran en muchas situaciones de ingeniería, la aplicación más común la representan los ejes de transmisión, que se emplean para transmitir potencia de un punto a otro. Por ejemplo el eje mostrado (figura 10), se utiliza para transmitir potencia desde el motor hasta las ruedas traseras de un automóvil. Estos ejes pueden ser sólidos o huecos. (11)

Figura 10. Tren de transmisión automotriz.

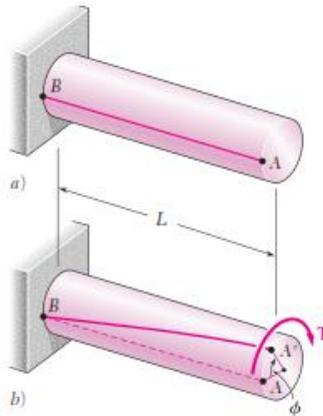


Fuente: (11)

1.2.1 DEFORMACIONES EN UN EJE CIRCULAR

Se considera un eje circular unido a un soporte fijo en uno de sus extremos (figura 11a). Si se aplica un par de torsión T al otro extremo, el eje se torcerá al girar su extremo libre a través de un ángulo θ llamado ángulo de giro (figura 11b). Esto significa que, dentro de un cierto rango de valores de T , el ángulo de giro θ es proporcional a T . También muestra que θ es proporcional a la longitud L del eje. En otras palabras el ángulo de giro para un eje del mismo material y con la misma sección transversal, pero con el doble de longitud, se duplicará sometido bajo el mismo par de torsión T . Un propósito de este análisis será encontrar la relación específica que existe entre θ , L y T ; otro propósito será determinar la distribución de esfuerzos cortantes en el eje. (11)

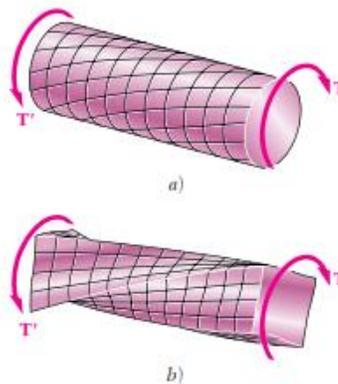
Figura 11. Eje circular unido a un soporte fijo.



Fuente: (11)

En este punto, debe señalarse una propiedad importante de los ejes circulares: cuando un eje circular se somete a torsión, todas sus secciones transversales permanecen planas y sin distorsión. Dicho de otra manera, aunque las distintas secciones transversales a lo largo del eje giran diferentes cantidades, cada sección transversal gira como una placa sólida rígida. Esto se puede observar en el eje (figura 12a), que muestra las deformaciones en un eje de caucho sometido a torsión. La propiedad que se analiza en este caso es característica de ejes circulares, sólidos o huecos. No se presenta en los elementos con sección transversal no circular. Por ejemplo, cuando una barra con sección transversal cuadrada se sujeta a torsión, sus distintas secciones transversales se tuercen y no permanecen planas (figura 12b). (11)

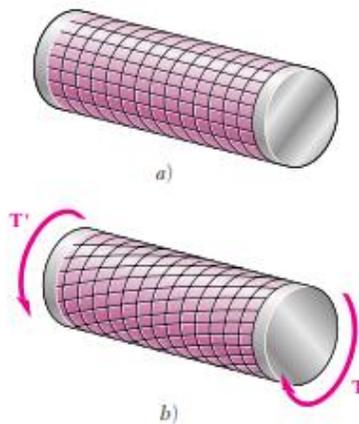
Figura 12. Deformaciones en un eje de caucho.



Fuente: (11)

Si todas las secciones del eje, desde un extremo hasta el otro, deben permanecer planas y sin distorsión, es necesario asegurarse de que los pares se aplican de tal manera que los extremos mismos del eje permanezcan planos y sin distorsión. Esto se logra aplicando los pares T y T' a placas rígidas, que se encuentren sólidamente unidas a los extremos del eje (figura 13a). Sólo así puede estarse seguro de que todas las secciones permanecerán planas y sin distorsión cuando aplique la carga, y que las deformaciones resultantes ocurrirán de manera uniforme a lo largo de todo el eje. Todos los círculos igualmente espaciados, que se muestran en el eje (figura 13a), girarán en la misma cantidad en relación con sus vecinos, y cada una de las líneas rectas se convertirá en una curva (hélice) que interseca los distintos círculos con el mismo ángulo (figura 13b). (11)

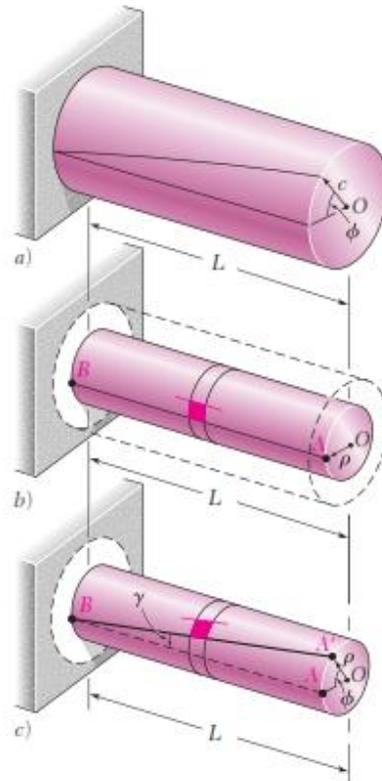
Figura 13. Eje con placas rígidas unidas en sus extremos.



Fuente: (11)

Ahora se determinará la distribución de las deformaciones a cortante en un eje circular de longitud L y radio c que ha sido girado en un ángulo θ (figura 14a). Desprendiendo del eje un cilindro de radio ρ , considere el pequeño cuadrado formado por dos círculos adyacentes y dos líneas rectas adyacentes trazadas en la superficie del cilindro antes de que se aplique carga alguna (figura 14b). Al someterse el eje a una carga de torsión, el elemento se deforma para convertirse en un rombo (figura 14c). Ahora, recuerde que la deformación unitaria cortante γ en un elemento dado se mide por el cambio en los ángulos formados por los lados de dicho elemento. Ya que los círculos que definen dos de los lados del elemento considerado aquí permanecen sin cambio, la deformación en corte γ debe ser igual al ángulo entre líneas AB y $A'B$ (γ debe expresarse en radianes). (11)

Figura 14. Distribución de las deformaciones a cortante en un eje circular.



Fuente: (11)

En la figura 7c se observa que, para valores pequeños de γ , puede expresarse la longitud de arco AA' como $AA' = L \cdot \gamma$. Pero, por otra parte, se tiene que $AA' = \rho \phi$. Se deduce que $L \gamma = \rho \phi$. o :

$$\gamma = \frac{\rho \cdot \phi}{L} \quad \text{Ecuación 1.}$$

Fuente: (11)

Donde γ y ϕ están, ambos, expresados en radianes. La ecuación obtenida muestra, como podría haberse anticipado, que la deformación a cortante γ en un punto dado del eje en torsión es proporcional al ángulo de giro ϕ . También muestra que γ es proporcional a la distancia ρ desde el eje de la flecha hasta el punto bajo consideración. Por lo tanto, la deformación unitaria a corte en una flecha circular varía linealmente con la distancia desde el eje de la flecha. (11)

Se deduce de la ecuación 1 que la deformación a cortante es máxima en la superficie del eje, donde $\rho = c$. Se tiene que:

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{C \cdot \phi}{L} \quad \text{Ecuación 2.}$$

Fuente: (11)

Eliminando ϕ de las ecuaciones 1 y 2, puede expresarse la deformación a cortante γ a una distancia ρ del eje de la flecha como:

$$\gamma = \frac{\rho}{c} \gamma_{\text{máx}} \quad \text{Ecuación 3.}$$

Fuente: (11)

1.2.2 ESFUERZOS EN EL RANGO ELÁSTICO

Se considera ahora el caso en que el par de torsión T es tal que todos los esfuerzos cortantes en el eje se encuentran por debajo de la resistencia de cedencia τ_y . Los esfuerzos en el eje permanecerán por debajo del límite de proporcionalidad y también por debajo del límite elástico. Por lo tanto se aplicará la ley de Hooke y no habrá deformación permanente.

Aplicando la ley de Hooke para el esfuerzo y la deformación a cortante, se escribe:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad \text{Ecuación 4.}$$

Fuente: (11)

Donde G es el módulo de rigidez o módulo de corte del material. Multiplicado ambos miembros de la ecuación 3 por G , se escribe:

$$G\gamma = \frac{\rho}{c} G\gamma_{\text{máx}}$$

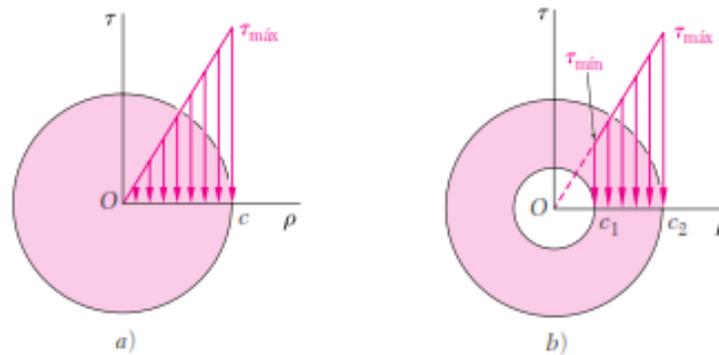
O, utilizando la ecuación 4:

$$\tau = \frac{\rho}{c} \tau_{\text{máx}} \quad \text{Ecuación 5.}$$

Fuente: (11)

La ecuación obtenida muestra que, mientras la resistencia a la cedencia (o el límite de proporcionalidad) no sea excedida en ninguna parte de una flecha circular, el esfuerzo cortante en la flecha varía linealmente con la distancia p desde el eje de la flecha. En un eje Circular de radio c (figura 15a) se muestra la distribución de esfuerzos, y en el eje circular hueco (figura 15b) de radio interior c_1 y radio exterior c_2 . De la ecuación 5 se encuentra que en el segundo caso: (11)

Figura 15. Eje Circular Hueco.



Fuente: (12)

$$\tau_{m\acute{i}n} = \frac{c_1}{c_2} \tau_{m\acute{a}x} \quad \text{Ecuaci3n 6.}$$

Fuente: (11)

La suma de los momentos de las fuerzas elementales ejercidas sobre cualquier secci3n transversal del eje debe ser igual a la magnitud T del par ejercido sobre el eje:

$$\int p(t dA) = T \quad \text{Ecuaci3n 7}$$

Sustituyendo t de la ecuaci3n 5 en 7, se escribe:

$$T = \int p(t dA) = \frac{t_{m\acute{a}x}}{c} \int p^2 dA$$

La integral en el 3ltimo miembro representa el momento polar de inercia J de la secci3n transversal con respecto a su centro O . Entonces tenemos:

$$T = \frac{\tau_{m\acute{a}x} \cdot J}{c} \quad \text{Ecuaci3n 8.}$$

Fuente: (11)

O despejando para $\tau_{\text{máx}}$:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T.c}{J} \quad \text{Ecuación 9.}$$

Sustituyendo $\tau_{\text{máx}}$ de la ecuación 9 en la ecuación 5. Se expresa el momento cortante a cualquier distancia ρ del eje de la flecha como:

$$\tau = \frac{T.\rho}{J} \quad \text{Ecuación 10.}$$

Fuente: (11)

Las ecuaciones 9 y 10 se conocen como las fórmulas de torsión elástica. El momento polar de inercia de un círculo de radio c es $J = \frac{\pi}{2} c^4$. En el caso de un eje circular hueco de radio interior c_1 y radio exterior c_2 , el momento polar de inercia es:

$$J = \frac{\pi}{2} (c_2 \text{ ext}^4 - c_1 \text{ int}^4) \quad \text{Ecuación 11.}$$

1.2.3 ÁNGULO DE GIRO EN EL RANGO ELÁSTICO

Considerando un eje de longitud L y sección transversal uniforme de radio c sujeto a un par de torsión T en su extremo libre, se sabe que el ángulo de giro ϕ y la deformación máxima a cortante $\gamma_{\text{máx}}$ se relacionan como se mostró en la ecuación 2:

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{c.\phi}{L} \quad \text{Ecuación 2.}$$

Fuente: (11)

Pero, en el rango elástico, el esfuerzo de cedencia no se excede en ninguna parte del eje, se aplica la ley de Hooke y se tiene que $\gamma_{\text{máx}} = \tau_{\text{máx}} / G$ o, a partir de la ecuación 9.

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{\tau_{\text{máx}}}{G} = \frac{T.c}{JG} \quad \text{Ecuación 12.}$$

Fuente: (11)

Igualando las ecuaciones 2 y 12, y despejando ϕ tenemos:

$$\phi = \frac{T.L}{JG} \quad \text{Ecuación 13.}$$

Fuente: (11)

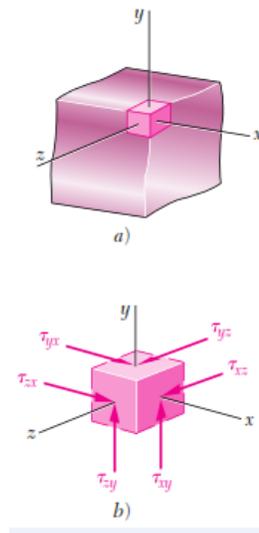
Donde ϕ se expresa en radianes. La relación obtenida muestra que, dentro del rango elástico, el ángulo de giro ϕ es proporcional al par de torsión T aplicado al eje.

La ecuación 13 suministra un método conveniente para determinar el módulo de rigidez de un material dado, además esta ecuación solo puede utilizarse si el eje es homogéneo (G = constante).

1.2.4 TORSIÓN DE ELEMENTOS NO CIRCULARES

Considere un pequeño elemento cubico ubicado en una esquina de la sección transversal de una barra cuadrada en torsión y seleccione los ejes coordenados paralelos a los bordes del elemento (figura 16a). Como la cara del elemento perpendicular al eje y es parte de la superficie libre de la barra, todos los esfuerzos en esta cara deben ser cero (figura 16b). Se escribe: (11)

Figura 16. Elemento cubico ubicado en una esquina de la sección transversal de una barra cuadrada en torsión.



Fuente: (11)

$$\tau_{yx} = 0 \quad \tau_{yz} = 0 \quad \text{Ecuación 14.}$$

Por la misma razón, todos los esfuerzos en la cara del elemento perpendicular al eje z debe ser cero, y se escribe:

$$\tau_{zx} = 0 \quad \tau_{zy} = 0 \quad \text{Ecuación 15.}$$

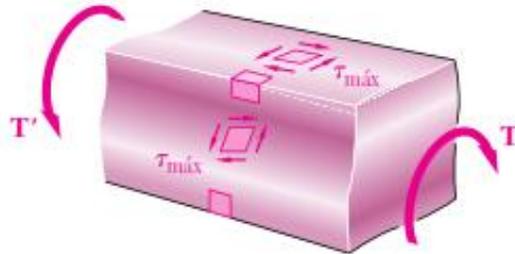
De la ecuación 14 y 15 se escribe:

$$\tau_{xy} = 0 \quad \tau_{xz} = 0 \quad \text{Ecuación 16.}$$

Por lo tanto, ambas componentes del esfuerzo cortante en la cara del elemento perpendicular al eje de la barra son cero. Se Concluye que no hay esfuerzo cortante en las esquinas de la sección transversal de la barra.

Torciendo un modelo de caucho de una barra cuadrada, se verifica fácilmente que no ocurren deformaciones y, por lo tanto, tampoco esfuerzos a lo largo de los bordes de la barra, mientras que las deformaciones máximas y, por lo tanto, los esfuerzos máximos ocurren a lo largo de la línea central de cada una de las caras de la barra (figura 17).

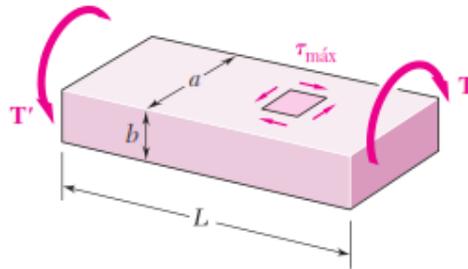
Figura 17. Barra Cuadrada de caucho sometida a torsión.



Fuente: (11)

Denotando con L la longitud de la barra, con a y b, respectivamente, el lado más ancho y el más angosto de su sección transversal y con T la magnitud de los pares de torsión aplicados a la barra (figura 18), se encuentra que el máximo esfuerzo cortante ocurre a lo largo de la línea central de la cara más ancha de la barra y es igual a (ecuación 17): (11)

Figura 18. Sección transversal de una barra cuadrada.



Fuente: (11)

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T}{c_1 ab^2} \quad \text{Ecuación 17.}$$

El ángulo de giro, se expresa como:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{TL}{c_2 ab^3 G} \quad \text{Ecuación 18.}$$

Los coeficientes c_1 y c_2 dependen sólo de la razón a/b y se dan en la (tabla 1) para una cantidad de valores de dicha razón. Es importante resaltar que las ecuaciones 17 y 18 son válidas sólo dentro del rango elástico.

Tabla 1. Coeficientes para barras rectangulares en torsión

Coeficientes para barras rectangulares en torsión		
a/b	C ₁	C ₂
1.0	0.208	0.1406
1.2	0.219	0.1661
1.5	0.231	0.1958
2.0	0.246	0.229
2.5	0.258	0.249
3.0	0.267	0.263
4.0	0.282	0.281
5.0	0.291	0.291
10.0	0.312	0.312
∞	0.333	0.333

Fuente: (11)

2. DISEÑO DEL BANCO

2.1 DEFINICIÓN DE LA TAREA TÉCNICA

Construir un banco demostrativo para realizar pruebas de torsión estática de barras de varias secciones transversales. Las dimensiones de las probetas deberán enmarcarse dentro de las dimensiones: 700 mm de longitud y 40 mm² de área, se deberán probar materiales de aproximadamente 200 MPa de esfuerzo ultimo a cortante.

2.2 ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN DE DISEÑO POR MECANISMOS Y SISTEMAS

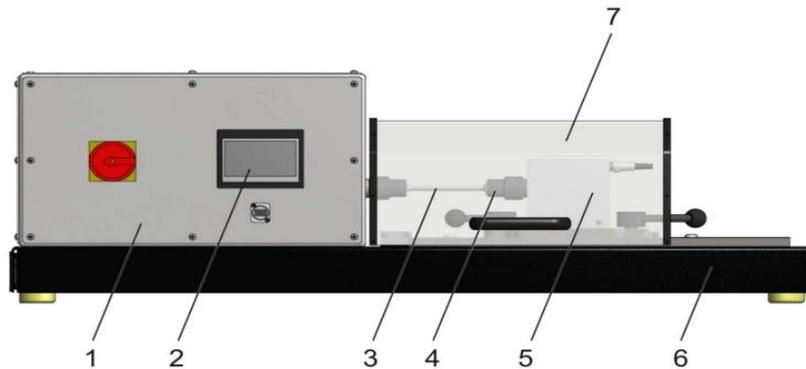
Inicialmente se plantearon una serie de modelos de bancos de torsión de barras los cuales se obtuvieron como resultado de una exhaustiva búsqueda bibliográfica del tema de interés, sin excluir el planteamiento de un método investigativo relacionado con el cumplimiento de varios requerimientos de diseño, los cuales fuimos estableciendo a partir del desarrollo del objetivo de construir un banco demostrativo para realizar pruebas de torsión estática de barras de varias secciones transversales.

A continuación se muestran los dispositivos involucrados en la revisión bibliográfica que se llevó a cabo.

2.2.1 Alternativa de Diseño # 1

Este equipo (figura 19), 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 barras de diferentes materiales, longitud y diámetro. El estribo es corredizo para adaptación a diferentes longitudes de probetas. El mandril para probetas es un inserto de llave vaso usual de $\frac{3}{4}$ ". La placa de base esta reforzada contra la torsión con perfiles de caja. Una cubierta transparente de plástico protege contra trozos rotos disparados. El par de comprobación se aplica mediante un motor reductor de alta multiplicación 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 como señal eléctrica, un codificador incremental registra el ángulo de torsión. Todos los valores se pueden leer en displays. La metrología basada en microprocesador se encuentra bien protegida en la carcasa, el software gunt, junto con el microprocesador, proporciona todas las ventajas de la realización y evaluación de ensayos basados en software. (12)

Figura 19. WP 510 Máquina para ensayo de torsión.



Fuente: (12)

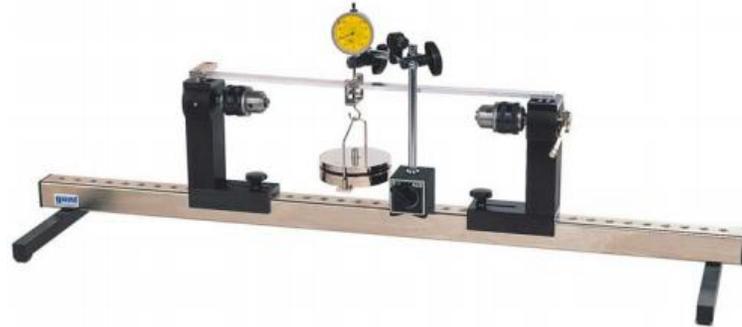
Componentes:

1. Unidad de accionamiento con motor reductor.
2. Panel táctil para el manejo e indicación de los valores de medición.
3. Probeta.
4. Mandril para probeta.
5. Estribo de fijación rápida a los perfiles de guía con dispositivo de medición del par de galgas extensiométricas.
6. Placa de base rígida a la torsión.
7. Cubierta protectora transparente.

2.2.2 Alternativa de diseño # 2

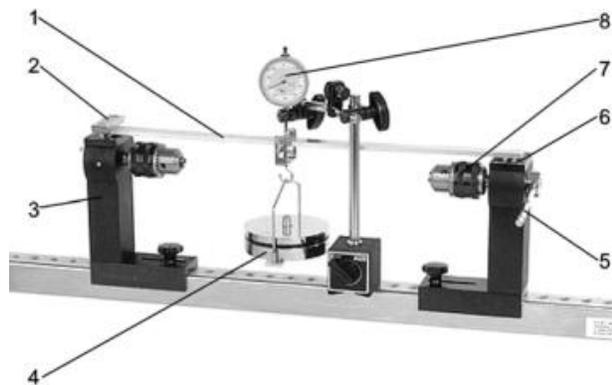
En el equipo (figura 20), la barra estudiada se fija en dos puntos con soportes desplazables y se somete a la carga de una pesa. Un reloj comparador registra los desplazamientos resultantes. Los soportes incluyen mandriles de sujeción para alojar las barras de torsión y apoyos para las barras empleadas en el ensayo de flexión. Los apoyos ofrecen diferentes posibilidades de sujeción, lo que permite estudiar formas de apoyo estáticamente determinadas o indeterminadas. El movimiento de torsión se aplica con un dispositivo en un soporte. El punto de aplicación de la carga para generar el momento flector se puede desplazar. (12)

Figura 20. WP 100 Máquina de deformación por torsión o flexión.



Fuente: (12)

Figura 21. Componentes del equipo WP 100.



Fuente: (12)

Componentes:

1. Viga.
2. Sujeción para ensayo de flexión.
3. Soporte.
4. Carga
5. Dispositivo para aplicar el par de torsión en ensayos de torsión.
6. Apoyo para ensayo de flexión.
7. Mandril de sujeción para ensayo de torsión.
8. Reloj de comparación.
9. 2 caballetes de cojinete.

Figura 22. Diagrama Cinemático del equipo WP 100.



Fuente: Los autores.

2.2.3 Alternativa de diseño # 3

DT8: 00 (figura 23) este aparato ha sido diseñado para que los estudiantes lleven a cabo ejercicios en el laboratorio destinados a estudiar las características de torsión elástica de barras circulares. (13)

Entre los diversos experimentos se incluyen:

1. La verificación de la ecuación de la torsión elástica.
2. La determinación del coeficiente de rigidez de los diferentes materiales.

El par se aplica a las barras de muestra por medio de una balanza de muelle y un reductor de velocidad y un indicador de disco en contacto con el reductor posibilita la medición del ángulo de torsión. Se suministra de un conjunto de muestras de diferentes materiales.

Figura 23. DT8: 00 Aparato de torsión de barras.



Fuente: (13)

2.2.4 Alternativa de diseño # 4

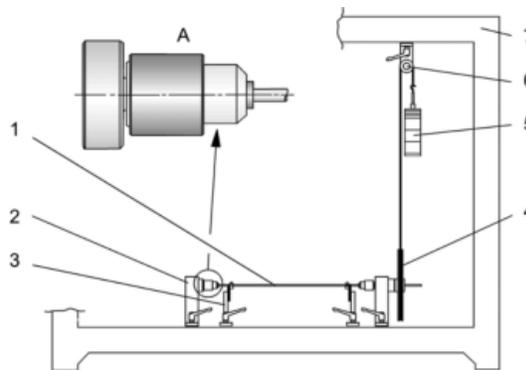
SE 110.29 (figura 24) estudia la torsión de una barra bajo el efecto de un momento de torsión. La barra se sujeta en dos soportes desplazables provistos de mandriles. El momento de torsión se genera por medio de un disco circular, una polea de reenvío y una pesa. La longitud de sujeción y el momento de torsión se pueden variar. Las torsiones resultantes se leen por medio de goniómetros en dos puntos cualesquiera de la barra. (14)

Figura 24. SE 110.29 equipo de torsión de barras.



Fuente: (14)

Figura 25. Componentes del equipo SE 110.29.



Fuente: (14)

Después de seleccionar el modelo SE 110-29, realizamos una búsqueda bibliográfica sobre las normas técnicas relacionadas con los ensayos de torsión de barras de diferentes materiales, las cuales fueran posible relacionar directamente con el banco didáctico de ensayo de torsión con el fin de cumplir los objetivos propuestos.

La norma seleccionada según los criterios establecidos sobre los ensayos de torsión de barras, es la norma ISO 7800: 2003 “Prueba de torsión simple en materiales metálicos” publicada por la Organización Internacional de Normalización (ISO).

Teniendo relacionado el modelo SE 110-29 banco para pruebas de torsión de barras y la norma ISO 7800, fue necesario realizar un estudio minucioso sobre los materiales que se deberían utilizar tanto para la construcción del banco cumpliendo con los requerimientos de diseño, así como los materiales adecuados para implementar en las probetas de ensayo.

2.3 ANALISIS DE MATERIALES

A continuación se muestra la resistencia de diferentes materiales sometidos a esfuerzos normales y cortantes los cuales pertenecen al grupo de los materiales dúctiles y frágiles que es el tema de estudio para la realización del banco y la implementación de las probetas. Vale aclarar que en una etapa inicial se determinó como objetivo general diseñar y construir un banco de pruebas de torsión teniendo un valor estimado de aplicación de esfuerzos de alrededor de 200 MPa como esfuerzo último a cortante que corresponde a la propiedad mecánica evaluada en los materiales escogidos para realizar la posible construcción del banco de pruebas.

2.3.1 Materiales dúctiles

Cualquier material que pueda someterse a grandes deformaciones antes de fracturarse se denomina material dúctil. Los ingenieros suelen elegir materiales dúctiles para el diseño porque son capaces de absorber los impactos o la energía, y se sobrecargan, por lo general presentan grandes deformaciones antes de fallar. (15)

Tabla 2. Resistencia de materiales dúctiles diferentes al acero.

Material	Tipos de esfuerzo			
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	T_y [Mpa]	T_u [Mpa]
Latón Aleación de cobre y zinc (dúctil).	(70-550) $\sigma_y= 100$ Mpa	(220-620) $\sigma_u=270$ Mpa	$T_y=0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(100)$ $T_y= 50$ Mpa	$T_u =0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(270)$ $T_u= 202,5$ Mpa
Cobre Dúctil y maleable	$\sigma_y= 330$ Mpa	$\sigma_u=380$ Mpa	$T_y=0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(330)$ $T_y= 165$ Mpa	$T_u =0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(380)$ $T_u= 285$ Mpa
Bronce Aleación de cobre y estaño	σ_y (82-690) $\sigma_y= 300$ Mpa	σ_u (200-830) $\sigma_u=450$ Mpa	$T_y=0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(300)$ $T_y= 150$ Mpa	$T_u =0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(450)$ $T_u= 337,5$ Mpa
Aluminio Dúctil y maleable	$\sigma_y= 20$ Mpa	$\sigma_u=70$ Mpa	$T_y=0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(20)$ $T_y= 10$ Mpa	$T_u =0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(70)$ $T_u= 52,5$ Mpa

Fuente: (16)

2.3.2 Materiales Frágiles

Los materiales que no presentan cedencia, o que exhiben una muy pequeña, antes de la falla se conocen como materiales frágiles. (15)

El aumento de contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción, incrementa la fragilidad y disminuye la ductilidad; en las tablas que veremos a continuación se mostraran varios materiales con sus respectivos valores de esfuerzo normal y cortante.

Tabla 3. Resistencia mecánica de diferentes tipos de acero.

Material	Tipos de esfuerzo			
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	T_y [Mpa]	T_u [Mpa]
Acero de herramientas (0,03-2%) Carbono y hierro.	$\sigma_y = 520$ Mpa	$\sigma_u = 900$ Mpa	$T_y = 0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(520)$ $T_y = 260$ Mpa	$T_u = 0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(900)$ $T_y = 675$ Mpa
Acero estructural	$\sigma_y = (200-700)$ $\sigma_y = 200$ Mpa	$\sigma_u = (340-830)$ $\sigma_u = 350$ Mpa	$T_y = 0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(200)$ $T_y = 100$ Mpa	$T_u = 0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(350)$ $T_y = 262,5$ Mpa

Fuente: (16)

Tabla 4. Resistencia mecánica del hierro.

Material	Tipos de esfuerzo			
	σ_y [Mpa]	σ_u [Mpa]	T_y [Mpa]	T_u [Mpa]
Hierro forjado Relativamente frágil y maleable	$\sigma_y = 210$ Mpa	$\sigma_u = 340$ Mpa	$T_y = 0,5 \sigma_y$ $T_y = 0,5(210)$ $T_y = 105$ Mpa	$T_u = 0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(340)$ $T_y = 255$ Mpa
Hierro fundido Fundición gris ASTM 35		$\sigma_u = 252$ Mpa		$T_u = 0,75 \sigma_u$ $T_u = 0,75(252)$ $T_y = 189$ Mpa

Fuente: (17)

Finalmente, después de haber analizado los materiales dúctiles y frágiles obtuvimos los siguientes resultados:

Tabla 5.Resultado de los materiales estudiados.

Materiales Evaluados	Resultados
Latón	202,5 Mpa
Cobre	285 Mpa
Bronce	337,5 Mpa
Aluminio	52,5 Mpa
Acero de herramientas	675 Mpa
Acero estructural	262,5 Mpa
Hierro forjado	255 Mpa
Hierro Fundido	189 Mpa

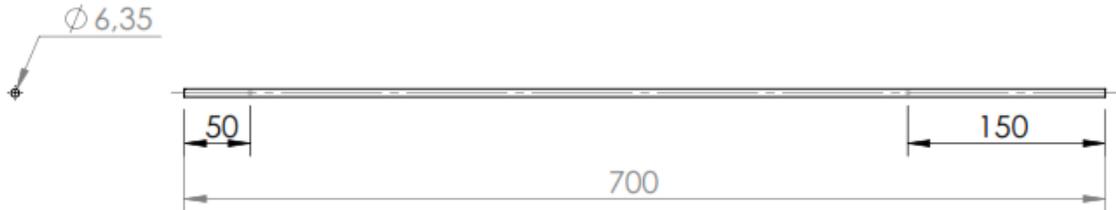
Fuente: Los autores.

A partir de los resultados obtenidos de los materiales estudiados anteriormente, se seleccionaron para las probetas el latón y el aluminio y para la construcción del banco se seleccionó el acero estructural.

2.4 CALCULOS DE LAS PROBETAS A UTILIZAR EN EL ENSAYO

A partir de los materiales seleccionados anteriormente se estableció las secciones transversales para las probetas a utilizar durante el ensayo, las cuales corresponden a circular, cuadrada y tubular.

2.4.1 Cálculos de resistencia para la probeta circular maciza de latón en la zona de fluencia:



Diámetro del eje:

Ø eje: ¼ in = 6.35 mm

Ø eje: 0.00635 m

Ø eje: ¼ in = 6.35 mm $\times \frac{1m}{1000mm}$

r eje: 0.003175m

Longitud del eje:

L: 500mm $\times \frac{1m}{1000mm}$

L: 0.5m

Datos de la polea:

Ø polea: 10 in

Ø eje: 0,254 m

Ø polea: 10 in = 254 mm

r polea: 0,127 m

r polea: 127mm $\times \frac{1m}{1000mm}$

Análisis de fluencia:

Módulo de rigidez para el latón

Esfuerzo de fluencia para el latón

G: 41,5 Gpa

σ f Latón: 100 Mpa

Calculo de la deformación angular:

$$\tau_f = G \times \gamma \quad \tau_f = 0,5 \times \sigma_f \quad \gamma = \frac{\tau_f}{G}$$

$$\tau_f = 0,5 \times \sigma_f$$

$$\tau_f = 0,5 (100 \times 10^6 \frac{N}{m^2})$$

$$\gamma = \frac{\tau_f}{G} \quad \gamma = \frac{50 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{41,5 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}$$

$$\tau_f \text{ latón} = 50 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\gamma = 1,2048 \times 10^{-3} \text{rad}$$

$$\tau_f \text{ latón} = 50 \text{ Mpa}$$

Cálculo del ángulo de torsión Θ :

$$\Theta = \frac{\gamma \times L}{r \text{ eje}}$$

$$\Theta = \frac{(1,2048 \times 10^{-3} \text{rad}) (0,5\text{m})}{0,003175\text{m}}$$

$$\Theta = 0,189732283\text{rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}}$$

$$\Theta = 0,189732283\text{rad}$$

$$\Theta = 10,87085908^\circ$$

$$\Theta: 10,87^\circ$$

Calculo del par de torsión considerando el ángulo de torsión obtenido:

$$\Theta = \frac{T \times L}{J \times G}$$

$$T_f: \frac{\Theta \times J \times G}{L}$$

$$\tau_f = \frac{0,189732283\text{rad} \times \frac{\pi}{32} \times \frac{(0,00635\text{m})^4}{1} \times 41,5 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}{0,5\text{m}}$$

$$\tau_f = 2,513703909 \text{ Nm}$$

$$\tau_f = 2,51 \text{ Nm}$$

Cálculo de la fuerza:

$$T = F \times r \text{ polea}$$

$$F = m \times g \quad m = \frac{F}{g}$$

$$F = \frac{T}{r \text{ polea}}$$

$$m = \frac{19,76 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

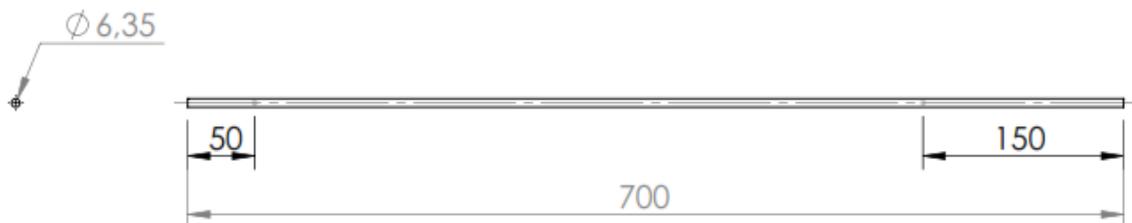
$$F = \frac{2,51 \text{Nm}}{0,127 \text{m}}$$

$$m = 2,014656425 \text{ kg}$$

$$F = 19,76 \text{N}$$

m = 2,01 kg La carga máxima a fluencia corresponde a 19,76N ó 2,01kg.

2.4.2 Cálculos de resistencia para la probeta circular maciza de aluminio en la zona de fluencia:



Diámetro del eje:

$$\phi \text{ eje: } \frac{1}{4} \text{ in} = 6,35 \text{ mm}$$

$$\phi \text{ eje: } 0,00635 \text{ m}$$

$$\phi \text{ eje: } \frac{1}{4} \text{ in} = 6,35 \text{ mm} \times \frac{1 \text{m}}{1000 \text{mm}}$$

$$r \text{ eje: } 0,003175 \text{ m}$$

Longitud del eje:

$$L: 500 \text{mm} \times \frac{1 \text{m}}{1000 \text{mm}}$$

$$L: 0,5 \text{ m}$$

Datos de la polea:

$$\phi \text{ polea: } 10 \text{ in}$$

$$\phi \text{ eje: } 0,254 \text{ m}$$

$$\phi \text{ polea: } 10 \text{ in} = 254 \text{ mm}$$

$$r \text{ polea: } 0,127 \text{ m}$$

$$r \text{ polea: } 127 \text{mm} \times \frac{1 \text{m}}{1000 \text{mm}}$$

Análisis de fluencia:

Módulo de rigidez para el aluminio:

$$G: 26,8 \text{ Gpa}$$

Esfuerzo de fluencia para el aluminio:

$$\sigma_f \text{ Aluminio: } 20 \text{ MPa}$$

Calculo de la deformación angular:

$$\tau_f = G \times \gamma \quad \tau_f = 0,5 \times \sigma_f \quad \gamma = \frac{\tau_f}{G}$$

$$\tau_f = 0,5 \times \sigma_f$$

$$\tau_f = 0,5 (20 \times 10^6 \frac{N}{m^2})$$

$$\gamma = \frac{\tau_f}{G} \quad \gamma = \frac{10 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{26,8 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}$$

$$\tau_f \text{ latón} = 10 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\gamma = 3,7313 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\tau_f \text{ aluminio} = 10 \text{ Mpa}$$

Cálculo del ángulo de torsión Θ :

$$\Theta = \frac{\gamma \times L}{r \text{ eje}}$$

$$\Theta = \frac{(3,7313 \times 10^{-4} \text{ rad}) (0,5 \text{ m})}{0,003175 \text{ m}}$$

$$\Theta = 0,058760 \text{ rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}}$$

$$\Theta = 0,058760 \text{ rad}$$

$$\Theta: 3,36^\circ$$

Calculo del par de torsión considerando el ángulo de torsión obtenido:

$$\theta = \frac{T \times L}{J \times G}$$

$$T_f: \frac{\theta \times J \times G}{L}$$

$$\tau_f = \frac{0,058760 \text{ rad} \times \frac{\pi}{32} \times \frac{(0,00635 \text{ m})^4}{1} \times 26,8 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}{0,5 \text{ m}}$$

$$\tau_f = 0,50 \text{ Nm}$$

$$\tau_f = 0,50 \text{ Nm}$$

Cálculo de la fuerza:

$$T = F \times r_{\text{polea}} \quad F = m \times g \quad m = \frac{F}{g}$$

$$F_f = \frac{T_f}{r_{\text{polea}}}$$

$$F_f = \frac{0,50 \text{ Nm}}{0,127 \text{ m}}$$

$$F_f = 3,94 \text{ N}$$

$$m = \frac{3,94 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$m = 0,401630 \text{ kg}$$

m = 0,40 kg La carga máxima a fluencia corresponde a 0,50N ó 0,40kg.

2.4.3. Cálculos de resistencia para la probeta cuadrada maciza de latón en la zona de fluencia:



Dimensiones de la Probeta:

Lados: $L = c = b = 6.35 \text{ mm} = 1/4 \text{ in}$

Lados: $0,00635 \text{ m} = c = b$

Donde:

c: Lado más corto de la sección transversal

b: Lado más largo de la sección transversal

Datos de la polea:

Ø polea: 10 in

Ø polea: 10 in = 254 mm

r polea: $127\text{mm} \times \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}$

r polea: 0,127 m

Longitud del eje cuadrado macizo de latón:

L: $500\text{mm} \times \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}$

L: 0.5m

Análisis de fluencia:

Módulo de rigidez para el latón

G: 41,5 Gpa

Esfuerzo de fluencia para el latón

σ_f Latón: 100 MPa

$$\tau_f = 0,5 \times \sigma_f$$

$$\tau_f = 0,5 \left(100 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \right)$$

$$\tau_f \text{ latón} = 50 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

τ_f latón = 50 Mpa

Ecuación para el cálculo del esfuerzo cortante máximo τ_f máximo Latón:

$$\tau_f \text{ máximo Latón} = \frac{T}{c_1 \times b \times c^2}$$

Ecuación para el cálculo del ángulo de torsión Θ:

$$\Theta = \frac{T \times L}{c_2 \times b \times c^3 \times G}$$

Relación b/c:

b/c	1
c_1	0,208
c_2	0,1406

Calculo del par de torsión:

$$T = \tau_{\text{máx}} \times c_1 \times b \times c^2$$

$$T = (50 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(0,208) (0,00635\text{m}) (0,00635\text{m}^2)$$

$$T = 2,66\text{Nm}$$

Calculo del ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{T \times L}{c_2 \times b \times c^3 \times G}$$

$$\theta = \frac{(2,66\text{Nm}) \times (0,5\text{m})}{(0,1406) \times (0,00635\text{m}) \times (0,00635\text{m})^3 \times (41,5 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})}$$

$$\theta = 0,140192029\text{rad}$$

$$\theta = 0,140192029\text{rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}}$$

$$\theta = 8,0324^\circ$$

Cálculo de la fuerza:

$$T = F \times r_{\text{polea}} \quad F = m \times g \quad m = \frac{F}{g}$$

$$F_f = \frac{T_f}{r_{\text{polea}}} \quad F_f = \frac{2,66\text{Nm}}{0,127\text{m}}$$

$$F_f = 20,97\text{N}$$

$$m = \frac{20,94 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$m = 2,135054 \text{ kg}$$

m = 2,14 kg La carga máxima a fluencia corresponde a 20,94N ó 2,14 kg.

2.4.4. Cálculos de resistencia para la probeta cuadrada maciza de aluminio en la zona de fluencia:



Dimensiones de la Probeta:

Lados: $L=c=b=6.35\text{mm}=1/4\text{in}$

Lados: $0,00635\text{m}=c=b$

Donde:

c: Lado más corto de la sección transversal

b: Lado más largo de la sección transversal

Datos de la polea:

Ø polea: 10 in

Ø polea: 10 in = 254 mm

r polea: $127\text{mm} \times \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}$

Longitud del eje cuadrado macizo de latón:

L: $500\text{mm} \times \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}$

L: 0.5m

r polea: 0,127 m

Análisis de fluencia:

Módulo de rigidez para el latón

Esfuerzo de fluencia para el latón

G: 26,8 Gpa

σ_f Aluminio: 20 MPa

$$\tau_f = 0,5 \times \sigma_f$$

$$\tau_f = 0,5 \left(20 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \right)$$

$$\tau_f \text{ aluminio} = 10 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

τ_f aluminio = 10 Mpa

Ecuación para el cálculo del esfuerzo cortante máximo τ_f máximo Latón:

$$\tau_f \text{ máximo Latón} = \frac{T}{c_1 \times b \times c^2}$$

Ecuación para el cálculo del ángulo de torsión Θ :

$$\Theta = \frac{T \times L}{c_2 \times b \times c^3 \times G}$$

Relación b/c:

b/c	1
c_1	0,208
c_2	0,1406

Calculo del par de torsión:

$$T = \tau_{\text{máx.}} \times c_1 \times b \times c^2$$

$$T = (10 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})(0,208)(0,00635\text{m})(0,00635\text{m}^2)$$

$$T = 0,53 \text{ Nm}$$

Calculo del ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{T \times L}{c_2 \times b \times c^3 \times G}$$

$$\theta = \frac{(0,53\text{Nm}) \times (0,5\text{m})}{(0,1406) \times (0,00635\text{m}) \times (0,00635\text{m})^3 \times (26,8 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})}$$

$$\theta = 0,043254\text{rad}$$

$$\theta = 0,043254\text{rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}}$$

$$\theta = 2,4782^\circ$$

Calculo de la fuerza:

$$T = F \times r_{\text{polea}} \quad F = m \times g \quad m = \frac{F}{g}$$

$$F_f = \frac{T_f}{r_{\text{polea}}}$$

$$F_f = \frac{0,53\text{Nm}}{0,127\text{m}}$$

$$F_f = 4,17\text{N}$$

$$m = \frac{4,17 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$m = 0,43\text{kg}$$

La carga máxima a fluencia corresponde a 4,17N ó 0,43kg

2.4.5. Cálculos de resistencia para la probeta circular hueca de aluminio en la zona de fluencia:

Diámetro exterior del eje:

Ø Exterior: 9 mm

Ø Exterior: 9 mm $\times \frac{1m}{1000mm}$

Ø Exterior: 0.009 m

r Exterior: 0.0045m

Espesor: 1mm

Longitud del eje:

L: 500mm $\times \frac{1m}{1000mm}$ **L: 0.5m**

Datos de la polea:

Ø polea: 10 in

Ø polea: 10 in = 254 mm

r polea: 127mm $\times \frac{1m}{1000mm}$

Análisis de fluencia:

Módulo de rigidez para el aluminio:

G: 26,8 Gpa

Cálculo del par de torsión:

$$\tau = \frac{T \times C}{\frac{\pi}{32} (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}$$

$$T = \frac{T \times J}{C}$$

$$T = \frac{\left(10 \times 10^6 \frac{N}{m^2}\right) \frac{\pi}{32} (0,009m^4 - 0,008m^4)}{0,0045m}$$

Diámetro interior del eje:

Ø Interior : Ø Exterior - espesor

Ø Interior : 9 mm – 1mm

Ø Interior: 8mm

Ø Interior : 0.008m

Ø eje: 0,254 m

r polea: 0,127 m

Esfuerzo de fluencia para el aluminio:

σ f Aluminio: 20 MPa

$$T = 0,5377795758\text{Nm}$$

$$\mathbf{T = 0,54 Nm}$$

Cálculo del ángulo de torsión Θ :

$$\Theta = \frac{T \times L}{J \times G}$$

$$\Theta = \frac{0,54\text{N} \times 0,5\text{m}}{\frac{\pi}{32} (0,009\text{m}^4 - 0,008\text{m}^4) \times (26,8 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})}$$

$$\Theta = 0,04163055034\text{rad}$$

$$\Theta: 0,04163055034\text{rad} \times \frac{180^\circ}{\pi\text{rad}}$$

$$\Theta: 2,385254833$$

$$\mathbf{\Theta = 2,4^\circ}$$

Cálculo de la deformación angular γ

$$\gamma \times L: r \text{ eje } \times \Theta$$

$$\gamma = \frac{r \text{ eje } \times \theta}{L}$$

$$\gamma = \frac{0,0045\text{m} \times 0,04163055034\text{rad}}{0,5\text{m}}$$

$$\gamma = 0,00037467495\text{rad}$$

$$\gamma = 0,00037\text{rad} \times \frac{180^\circ}{\pi\text{rad}}$$

$$\gamma = 0,02146729332^\circ$$

$$\mathbf{\gamma = 0,021^\circ}$$

Cálculo de la fuerza:

$$T: F \times r \text{ polea}$$

$$F: m \times g \quad m: \frac{F}{g}$$

$$F = \frac{T_f}{r \text{ polea}}$$

$$F = \frac{0,54 \text{ Nm}}{0,127 \text{ m}}$$

$$F = 4,251968504 \text{ N}$$

$$F = 4,25 \text{ N}$$

$$m = \frac{4,251968504 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$m = 0,43 \text{ kg}$$

m: 0,43kg La carga máxima a fluencia corresponde a 4,25N Ó 0,43kg.

Tabla 6. Resultados teóricos de las probetas.

Probetas para el ensayo				
Material	Latón		Aluminio	
Sección transversal	Par de torsión (Nm)	Fuerza (N)	Par de torsión (Nm)	Fuerza (N)
circular	2,51	19,76	0,50	3,94
Cuadrada	2,66	20,97	0,53	4,19
Tubular			0,54	4,25

Fuente: Los autores.

2.5. ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y CRITERIOS DE FALLA PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE TORSIÓN.

Material utilizado para la estructura: Acero A-36

Propiedades mecánicas: El acero A-36 tiene una densidad de 7850 kg/m^3 ($0,28 \text{ lb/in}^3$). El acero A-36 en barras planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8in ($202,2\text{mm}$); tiene un límite de fluencia mínimo de 250Mpa (36Ksi) y un límite de rotura mínimo de 410Mpa (58Ksi). El acero A-36 está diseñado para ser resistente y fuerte en virtud de sus propiedades mecánicas. (18)

- **Desventaja:** Es propenso a la oxidación.
- **Ventaja:** Con un recubrimiento relativamente simple resulta menos costoso que el acero inoxidable.

Para la construcción del banco elegimos una viga de perfil rectangular la cual nos facilita la construcción y además genera mayor seguridad para su funcionamiento, a continuación se mostrara la selección del coeficiente de seguridad para la construcción y la selección del perfil de la viga.

2.5.1 Determinación del coeficiente de seguridad para la construcción del banco

Determinación del coeficiente de seguridad: (19)

$$N = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$$

- n_1 = coeficiente que considera la exactitud del cálculo.

$$n_1 (1,2,\dots, 1,3)$$

$$n_1 = 1,3$$

- n_2 = coeficiente que tiene en cuenta las propiedades homogéneas del material

$$n_2 (1,2,\dots,1,3)$$

$$n_2 = 1,3$$

- n_3 = coeficiente que tiene en cuenta el grado de responsabilidad de la pieza.

Nota: la rotura de la viga a flexión ocasiona la parada del banco de pruebas de torsión.

$$n_3 (1,2,\dots,1,3)$$

$$n_3 = 1,3$$

2.5.2 Análisis del esfuerzo (σ) normal permisible para una viga de perfil rectangular:

Vigas de Acero A- 36

A partir de la siguiente formula:

$$\sigma_{\text{admissible}} = [\sigma] \quad \sigma_{\text{admissible}} \geq \frac{\sigma_y}{N}$$

$$\sigma_y = 250\text{Mpa} \quad \sigma_y = \text{Esfuerzo de fluencia.}$$

Calculamos el $\sigma_{\text{admissible}}$ a partir del coeficiente de seguridad seleccionado anteriormente así:

$$N = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$$

$$N = (1,3) (1,3) (1,3) \quad N = 2,197$$

$$\sigma_{\text{admissible}} = \frac{250}{N}$$

$$\sigma_{\text{admissible}} = 113791533,9 \text{ pa} \quad \sigma_{\text{admissible}} = 113,79\text{Mpa} \\ \text{Acero A-36}$$

2.5.3 Análisis del esfuerzo cortante permisible para una viga de perfil rectangular.

El acero A-36 tiene un límite de rotura mínimo de 410Mpa (80Ksi). En cuanto a la fluencia tenemos que:

$$T_{\text{permisible a fluencia}} = \frac{0,5 \sigma_{\text{fluencia}}}{N}$$

$$T_{\text{permisible a fluencia}} = \frac{0,5 (250\text{Mpa})}{2,197}$$

$$T_{\text{permisible a fluencia}} = 56,89\text{Mpa}$$

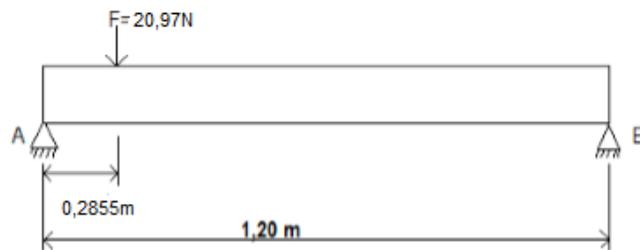
2.5.3 Análisis y cálculos de vigas sometidas a flexión donde se encuentran esfuerzos combinados.

En la probeta cuadrada maciza de latón se generó un par de torsión máximo de 2,66Nm

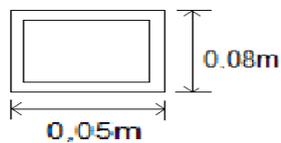
Fuerza máxima generada por la probeta maciza cuadrada de latón fue de:

Fmax = 20,97N

1. Esfuerzos normales y cortantes:



Perfil de la viga



Calculo de las reacciones en la viga:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-20,97N (0,2855m) + R_b (1,20m) = 0$$

$$-5,9869Nm + 1,20mR_b = 0$$

$$1,20mR_b = 5,9869Nm$$

$$R_b = \frac{5,9869Nm}{1,20m} \quad \mathbf{R_b = 4,9890N}$$

$$\uparrow +\Sigma F = 0$$

$$R_a - 20,97 + R_b = 0$$

$$R_a = 20,97N - R_b$$

$$R_a = 20,97N - 4,9890N$$

$$\mathbf{R_a = 15,981N}$$

3. Análisis del momento flector:

Cálculo realizado por el método de áreas.

$$\text{Área 1} + = b \cdot x \cdot h$$

$$b \cdot x \cdot h = (0,2855\text{m}) (15,981\text{N})$$

$$b \cdot x \cdot h = 4,562 \text{ Nm}$$

$$\text{Área 1} = 4,562 \text{ Nm}$$

$$1M_f = 0$$

$$2M_f = 0 + 4,562 = 4,562\text{Nm}$$

$$3M_f = 4,562\text{Nm} - 4,562\text{Nm} = 0$$

$$3M_f = 0$$

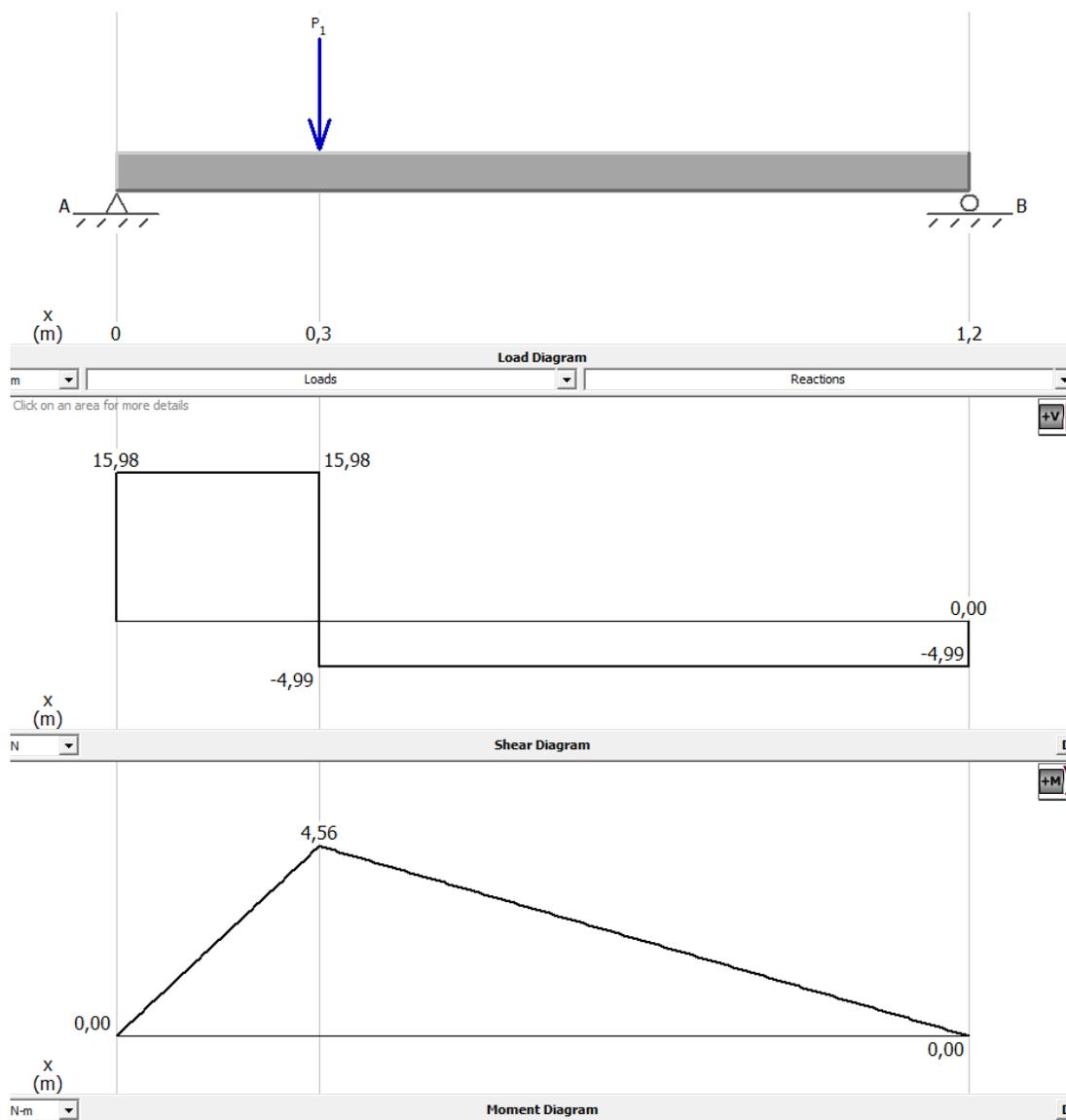
$$\text{Área 2} - = b \cdot x \cdot h$$

$$b \cdot x \cdot h = (0,9145\text{m}) (4,989\text{N})$$

$$b \cdot x \cdot h = 4,562 \text{ Nm}$$

$$\text{Área 2} = 4,562 \text{ Nm}$$

Figura 27. Diagrama cortante y flector de la viga.



4. Cálculo del momento de inercia respecto a la sección transversal:

Xct

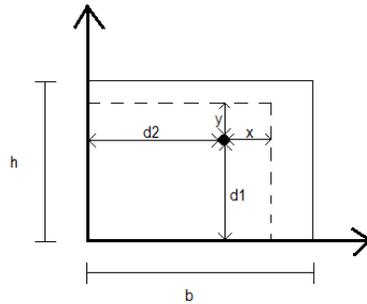
Ct = centroíde de la figura.

$$1x_{ct} = (1cx_1 + A_1d_1^2) + (1cx_2 + A_2d_2^2) + (1cx_3 + A_3d_3^2)$$

Teorema de ejes paralelos

$$I_x = I_{x_{C_1}} + A_1 d_1^2$$

$$I_y = I_{y_{C_1}} + A_1 d_2^2$$

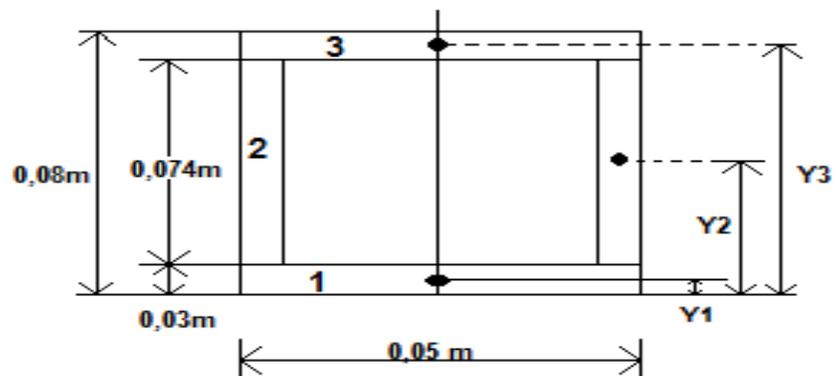


$$I_{ww} = I_{y_{C_1}} + A_1 d_3^2$$

$$I_{x_{C_1}} = \frac{1}{12} bh^3$$

$$I_{y_{C_1}} = \frac{1}{12} b^3 h$$

Perfil de la viga



$$Y_1 = \frac{0,003m}{2}$$

$$Y_1 = 0,0015m$$

$$Y_2 = \frac{(0,08m - 0,003m - 0,003m)}{2} + 0,003m$$

$$Y_2 = 0,04m$$

$$Y_3 = 0,003\text{m} + (0,08\text{m} - 0,003\text{m} - 0,003\text{m}) + \frac{0,003\text{m}}{2}$$

$$Y_3 = 0,0785\text{m}$$

Determinación del eje neutro de la viga de perfil rectangular:

$$Y = \frac{y_1.A_1 + y_2.A_2 + y_3.A_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$\text{Área 1} = b \times h$$

$$\text{Área 2} = (0,003\text{m}) (0,074\text{m})$$

$$\text{Área 1} = (0,05\text{m}) (0,003\text{m})$$

$$\text{Área 2} = (0,003\text{m}) (0,074\text{m})$$

$$\text{Área 1} = 0,00015 \text{ m}^2$$

$$\text{Área 2} = 0,000222 \text{ m}^2$$

$$\text{Área 3} = \text{Área 1}$$

$$\text{Área 3} = 0,00015 \text{ m}^2$$

$$Y_{\text{eje neutro ecuación general}} = \frac{y_1.A_1 + y_2.A_2 + y_3.A_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_{\text{ecuación adecuada}} = \frac{y_1.A_1 + 2(y_2.A_2) + y_3.A_3}{A_1 + 2(A_2) + A_3}$$

$$Y_{\text{eje neutro}} = \frac{(0,0015\text{m})(0,00015\text{m}^2) + [2(0,04\text{m})(0,000222\text{m}^2)] + (0,0785)(0,00015\text{m}^2)}{(0,00015\text{m}^2) + 2(0,000222\text{m}^2) + (0,00015\text{m}^2)}$$

$$Y_{\text{eje neutro}} = \frac{(2,25 \times 10^{-7} \text{m}^3) + (1,776 \times 10^{-5} \text{m}^3) + (1,1775 \times 10^{-5} \text{m}^3)}{(7,44 \times 10^{-4} \text{m}^2)}$$

$$Y_{\text{eje neutro}} = 0,04\text{m}$$

5. Cálculo de la inercia:

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{M}{I} \quad \frac{I}{C} = S$$

$$I = [(1xcT_1 + A_1d_1^2) + [(1xcT_2 + A_2d_2^2).2] + (1xcT_3 + A_3d_3^2)]$$

$$I = \frac{1}{12}bh^3$$

$$I = [(\frac{1}{12}bh^3)_1 + A_1d_1^2] + 2[(\frac{1}{12}bh^3)_2 + A_2d_2^2] + [(\frac{1}{12}bh^3)_3 + A_3d_3^2]$$

Distancias de los centroides de cada área hasta el eje neutro.

$$d_1 = \left(\frac{0,074m}{2}\right) + \left(\frac{0,003m}{2}\right)$$

$$d_1 = 0,0385m \quad d_3 = d_1$$

$$d_2 = 0 \quad d_3 = 0,0385m$$

$$I = \frac{1}{12} (0,05m)(0,003m)^3 + (0,00015m^2)(0,0385m)^2 + 2\left[\left(\frac{1}{12}\right)(0,003m)(0,074m)^3 + (0,000222$$

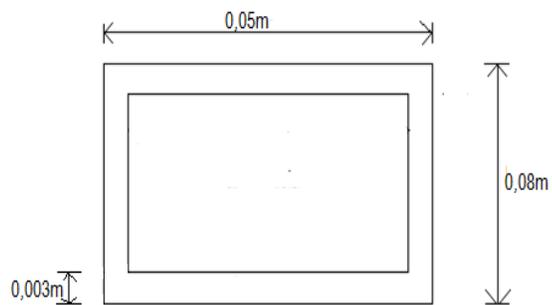
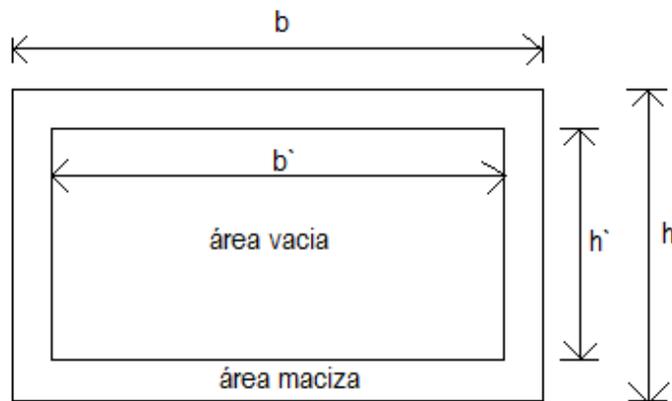
$$m^2)(0)^2\right] + \left(\frac{1}{12}\right)(0,05m)(0,003m)^3 + (0,00015m^2)(0,0385m)^2$$

$$I = [1,125 \times 10^{-10} m^4 + 2,223375 \times 10^{-7} m^4] + [2,02612 \times 10^{-7} m^4] +$$

$$[1,125 \times 10^{-10} m^4 + 2,223375 \times 10^{-7} m^4]$$

$$I = 6,47512 \times 10^{-7} m^4$$

6. Comprobación de cálculos de inercia método aproximado:



$$\text{Área vacía: } I = \frac{1}{12} b h^3$$

$$\text{Área Maciza: } I = \frac{1}{12} b h^3$$

Inercia = inercia del área maciza – inercia del área vacía

$$\text{Inercia} = \frac{1}{12} b h^3 - \frac{1}{12} b h^3$$

$$I = \frac{1}{12} (0,05\text{m}) (0,08\text{m})^3 - \frac{1}{12} (0,044\text{m}) (0,074\text{m})^3$$

$$I = 2,133333333 \times 10^{-6} \text{m}^4 - 1,485843333 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

$$\mathbf{I = 6,47490003 \times 10^{-7} \text{m}^4}$$

Comparación de inercias encontradas:

$$I_1 (\text{método1}) = 6,47512 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

$$I_2 (\text{método2}) = 6,47490003 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

Podemos observar que hay confiabilidad en los cálculos, siempre se ha de tener en cuenta métodos de comprobación de cálculo cuando diseñamos.

7. Análisis de falla:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot Y}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(4,562 \text{Nm})(0,04\text{m})}{6,47512 \times 10^{-7} \text{m}^4}$$

$$\sigma_{\max} \text{ calculado} = 281817,171 \text{ N/m}^2$$

$$\mathbf{\sigma_{\max} \text{ calculado} = 281,817 \text{ kpa}}$$

El esfuerzo máximo calculado ocurre en la fibra más alejada del eje neutro.

$$\sigma_{\text{admisible acero A-36}} = 113,79 \text{Mpa}$$

$$\sigma_{\max} \text{ calculado} \leq \sigma_{\text{admisible acero A-36}}$$

281,817 Kpa < 113,79 Mpa por lo tanto la viga cuadrada no presentara falla cuando se genere el par de torsión máximo, que como se mencionó anteriormente se presentaría en la probeta cuadrada maciza de latón.

Si el esfuerzo máximo calculado hubiera sido mayor que el esfuerzo admisible del acero A-36, se hubiera tenido que cambiar el perfil de la viga por otro tipo de perfil ya sea en I, L, C, T u otros considerando además un mayor espesor de la viga.

8. Cálculo del esfuerzo cortante máximo para una viga en flexión:

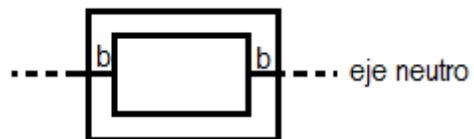
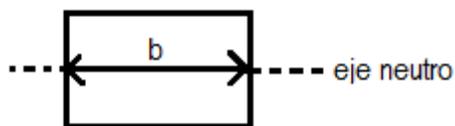
$$\tau_{\max} = \frac{V_{\max} Q}{I \cdot b}$$

Definiciones:

- V = valor de la fuerza en el punto donde se requiere calcular el esfuerzo.
- I = momento de la inercia de la sección transversal.
- b = ancho de la sección transversal donde se quiere calcular el esfuerzo cortante pero medido de la sección transversal.
- Q = momento del área que está por encima o por debajo del punto donde se quiere calcular el esfuerzo cortante con respecto al eje neutro de la sección transversal.
 $Q = \int Y dA = YA$

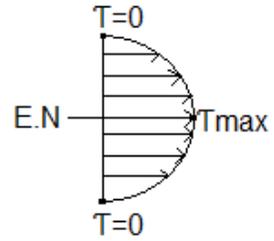
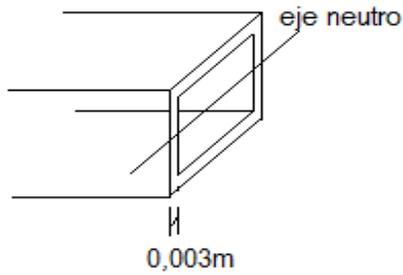
Eje macizo:

Viga de perfil rectangular:



NOTA = En los extremos de la viga el esfuerzo cortante es cero, por lo tanto el esfuerzo cortante máximo ocurre en el centro. Es decir en la mayoría de las secciones entre ellos es utilizada para la estructura del banco de torsión, el esfuerzo cortante máximo se presenta en el eje neutro de la sección transversal.

Variación del esfuerzo:



Retomando la ecuación

$$\tau_{\max} = \frac{V_{\max} Q}{I \cdot b}$$

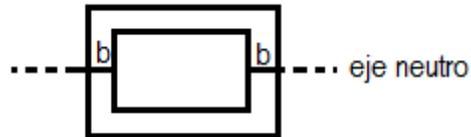
$$V_{\max} = 59,2325\text{N}$$

$$I = 66,47512 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

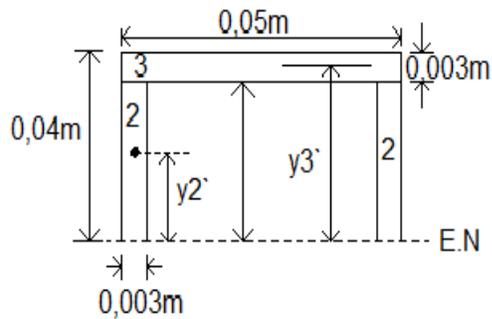
$$b = 2b$$

$$b = 2(0,003\text{m})$$

$$\mathbf{b = 0,006\text{m}}$$



Cálculo para hallar Q:



$$y_2' = \frac{(0,04\text{m} - 0,003\text{m})}{2}$$

$$y_2' = 0,0185\text{m}$$

$$y_3' = 2 y_2' + \frac{0,003\text{m}}{2}$$

$$Y_3 = 0,037 \text{ m} + 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Y_3 = 0,0385 \text{ m}$$

Áreas:

$$\text{Area}_3 = b \times h$$

$$A_3 = (0,05 \text{ m}) (0,003 \text{ m})$$

$$A_3 = 1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Area}_2 = b \times h$$

$$A_2 = (0,003 \text{ m}) (0,037 \text{ m}) \times 2$$

$$A_2 = 2,22 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ecuación general

$$Q = Y_1 A_1 + Y_2 A_2$$

Ecuación apropiada

$$Q = 2Y_2 A_2 + Y_3 A_3$$

$$Q = 2(0,0185 \text{ m}) (2,22 \times 10^{-4} \text{ m}^2) + (0,0385 \text{ m}) (1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2)$$

$$Q = 8,214 \times 10^{-6} \text{ m}^3 + 5,775 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$Q = 1,3989 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Retomando la ecuación tenemos que:

$$T_{\max} = \frac{V_{\max} Q}{I \cdot b}$$

$$T_{\max} = \frac{(15,981 \text{ N})(1,3989 \times 10^{-5} \text{ m}^3)}{6,47512 \times 10^{-7} \text{ m}^4 (6 \times 10^{-3})}$$

$$T_{\max} = 57542,8741 \text{ N/m}^2$$

$$T_{\max} = 57,5428 \text{ Kpa}$$

Análisis de falla para el esfuerzo cortante T:

$$T_{\max} = \frac{V_{\max} Q}{I \cdot b}$$

Para el Acero A-36

$T_{\text{permisible a fluencia}} = 56,89 \text{ Mpa}$.

$$T_{\text{max calculado}} = 57,5428 \text{ Kpa}$$

$$T_{\text{max calculado}} \leq T_{\text{admisible acero A-36}}$$

57,5428Kpa < 56,89 Mpa por lo tanto la viga rectangular no presentara falla a cortante cuando se generé el par de torsión máximo que se halló en los cálculos de la probeta cuadrada maciza de latón.

Se concluye que teniendo en cuenta la acción de los esfuerzos combinados sobre las vigas en los cuales a flexión se presentan esfuerzos normales y esfuerzos cortantes habiendo construido el banco de pruebas a torsión con el material de ingeniería acero A-36, la estructura no fallara ni a cortante ni a esfuerzo normal cuando se le aplique las fuerzas máximas requeridas para la probeta maciza cuadrada de latón, ya que se tuvieron todos los posibles criterios de diseño para que no se presentaran fallas funcionales sobre la estructura.

2.6 CONDICIONES DE UBICACIÓN DEL BANCO

El banco didáctico para pruebas de torsión de barras será ubicado en el laboratorio de motores de la escuela de Tecnología Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira; bajo condiciones de temperatura ambiente, recinto en el cual estará a disposición de los estudiantes y bajo la supervisión del monitor o profesor encargado.

El banco de pruebas debe estar ubicado en un lugar estable, ya que la perturbación debido a vibraciones o al ser movido bruscamente por el personal; puede llegar a causar problemas de calibración y ajuste de alguno de los elementos de la estructura o en un caso extremo podría causar daños permanentes al dispositivo, o lesiones a la persona que lo manipule de forma indebida.

También se deberá adecuar un espacio de trabajo para poder realizar las pruebas sin ningún inconveniente y lograr los resultados esperados, sin que estos se vean afectados a causa de falta de espacio para tomar datos de forma eficaz.

Como precauciones también se tendrá en cuenta, los posibles riesgos, por ejemplo del derrame de sustancias sobre el banco que puedan provocar corrosión, las cuales se deben evitar para que la estructura no se vea afectada.

Este dispositivo no tiene un funcionamiento eléctrico ya que su principio de funcionamiento es ser activado por un peso, por lo tanto no se hace necesario calcular la potencia de entrada. La energía requerida para este accionamiento es mínima pues no es necesario

transportar elementos hacia otro dispositivo, ni tampoco hay que vencer una fricción mayor ya que el peso utilizado se ubica de manera que este ejerce la fuerza gradual y directamente generando el movimiento que representa el principio de funcionamiento del banco en estudio.

En cuanto al tiempo determinado para el uso del banco, este no será de manera constante, ya que se deben tener en cuenta los tiempos estimados para el uso del laboratorio en otras materias y aplicaciones, las necesidades que se le presenten a los profesores, estudiantes, y además como es necesario disponer de las probetas para realizar las pruebas, esto debe ser programado con antelación por el personal encargado de la realización del ensayo.

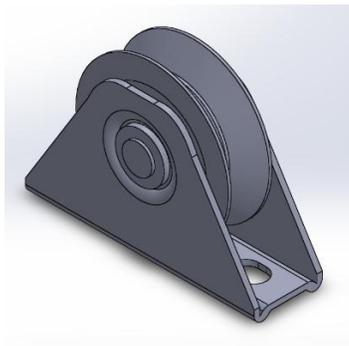
2.7 MODELADO DEL BANCO MEDIANTE HERRAMIENTAS DE CAD

A partir del estudio realizado de los materiales anteriormente se eligió el acero estructural A-36 como el principal material para la realización de la estructura y otros elementos que conforman el banco. Cabe resaltar que para la construcción del banco se asignaron medidas diferentes al modelo SE 110.29 tomado como referencia para su construcción, dichas medidas asignadas serán utilizadas en los planos de detalle del banco y en la construcción del mismo, (ver anexo 3).

Partes del banco:

1. Polea de reenvió: La polea que funciona de manera independiente se denomina simple y la que se encuentra en conjunto con otras poleas formando un sistema recibe la denominación de combinada. A través de la polea pasa el cable del cual se sujeta una balanza en la cual se ingresa el peso para transmitir la fuerza generada a través del cable hasta el disco de aplicación de carga para someter la probeta a torsión.

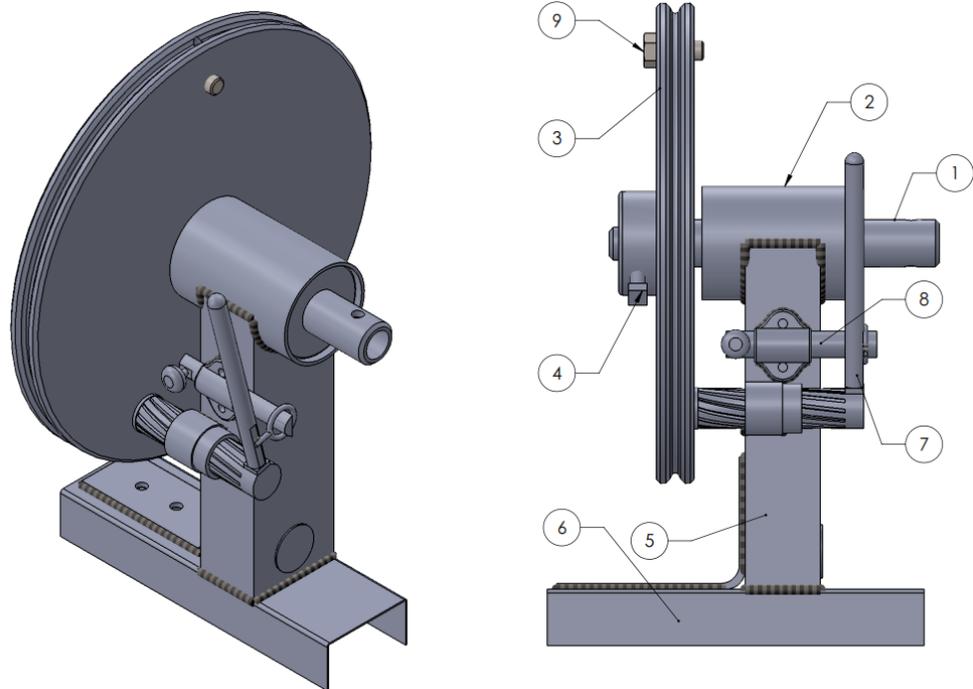
Figura 28. Polea de reenvió.



Fuente: Los autores.

2. Soporte Fijo con polea para la aplicación de carga: se trata de una rueda maciza y acanalada en su borde que con el curso de una cuerda o cable se hace pasar por el canal, se usa como elemento de transmisión para cambiar la dirección del movimiento en máquinas o mecanismos. El objetivo de este disco es transmitir la fuerza hacia la probeta a través de un momento de torsión.

Figura 29. Soporte Fijo con polea para aplicación de carga.



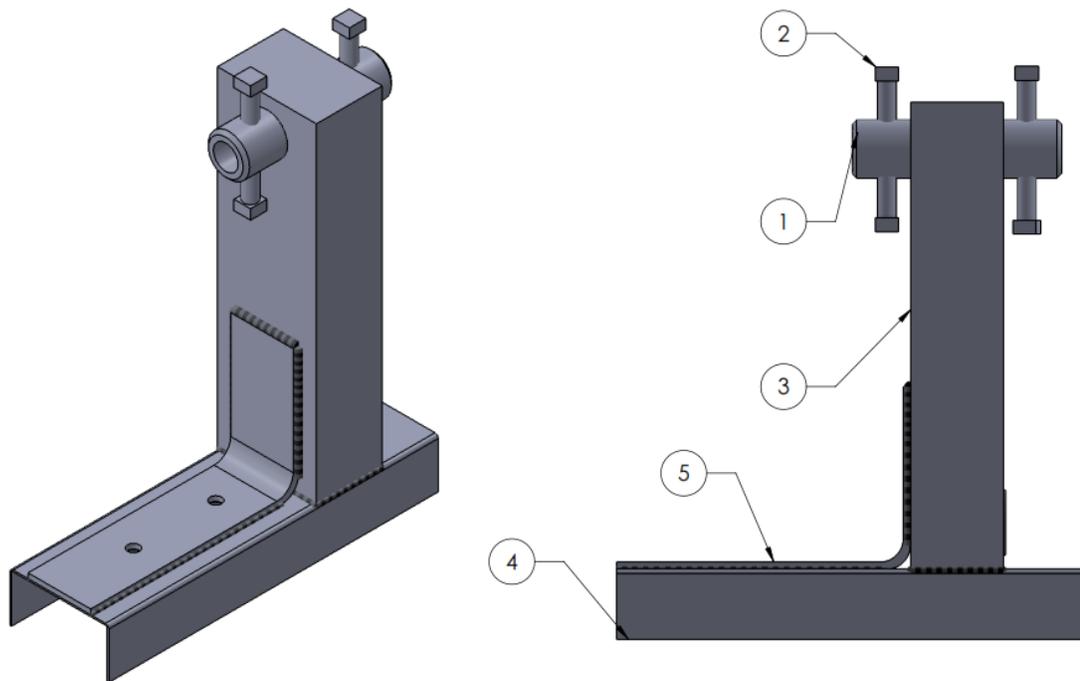
Fuente: Los autores.

Componentes:

1. Eje para el alojamiento de las probetas.
2. Eje estructural para el ensamble del rodamiento y el eje de sujeción.
3. Polea para la aplicación de par de torsión.
4. Tornillo de sujeción para la polea.
5. Estructura de apoyo para el mecanismo de polea.
6. Perfil en U para sujeción en el bastidor.
7. Palanca de freno.
8. Sistema asegurador del freno.

3. Soporte Móvil: Utilizado para la sujeción de barras a la distancia solicitada durante la realización del ensayo.

Figura 30. Soporte móvil.



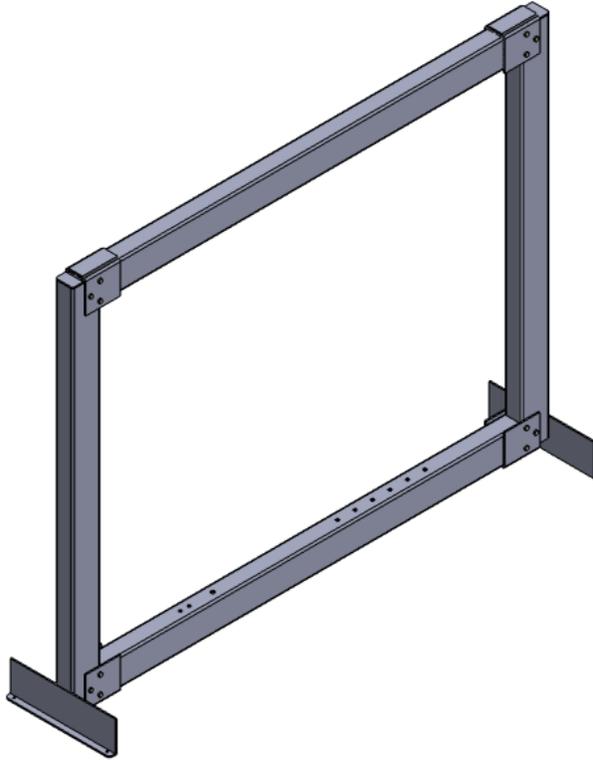
Fuente: Los autores.

Componentes:

1. Eje para el alojamiento de las probetas.
2. Tornillos utilizados para sujeción de la probeta.
3. Estructura para el eje de sujeción
4. Perfil en u utilizado para deslizar el soporte sobre el bastidor.
5. Lamina para asegurar la unión de la estructura y el perfil deslizante.

4. Bastidor: Estructura fabricada en acero A -36, en la cual se ubican las demás piezas que componen el banco.

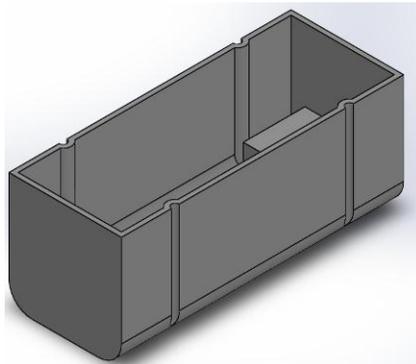
Figura 31. Bastidor de Acero A - 36.



Fuente: Los autores.

5. Portaherramientas: Recipiente de plástico de forma cubica utilizado para almacenar las herramientas necesarias para la operación del banco.

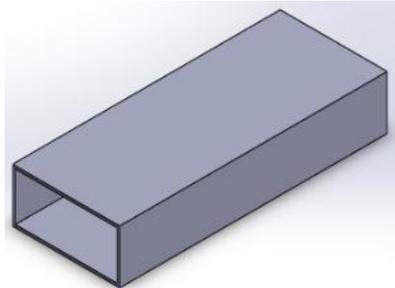
Figura 32. Porta Herramientas.



Fuente: Los autores.

6. Sistema de almacenamiento de las probetas: Recipiente fabricado en madera para almacenar las probetas para la realización de las pruebas.

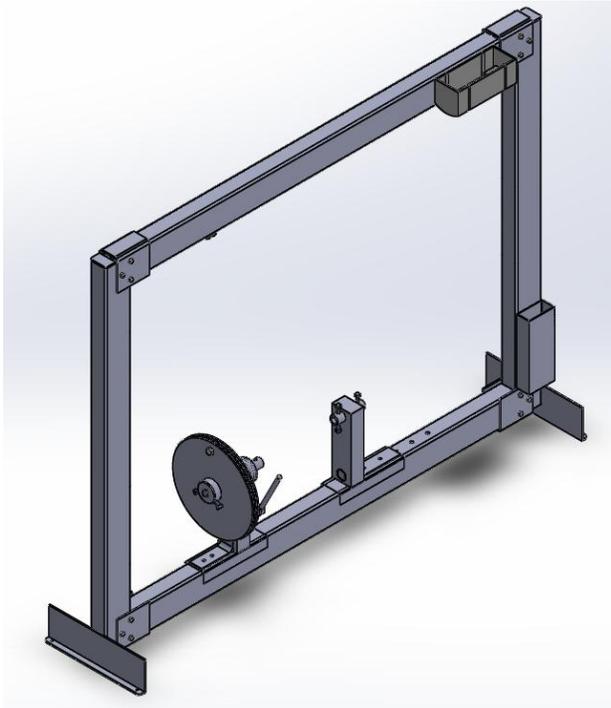
Figura 33.Sistema De almacenamiento para las probetas.



Fuente: Los autores.

7. Ensamble del banco de pruebas de torsión: Con los elementos mencionados anteriormente se realiza el ensamble completo de la máquina.

Figura 34.Ensamble del banco de pruebas de torsión.



Fuente: Los autores

3. RESULTADOS

3.1 PROCEDIMIENTO DEL ENSAYO

1. Antes de comenzar a realizar los ensayos de torsión se deben tomar las respectivas medidas dimensionales de las probetas (diámetro y longitud de la sección reducida). Este procedimiento de medición es efectuado con cuidado y debe implementarse el uso correcto del calibrador, ya que este instrumento es de vital importancia para tomar el valor de los datos.
2. Ubicar el cero del goniómetro en la polea que se encuentra sujeta al soporte.
3. Fijar la probeta entre el soporte móvil y el soporte de la polea de aplicación de carga, la cual debe quedar bien ajustada para que no se presenten problemas de deslizamiento de la probeta.
4. Trazar una línea recta con un marcador permanente de punta delgada a lo largo de la sección cilíndrica de la probeta, esto con el objetivo de poder visualizar de forma más fácil la deformación de la probeta sometida a torsión.

Nota: Para hacer un uso correcto del banco leer el manual de instrucciones (ver Anexo 2).

3.2 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS PRUEBAS DE TORSIÓN REALIZADAS A CADA BARRA.

Existen diversos factores que influyen en los resultados obtenidos durante la realización de las pruebas para las diferentes probetas utilizadas durante los ensayos de torsión en el banco didáctico.

Estas diferencias radican especialmente en factores que afectan de manera directa o indirecta a cada una de las probetas que se ensayaron, respecto a los resultados teóricos frente a los resultados experimentales.

La relación de las diferencias entre los resultados teóricos y experimentales, basados en los ángulos de torsión para cada probeta, radica que en el caso de los datos teóricos por ejemplo, se suponen condiciones donde los materiales de las probetas han sido sometidos a pruebas o ensayos mecánicos de los cuales se obtuvieron propiedades mecánicas definidas; mientras que para los datos experimentales, no hay seguridad en cuanto a la composición química del material que se ha obtenido comercialmente.

En teoría, para la suposición de una probeta para cálculos teóricos, se tienen establecidos parámetros generales como por ejemplo las propiedades mecánicas y el uso de cargas con

valores teóricos para cada uno de los materiales como lo son el aluminio y el latón en sus diferentes áreas transversales. Propiedades mecánicas que han sido elegidas de un rango de valores preestablecido.

En lo experimental podemos comprobar que para los resultados obtenidos en comparación de los teóricos, por lo general los valores experimentales fueron menores en igual proporción a los datos calculados teóricamente.

¿Qué factores influyeron para que se presentaran estas diferencias?

Durante la realización de las pruebas se observa que intervienen factores elementales como por ejemplo el montaje de las probetas, el apriete proporcionado en cada sujeción, la resolución del instrumento empleado para medir el ángulo de torsión, las cargas que fueron preparadas con antelación en la báscula digital dependiendo del material que estuviera en estudio, de estos factores uno de los más influyentes fue la baja resolución del instrumento de medición utilizado y por lo tanto la influencia del error del instrumento.

Teniendo en cuenta el objetivo principal de diseñar un banco de pruebas de torsión, y según los objetivos planteados no se realizaron pruebas de metalografía que nos permitieran conocer el porcentaje químico de las aleaciones que componen cada probeta, es de suponer que para cada caso los valores obtenidos sean diferentes, pero que por tratarse del mismo material referente al manejo de un rango de valores que lo clasifican, los valores experimentales fueron cercanos a los teóricos como se muestra a continuación en las siguientes tablas:

Tabla 7. Pruebas para la probeta circular maciza de latón.

Pruebas zona de fluencia							
Prueba	P (kg)	P (gr)	F(N)	T(N.m)	θ (rad)	θ (Grados)	θ (Grados)
					Teórico	Teórico	Experimental
1	0,4	400	3,924	0,4983	0,0376	2,1552	2
2	0,8	800	7,848	0,9967	0,0752	4,3103	4
3	1,2	1200	11,772	1,4950	0,1128	6,4655	6
4	1,6	1600	15,696	1,9934	0,1505	8,6207	8,5
5	2	2000	19,62	2,4917	0,1881	10,7759	12

Fuente: Los Autores.

Tabla 8. Pruebas para la probeta circular maciza de aluminio.

Pruebas zona de fluencia							
Prueba	P (kg)	P (gr)	F(N)	T(N.m)	θ (rad)	θ (Grados)	θ (Grados)
					Teórico	Teórico	Experimental
1	0,08	80	0,7848	0,0997	0,0116	0,6675	0
2	0,16	160	1,5696	0,1993	0,0233	1,3349	1
3	0,24	240	2,3544	0,2990	0,0349	2,0024	2
4	0,32	320	3,1392	0,3987	0,0466	2,6698	2,5
5	0,4	400	3,924	0,4983	0,0582	3,3373	3

Fuente: Los Autores.

Tabla 9. Pruebas para la probeta cuadrada maciza de latón.

Pruebas zona de fluencia							
Prueba	P (kg)	P (gr)	F(N)	T(N.m)	θ (rad)	θ (Grados)	θ (Grados)
					Teórico	Teórico	Experimental
1	0,428	428	4,1987	0,5332	0,0281	1,6102	1
2	0,856	856	8,3974	1,0665	0,0562	3,2204	3
3	1,284	1284	12,5960	1,5997	0,0843	4,8306	4
4	1,712	1712	16,7947	2,1329	0,1124	6,4408	5
5	2,14	2140	20,9934	2,6662	0,1405	8,0510	7

Fuente: Los autores.

Tabla 10. Pruebas para la probeta cuadrada maciza de aluminio.

Pruebas zona de fluencia							
Prueba	P (kg)	P (gr)	F(N)	T(N.m)	θ (rad)	θ (Grados)	θ (Grados)
					Teórico	Teórico	Experimental
1	0,086	86	0,8437	0,1071	0,0087	0,5010	0,5
2	0,172	172	1,6873	0,2143	0,0175	1,0020	1
3	0,258	258	2,5310	0,3214	0,0262	1,5030	1,5
4	0,344	344	3,3746	0,4286	0,0350	2,0041	2
5	0,43	430	4,2183	0,5357	0,0437	2,5051	2,5

Fuente: Los autores.

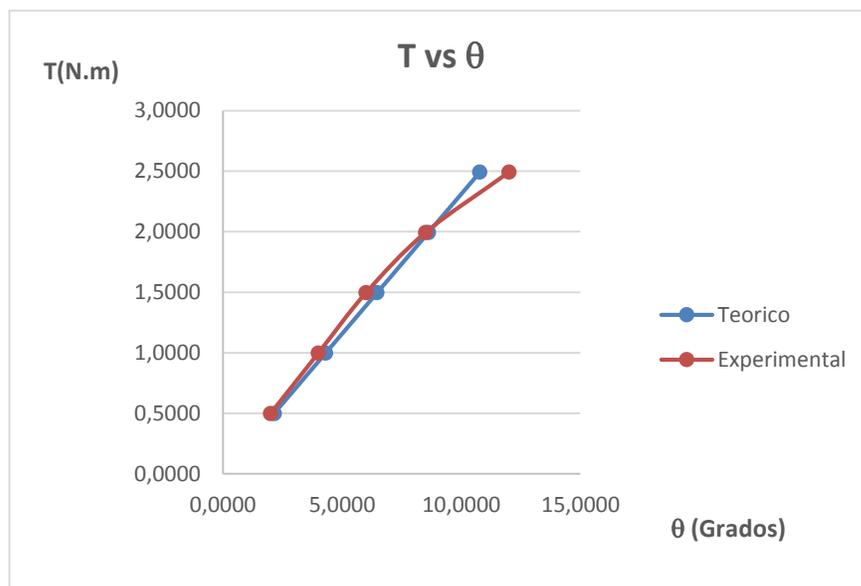
Tabla 11. Pruebas para la probeta tubular de aluminio.

Pruebas límite de fluencia							
Prueba	P (kg)	P (gr)	F(N)	T(N.m)	θ (rad)	θ (Grados)	θ (Grados)
					Teórico	Teórico	Experimental
1	0,094	94	0,9221	0,1171	0,0095	0,5441	0
2	0,188	188	1,8443	0,2342	0,0190	1,0882	1
3	0,282	282	2,7664	0,3513	0,0285	1,6323	1,5
4	0,376	376	3,6886	0,4684	0,0380	2,1764	2
5	0,47	470	4,6107	0,5856	0,0475	2,7205	2,5

Fuente: Los autores.

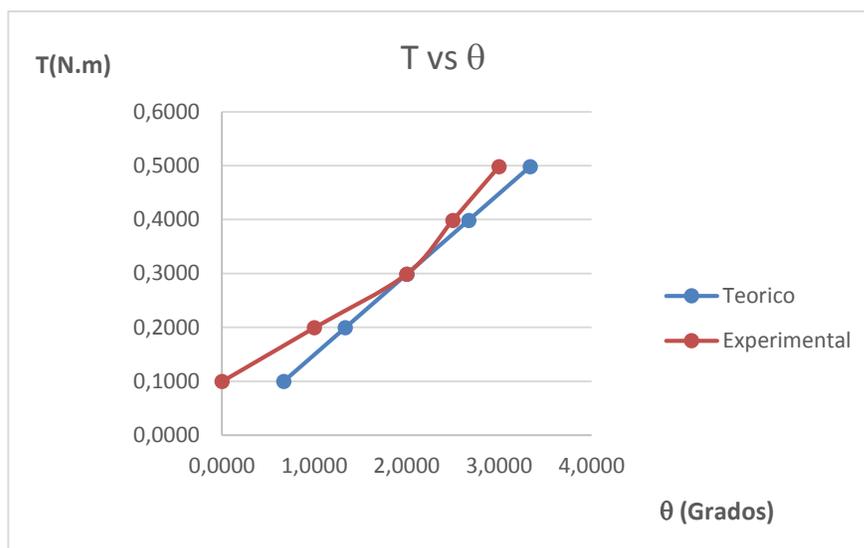
Graficas T Vs θ :

Gráfica 1. Probeta circular maciza de latón.



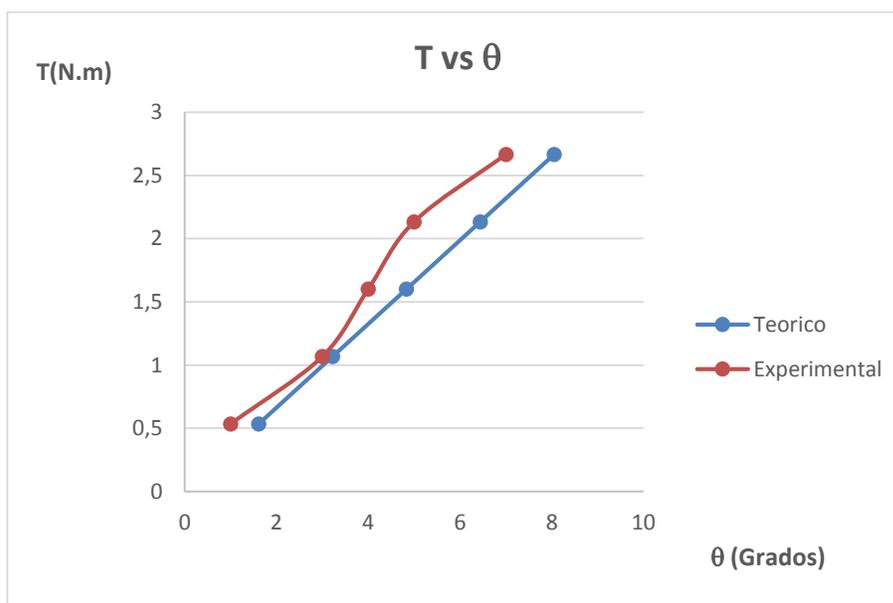
Fuente: Los autores.

Gráfica 2. Probeta circular maciza de aluminio.



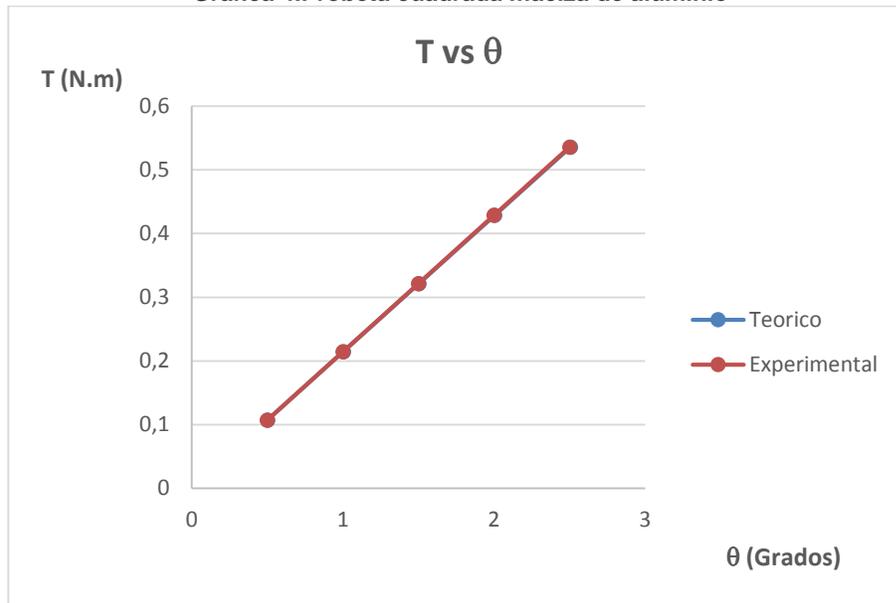
Fuente: Los autores.

Gráfica 3. Probeta cuadrada maciza de latón.



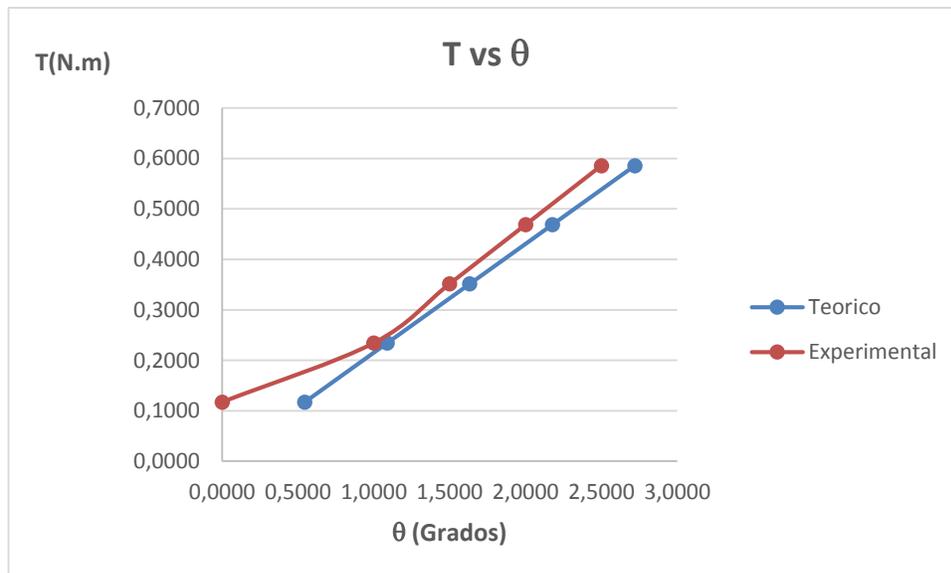
Fuente: Los autores.

Gráfica 4. Probeta cuadrada maciza de aluminio



Fuente: Los autores.

Gráfica 5. Probeta tubular de aluminio.



Fuente: Los autores.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos anteriormente, hay que considerar también el manejo de las cifras decimales significativas en los cálculos, frente a los resultados directamente tomados del instrumento en donde se comprueba además la relación decimales contra la resolución del instrumento.

Además estableciendo para los cálculos teóricos un ambiente ideal, basado en suposiciones, es determinante como el método experimental se presta para que se deba tener en cuenta factores físicos directos en los ensayos como por ejemplo la posible influencia del impacto torsional en el posicionamiento “gradual” de las cargas en la balanza, debido al poco espacio diseñado para acomodar las pesas, lo cual nos lleva a pensar en las mejoras que se suponen necesarias para futuras pruebas y ensayos, así como las mejoras que se deberán tener en cuenta en cuanto a la resolución del instrumento, ya que con el diseño que se presenta no es posible el uso de cifras significativas, sino sólo los valores experimentales supuestos o directos según la escala.

CONCLUSIONES

- Se cumplieron los parámetros establecidos para el diseño, construcción y funcionamiento del banco.
- Se pudo observar de forma didáctica el comportamiento de una barra sometida a un par de torsión, en el cual se observó el ángulo de torsión generado en cada probeta.
- A mayor par de torsión aplicado, mayor será el ángulo de torsión presente en la probeta.
- Se observó que los valores obtenidos experimentalmente durante el ensayo de las probetas de aluminio fueron similares a los obtenidos teóricamente, a causa de las condiciones del ensayo.
- Pudimos determinar que la probeta cuadrada tiene mayor área que la circular, por lo tanto la deformación en la probeta cuadrada es menor que la deformación en la probeta circular.
- Determinamos que el esfuerzo de fluencia del aluminio es menor frente al del latón, por lo tanto las probetas de aluminio empiezan a deformarse con un esfuerzo menor respecto al del latón.

- Logramos observar que la probeta tubular de aluminio soporta un esfuerzo similar a la probeta circular maciza de aluminio
- La geometría y longitud de la probeta afectan directamente el ángulo de torsión.
- La medición del ángulo de torsión no fue exacta ya que el instrumento de medición no poseía una escala de medición con mayor exactitud.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda el cambio definitivo del soporte desplazable pues se encontraron problemas de coaxialidad en el montaje de las probetas.
- Implementación de un nuevo método de ajuste de las probetas que sea más ergonómico, ya que con el método actual de apriete con prisioneros se evidencia que el tiempo empleado se podría reducir si no fuese necesario estar centrando la probeta y repartiendo el mismo apriete proporcionalmente en los dos puntos de sujeción tanto de soporte móvil como del soporte fijo.
- Además durante el montaje de las probetas cuadradas, debido a la posición asimétrica de los prisioneros de extremo a extremo, no fue posible brindar un apriete seguro en estas probetas, siendo necesario instaurar un buje en el extremo de la probeta que se posicionó en el soporte móvil para que la sujeción fuera segura.
- Implementar un instrumento de medición más preciso con el cual los datos obtenidos de la medición de ángulo de torsión sean más aproximados a los datos teóricos.
- Aprovechar el cambio del soporte móvil para que en la nueva sujeción de este a la estructura del banco se pueda realizar lateralmente y no en la parte inferior de la viga, mejorando la comodidad y el tiempo en el montaje.
- Modificar la altura de alcance del banco para que este pueda ser empleado en pruebas de rotura si fuese necesario.

BIBLIOGRAFÍA

1. ISO 7800 Ensayo De Torsión Simple En Alambres De Materiales Metálicos.
2. Record, Samuel J. The Mechanical Properties of Wood. 1914.
3. FUEL INSTRUMENTS & ENGINEERS. [En línea] <http://www.fuelinstrument.com/>.
4. Just Machine Tools. [En línea] 2010. <http://www.justymtm.com/>.
5. P.A.Hilton Ltd Engineering Teaching Equipment. [En línea] 2011. <http://www.p-a-hilton.co.uk/>.
6. Edibon. Equipamiento didáctico técnico. [En línea] <http://www.edibon.com/index.php?lang=es>.
7. Hensgrand Testing Machine. [En línea] 2010 - 2013. <http://www.henstest.com>.
8. INSTRON . [En línea] <http://www.instron.com.es/>.
9. Tinius Olsen. Tinius Olsen Testing Machine Company. [En línea] <https://www.tiniusolsen.com/>.
10. Bairoe . Shanghai Bairoe Test Instrument Co., Ltd. [En línea] <http://www.bairoe.cn/>.
11. P. Beer, Ferdinand, y otros. Mecánica De Materiales. Mexico : McGraw- HILL / INTERAMERICANA EDITORES. S.A DE C.V. ISBN - 13 : 978-607-15-0263-6.
12. GUNT HAMBURG. G.U.N.T. [En línea] 2005. http://www.gunt.de/static/s1_1.php.
13. armfield . [En línea] <http://discoverarmfield.com/es>.
14. SE 110.29 Torsión de Barras . s.l. : GUNT HAMBURG. 022.11029.
15. Hibbeler, R.C. Mecánica De Materiales octava edición. 2011. ISBN:978-607-32-0559-7.
16. Tracción, Compresión y Esfuerzo Cortante. [En línea] <https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema01.pdf>.
17. Budynas, Richard G y Nisbett, J. Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. s.l. : McGraw- Hill Interamericana, 2008. ISBN- 10: 970-10-6404-6.
18. Abastecedora de Aceros y Maquilas, S.A. de C.V. [En línea] <http://www.aamsa.com/#up>.

19. Romero Piedrahita, Carlos Alberto y Calle Trujillo, Gabriel. Diseño de elementos de máquinas. pereira : s.n., 2005.

ANEXOS

ANEXO 1:

Pruebas Mecánicas de los Metales comité seccional, MTD 3

PRESENTACIÓN NACIONAL

Esta Norma de la India (Tercera Revisión) que es idéntica a la norma ISO 7800: 2003 "Prueba de torsión simple en materiales metálicos" publicado por la Organización Internacional de Normalización (ISO) ha sido aprobado por la Oficina de Normas de la India en la recomendación de las Pruebas Mecánicas de los Metales comité seccional y la aprobación del Consejo de División de Ingeniería Metalúrgica.

Esta norma fue publicada originalmente en 1960 y posteriormente revisada en 1971 y 1985. Esta revisión de la norma se ha tomado hasta alinearla con la última versión de la norma ISO 7800 por adopción, bajo el sistema de numeración doble.

El texto de la norma ISO ha sido aprobado como adecuado para su publicación como Norma de la India, sin desviaciones. Cierta terminología y las convenciones sin embargo, no son idénticos a los utilizados en Normas de la India. Es de particular interés lo siguiente:

- a) Siempre que las palabras «Norma Internacional 'apareciera en referencia a esta norma, deben ser leídos como 'Estándar indio'.
- b) La coma (,) se ha utilizado como un marcador decimal, mientras que en Normas de la India, la práctica actual es el uso de un punto (.) como el marcador decimal.

A los efectos de decidir si un requisito particular de esta norma se cumple, el valor final, observado o calculado, expresando el resultado de una prueba o análisis, se redondeará de acuerdo con IS 2: 1960 "Reglas de redondeo numérico de valores (revisada) '. El número de posiciones significativas retenidas en el valor redondeado debe ser el mismo que el del valor especificado en esta norma.

IS 1717: 2012

ISO 7800: 2003

ESTANDAR INDIO

PRUEBA DE TORSIÓN SIMPLE EN ALAMBRES DE MATERIALES METALICOS

(Tercera Revisión)

1. Alcance:

Esta norma especifica un método para determinar la capacidad del alambre metálico de diámetro o dimensión característica de 0,1 mm a 10 mm inclusive a someterse a deformación plástica durante la aplicación de una torsión simple en una dirección.

2 Símbolos y designaciones:

Los símbolos y designaciones utilizadas en el ensayo de torsión simple de los alambres se muestran en la Figura 1 y se enumeran en la Tabla 1.

3 Principio:

La prueba consiste en una pieza de alambre sometida a ensayo de torsión alrededor de su propio eje en una dirección.

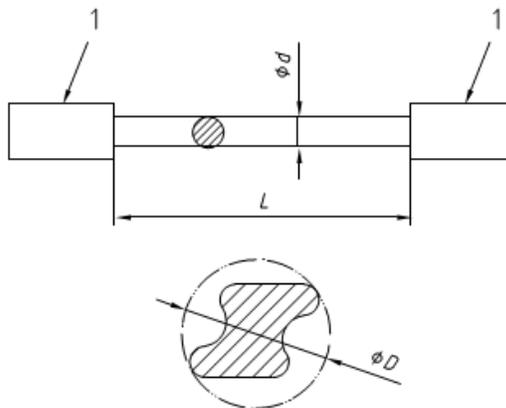


Figura 1

Tabla 12

Símbolo	Designación	Unidad
d	Diámetro del cable redondo	mm
D	Dimensión característica de los cables no circulares ^a	mm
L	longitud libre entre mordazas	mm
N_t	Número de vueltas	mm
<p>^a La dimensión característica de los cables no circulares es la dimensión máxima de la sección transversal y por lo general se especifica en dicha norma.</p>		

4 Equipos de ensayo

4.1 Agarres, que tienen una dureza mínima de 55 HRC, y caras paralelas. Los tipos recomendados de mordazas figuran en el Anexo A.

4.2 Máquina de ensayo, construida de manera que un cambio de longitud entre las mordazas, causadas por la contracción de la pieza de ensayo durante la prueba, no se impide y que un esfuerzo de tracción apropiado (véase 7.1) se puede aplicar a la pieza de ensayo.

Los agarres deberán ser colocados en la máquina de ensayo de tal manera que durante la prueba se mantienen en el mismo eje y no se aplica ninguna fuerza de flexión en la pieza de ensayo.

Uno de los agarres prescritos podrá ser girado alrededor del eje de la probeta, mientras que el otro no estará sujeto a ninguna desviación angular, a excepción de dichas desviaciones que puedan ser necesarias para medir el par de torsión.

La distancia entre las mordazas será capaz de ajustarse a diferentes longitudes de probeta.

5 Piezas de ensayo

5.1 La longitud del cable que se utilizará como la pieza de ensayo deberá ser lo más recto posible.

5.2 Si el enderezamiento es necesario, se hará mediante un método adecuado. Un método recomendado es dado en el Anexo B.

Durante el enderezamiento, la superficie del alambre no será dañada y la pieza de prueba no podrá ser sometida a ninguna torsión.

Alambre con localizada curvatura aguda no se someterá a ensayo.

A menos que se especifique lo contrario, la longitud libre nominal entre las mordazas será el que se da en la Tabla 2.

Tabla 13 La dependencia de la longitud libre entre mordazas de diámetro nominal o dimensión característica del cable

Diámetro Nominal, d, o dimensión característica, D mm	Longitud libre entre mordazas (nominal) ^a
$0,3 \leq d(D) < 1$	$200 d(D)$
$1 \leq d(D) < 5$	$100 d(D)$
$5 \leq d(D)$	$50 d(D)$
^a longitud libre entre mordazas será máximo de 300 mm.	

6 Condiciones del ensayo

En general, la prueba se lleva a cabo a una temperatura entre 10 ° C y 35 ° C. Las pruebas llevadas a cabo son en condiciones controladas, en caso necesario, se efectuarán a una temperatura de (23 ± 5) ° C.

7 Procedimiento

7.1 Colocar la probeta en la máquina de ensayo (4.2) de tal manera que su eje longitudinal coincide con el eje de las mordazas (4.1) y para que permanezca recta durante la prueba. A menos que se especifique lo contrario esto puede garantizarse mediante la aplicación de la probeta un esfuerzo de tracción constante que no supere el 2% de la resistencia a la tensión nominal del alambre.

7.2 Después de colocar la probeta en la máquina de ensayo, gira una de las mordazas a una velocidad constante razonable hasta que la probeta se rompa o hasta un número determinado de vueltas, N_t . Contar el número de vueltas completas impartidos al cable por agarre giratorio.

NOTA: Para la verificación del número de vueltas, una línea de superficie de color debe ser dibujada.

7.3 A menos que se especifique lo contrario en la norma correspondiente, la velocidad de la prueba no podrá ser superior a los valores indicados en la Tabla 3, en el caso del acero, cobre y aleaciones de cobre, aluminio y aleaciones de aluminio de los diámetros dados.

NOTA: Debido a que el ensayo de torsión simple es una prueba isotérmica, el aumento la temperatura de la probeta este debe ser evitado. El aumento de la temperatura no debe ser superior a 60°C .

7.4 Si el número de vueltas, N_t , cumple los requisitos de la norma correspondiente, la pieza de prueba se considerará como haber pasado la prueba, independientemente de la posición de falla. Si el número de vueltas, N_t , alcanzados no cumple con los requisitos de la norma en cuestión, y la falla está dentro de $2D$ o $2D$ distancia de las mordazas, la prueba se considerará no válida y deberá repetirse.

7.5 Cuando se requiera la fractura en el ensayo de torsión a caracterizarse, debe hacerse a partir del Anexo C.

NOTA: Para cables de menor diámetro o dimensión característica puede que no sea posible hacer una distinción entre algunas de las clases en el anexo C (por ejemplo 2b frente 3b).

Tabla 14. Tipo de pruebas.

Diámetro, d , o dimensión característica, D (mm)	Número máximo de vueltas por segundo		
	Acero	Cobre y sus aleaciones	Aluminio y sus aleaciones
$d(D) < 1$	1	5	1
$1 \leq d(D) < 1,5$	0,5	2	
$1,5 \leq d(D) < 3$		1,5	
$3 \leq d(D) < 3,6$		1	
$3,6 \leq d(D) < 5$			
$5 \leq d(D) \leq 10$	0,25	0,5	

Informe del ensayo

El informe del ensayo debe incluir al menos la siguiente información:

- a) referencia a esta norma internacional, es decir, la norma ISO 7800.
- b) la identificación de la pieza de ensayo (tipo de material, el número fundido, etc.).
- c) de diámetro, d, o dimensión característica, D, de la probeta.
- d) los detalles relativos a la preparación pieza de ensayo (método de alisado, etc.).
- e) Condiciones de ensayo (por ejemplo, longitud libre entre mordazas, la aplicación de un esfuerzo de tracción).
- f) número de vueltas.

NOTA: El informe de la prueba puede incluir una evaluación de la fractura.

Anexo A

(Informativo)

Tipos recomendados de agarre en función del diámetro, d , o dimensión característica, D , del alambre

Tabla A.1 Tipos recomendados de agarre

d(D) mm	Tipo de mordazas
$0,1 \leq d(D) < 0,3$	Liso
$0,3 \leq d(D) \leq 3$	Ligeramente dentado
$d(D) > 3$	V - acanalado

Anexo B

(Informativo)

Método recomendado de enderezar alambres curvados lo suficiente como para colocarlos en los agarres de prueba

El siguiente es un método para enderezamiento de alambres lo suficiente como para ser capaz de colocarlos entre los agarres de prueba de un probador de torsión de alambres. Este procedimiento se sugiere para alambre grueso, de alta resistencia, lo que puede representar un riesgo de seguridad para el operador de la prueba si se hace un intento de colocar el cable en los agarres de prueba sin asegurar primero el alambre.

El equipo incluye: un banco montado de, dos pinzas de presión ajustables y un trozo de madera de aproximadamente 45 mm de ancho por 20 mm de espesor, en una longitud ligeramente menor que la longitud libre entre agarres dados en la Tabla 2, columna 2 de esta Norma Internacional. La dimensión 20 mm puede estrecharse desde el centro hacia cada extremo de modo que los extremos de la madera son de aproximadamente 15 mm de espesor.

Coloque la madera (45 mm dimensiones) de forma segura entre las mordazas de la prensa y la abrazadera. Envolver un agente de amortiguación (como cinta adhesiva) alrededor de la mandíbula de cada mordaza que estará en contacto con el alambre cuando se sujeta a la placa. La cinta adhesiva evitará que el cable se dañe (mellado). Coloque el cable (curvatura hacia abajo) en la parte superior del tablero de modo que la misma longitud del cable se extenderá más allá de cada extremo de la tabla. Ajustar las pinzas de presión y

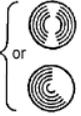
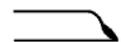
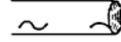
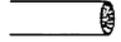
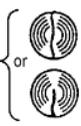
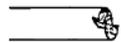
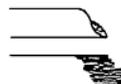
colocar la mandíbula protegida con el adhesivo en la parte superior del cable cerca de un extremo del tablero. Agarrar el otro extremo del alambre y doblar hacia abajo en el tablero. Sujetar el cable en su lugar con la otra pinza de presión, asegurar que la mandíbula está en contacto con el alambre. Inserte los extremos del cable en las mordazas, aplicar una tensión de tracción no superior al 2% de la resistencia a la tensión nominal del alambre, liberar las pinzas de presión y retire la placa.

Las configuraciones duplicadas se pueden hacer para que el próximo alambre a ensayar esté disponible cuando sea necesario.

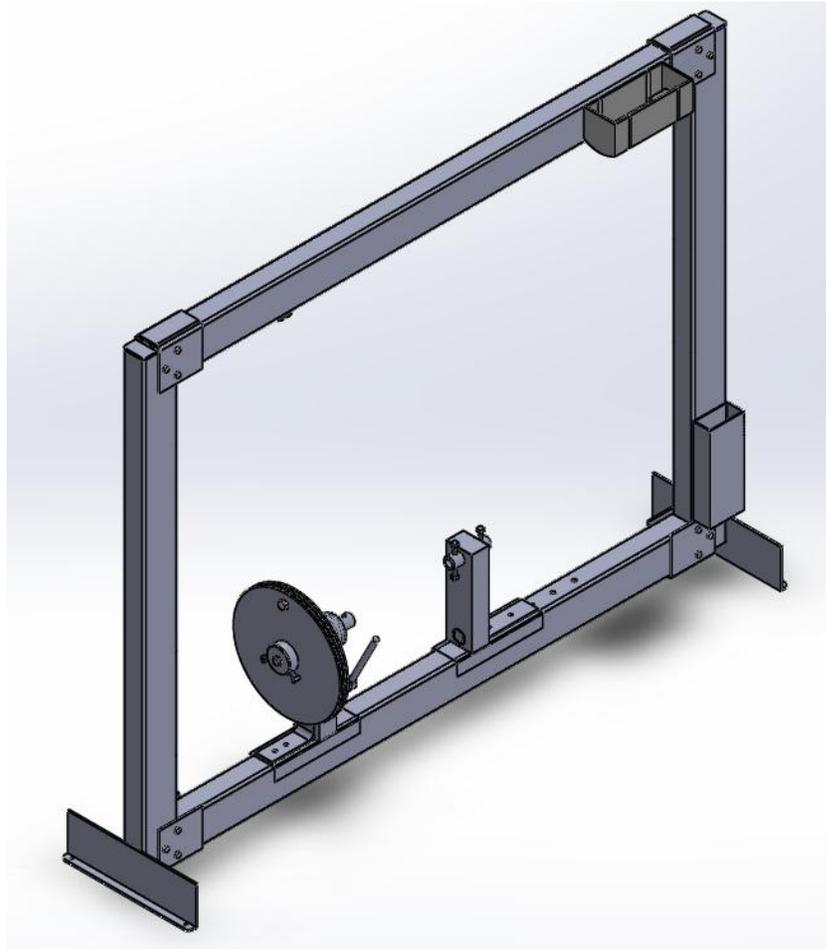
Anexo C

(Informativo)

Evaluación de las fracturas que se producen durante la prueba de torsión simple

Type of fracture	Type No.	Aspect	Description and characteristics	Fracture plane
	Product			
Normal torsion fracture	a		Smooth: fracture plane perpendicular to wire axis (or slightly oblique). No cracks in fracture plane.	
	b		Brittle: fracture plane at an angle of 45° to wire axis. No cracks in fracture plane.	
Fracture with local cracks Regular fracture (material defects)	a		Smooth: fracture plane perpendicular to wire axis and partially cracked.	
	b		Stepped: a part of the fracture plane is still smooth; partially cracked.	
	c		Irregular fracture plane: no cracks in fracture plane.	
Fracture with spiral cracks over the whole length (or large part of it) Crack formation already occurs after a low number (3 to 5) of torsions and is best visible at that moment	a		Smooth: fracture plane perpendicular to wire axis and partially or entirely cracked.	
	b		Stepped: a part of the fracture plane is still smooth and partially or entirely cracked.	
	c		Brittle: fracture plane at an angle of 45° and partially or entirely cracked or irregular fracture plane and partially or entirely cracked	

ANEXO 2:



MANUAL DE INSTRUCCIONES

BANCO DE PRUEBAS DE TORSIÓN DE BARRAS

Las especificaciones e informaciones contenidas en este manual pueden ser modificadas si se considera necesario

INDICE

1. NORMAS DE SEGURIDAD

Generalidades

1-1 Elementos mecánicos

1-2 Ruido

1-3 Materiales.

2. INTRODUCCIÓN

Descripción

2-1 Uso previsto.

2-2 Uso limitado.

2-3 Componentes principales y herramientas.

2-4 Modo de operación (Procedimiento).

1. NORMAS DE SEGURIDAD

Generalidades

La información contenida en estas indicaciones es aplicable no sólo a la utilización habitual del banco, sino a cualquier intervención que se realice sobre él, ya sea con motivo del mantenimiento preventivo del mismo o en caso de reparaciones y cambios de componentes de deterioro. En caso contrario de no cumplirse las especificaciones brindadas en este manual, pueden producirse daños en el banco o en el resto de la instalación.

- Antes de comenzar a trabajar con el banco, lea cuidadosamente este manual y ante cualquier duda, consulte con el personal encargado de su manejo.
- Conserve este manual en perfecto estado y al alcance del personal que utilice y realice el mantenimiento del banco.
- Mantenga siempre respeto de las normas y recomendaciones locales en materia de prevención de riesgos y reglamentos de seguridad para obtener los resultados deseados en las pruebas de torsión de barras.
- En cuanto a la temperatura de trabajo, se recomienda realizar las pruebas a una temperatura ambiente en busca de que las propiedades de las probetas no se vean afectadas y por ende alteren el resultado esperado. Se busca evitar la degradación del banco debido a la humedad o la alteración de las propiedades de las probetas debido a las altas temperaturas.

1.1 Elementos mecánicos

El montaje de las probetas para realizar las pruebas de torsión requiere de partes móviles que por lo general no presentan riesgos para las personas que lo utilicen.

Sin embargo se debe utilizar el montaje debidamente ensamblado y sin escatimar todas las prevenciones que se consideren necesarias durante el funcionamiento del banco, todo esto con el objetivo de prevenir posibles riesgos físicos o que afecten las pruebas que se planeen realizar.

No utilizar el banco si este se encuentra con partes sueltas debido a falta de elementos de sujeción necesarios o que estos presenten deficiencias en la instalación tales como:

- Tornillos con la rosca afectada por el apriete consecutivo (fatiga) y desgaste al momento de la puesta a punto del banco de pruebas de torsión de barras.
- El cable de acero que dirige las poleas no debe presentar deformaciones considerables que generen fricción al momento de realizar las pruebas.
- A las cadenas que sujetan la balanza se les deben revisar previamente su estado, estas deben estar sin oxidaciones, grietas o deformaciones.

- Previamente a las pruebas se debe revisar que la polea en estado de reposo, muestre el punto cero en el medidor de los ángulos de torsión para evitar desfase en las mediciones.

NOTA: El apriete tendrá gran influencia en los resultados de las pruebas, tanto en el ensamble del banco como en la disposición de las probetas y del soporte móvil.

1.2 Ruido.

- En cuanto al ruido, los niveles de ruido del sistema están muy por debajo de los niveles admisibles, es decir no constituyen un riesgo específico que deba tenerse en consideración, prácticamente son despreciables, ya que el principio de funcionamiento establecido no requiere el uso de motores u otros elementos que generen ruido.

1.3 Materiales

- El banco de pruebas de torsión de barras ha sido diseñado para intervenir en las pruebas, con probetas de diferentes materiales. La limitación del banco radica en que sólo se pueden ingresar en los ejes de sujeción, probetas de un diámetro máximo de 10mm.
- Por otra parte, aunque la superficie del banco se ha cubierto con anticorrosivo, se debe evitar limpiar con sustancias solventes, esto en busca de evitar que se puedan ocasionar daños a los componentes externos e internos del sistema, por ejemplo oxidación.
- En cuanto a repuestos para el banco, no se tendrán inconvenientes ya que estos son de fácil consecución en el mercado. No hay inconvenientes en utilizar repuestos de segunda si se presentara el caso, pues no se requiere de alta precisión para el ensamble general del banco.

2. INTRODUCCIÓN

En este manual se puede encontrar información sobre la instalación, uso y mantenimiento del banco de pruebas de torsión de barras.

El banco de pruebas de torsión de barras que se presenta, se construyó con base en el modelo SE110.29. Este modelo ha sido utilizado como referencia para la aplicación de su principio de funcionamiento puesto que se requería tener un banco de pruebas de torsión de barras en los laboratorios de resistencia de materiales de la facultad de Tecnología mecánica que se implementara de manera didáctica.

Descripción

El banco para pruebas de torsión de barras está concebido para darle un uso didáctico como se ha venido mencionando anteriormente y por lo tanto será necesario el uso de herramientas comunes totalmente conocidas por los estudiantes, así como mecanismos de ensamble específicos y materiales conocidos.

Por su disposición y diseño son posibles los cambios de áreas transversales en las probetas que serán sometidas a torsión pura.

2.1 Uso previsto

El banco está previsto para ser usado bajo las siguientes condiciones:

- La superficie en la cual se instalará el banco, deberá estar completamente nivelada, es decir en un lugar en el cual el piso no presente saltos, huecos u otros factores que alteren el reposo del mismo o que no le generen la estabilidad necesaria.
- Se deberá revisar minuciosamente cada montaje que se realice teniendo en cuenta rectificar los ajustes apropiados para cada parte del banco que así le requiera.
- En cuanto a la ubicación del punto de referencia también llamado punto cero en el medidor que está ubicado en una de las caras de la polea mayor, se deberá tener en cuenta frenar la polea como parte de seguridad de las pruebas para garantizar que el ángulo no se vea afectado por el peso de la balanza o los posibles fuegos que se generen, y de esta manera los resultados se muestren confiables.
- Se tendrán disponibles una variedad de cargas en gramos para realizar las pruebas, así como también una báscula digital que se considera necesaria para preparar las cargas requeridas según los cálculos establecidos para cada probeta los cuales dependen del material.

2.2 Uso limitado

Se ha establecido un uso limitado de las cargas según criterios de diseño tenidos en cuenta en la construcción del banco con base en un esfuerzo último a cortante de 200Mpa.

Con base a lo anterior el banco se debe utilizar respetando los límites de cargas establecidas en consideración a las posibles fallas y se deberán tener en cuenta las siguientes recomendaciones o advertencias.

- El banco debe ser instalado en ambientes apropiados, es decir ambientes donde se tenga el espacio adecuado para realizar los montajes con seguridad y ergonomía, así como considerar la ubicación en un lugar donde se tenga una

temperatura ambiente, condiciones físicas de estabilidad y nivel del piso, además se recomienda tener un sitio establecido de ubicación para evitar el traslado continuo del banco lo cual le puede generar desajustes.

- La limpieza debe hacerse en seco no se recomienda el uso excesivo de sustancias solventes para realizar esta tarea de mantenimiento.
- El banco permanecerá en estado de reposo hasta que se retire el freno de la polea y se ingresen gradualmente las cargas, momento en el cual se dará inicio a las pruebas.
- En el banco se puede detectar un funcionamiento incorrecto que puede llegar a afectar las pruebas si en el momento de soltar el freno de la polea mayor y aún sin haber ingresado el peso a la balanza, la polea no permanece estática en su punto de referencia o punto cero. Esto advierte un funcionamiento incorrecto al operador antes de comenzar con las pruebas de torsión de barras, para lo cual se deberá evaluar la causa del fallo y realizar de nuevo la puesta a punto del banco.

2.2 Componentes principales y herramientas.

- Estructura principal banco de pruebas de torsión de barras.
- Soporte desplazable para alojamiento de las barras (apoyo fijo).
- Soporte desplazable para alojamiento de las barras (apoyo móvil).
- Polea principal.
- Palanca de Freno
- Sistema asegurador del freno.
- Polea de reenvío.
- Cable.
- Transportador: Instrumento utilizado para medir de los ángulos de torsión generados debido a la torsión.
- Barras de diferentes materiales para realizar comparaciones de las propiedades mecánicas y análisis de los resultados para estudios de resistencia de materiales.
- Balanza digital para preparar las cargas requeridas para cada material.
- Caja de almacenamiento de juego de pesas.
- Juegos de pesas: Cargas definidas según los cálculos obtenidos para cada material.
- Balanza para ingresar las cargas.
- Caja de herramientas
- Herramientas de montaje.

2.4 Modo de operación (Procedimiento)

Puesta a punto del banco de pruebas de torsión de barras y montaje básico de una probeta:

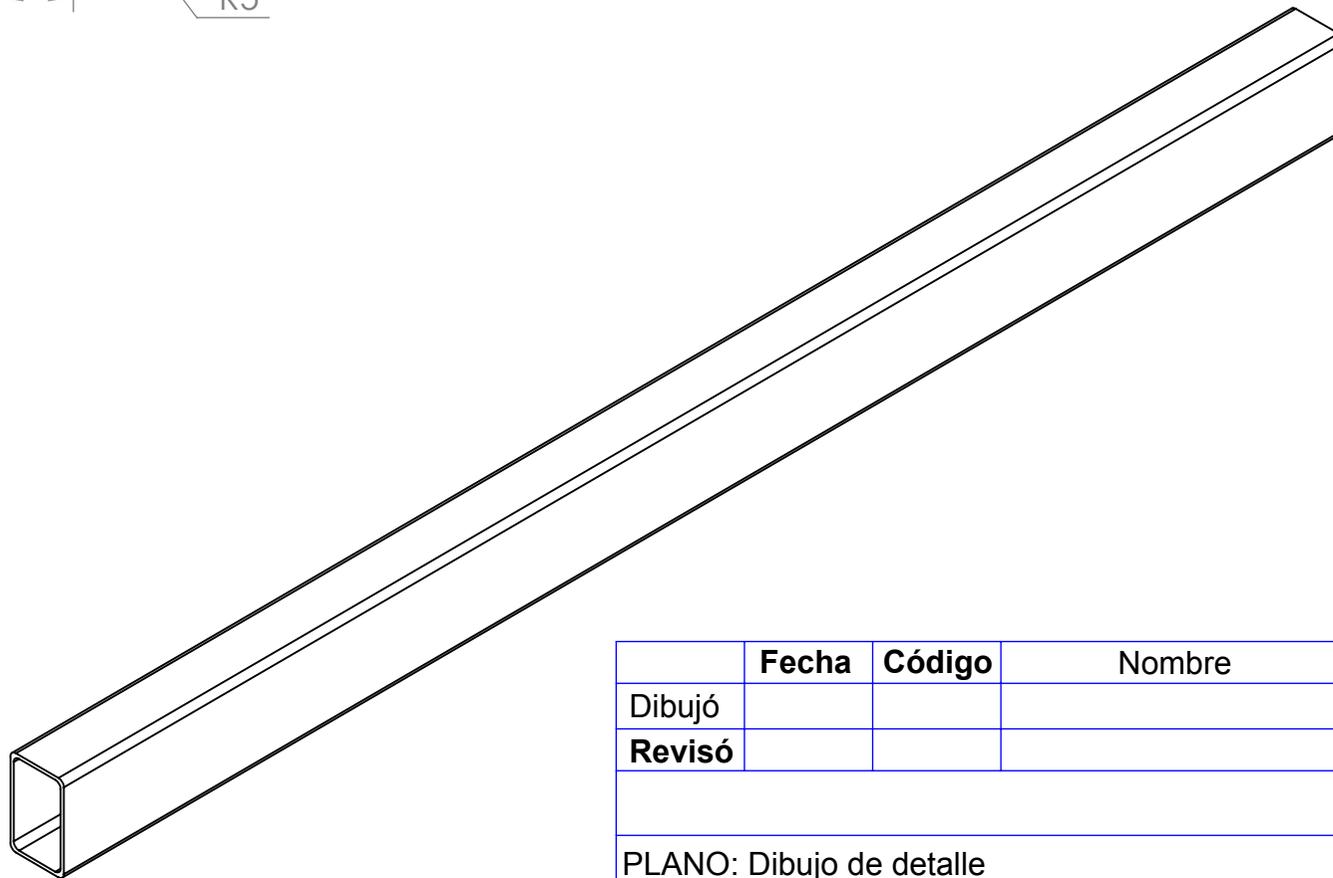
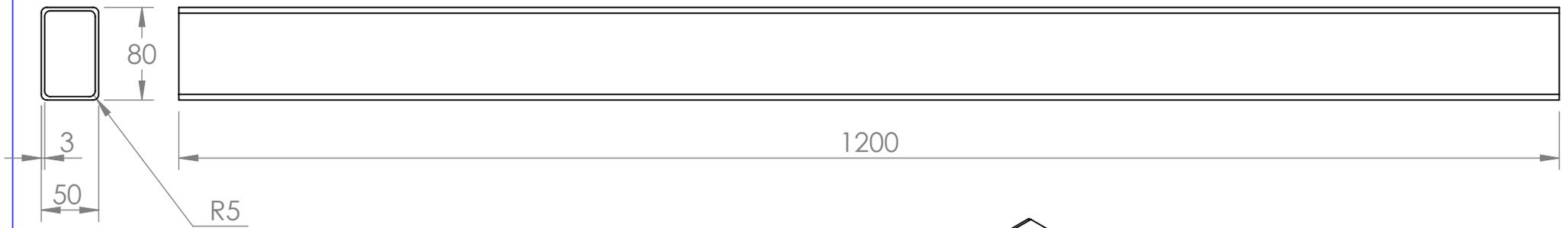
- Adecuar el sitio de trabajo teniendo en cuenta las recomendaciones de mantenimiento, ambiente y seguridad que se muestran en la parte inicial de este manual.
- Tener disponible la herramienta necesaria conservando el orden en el lugar de trabajo.
- Determinar el material, la longitud y el área transversal de la probeta que se desea poner bajo prueba de torsión.
- Realizar inspección de los componentes del banco antes de realizar cualquier modificación de posición de sus componentes, observando además que el piso este totalmente nivelado para garantizar que el banco no se vea afectado por ningún movimiento ajeno a la prueba y de esta manera evitar los posibles desbalanceos.
- Después de haber establecido el material y la longitud de la probeta, y de haber atendido las anteriores recomendaciones de seguridad y ambiente de trabajo, se debe determinar la longitud de trabajo de la probeta sobre la cual se realizará la prueba de torsión, para esto ,debemos ingresar la probeta en los dos extremos correspondientes a los puntos de sujeción de la probeta los cuales los conocemos como soporte fijo y soporte móvil, la longitud a ingresar será la necesaria entre punto y punto para garantizar un buen agarre de la probeta, la longitud libre que no corresponde a la longitud que queda entre punto y punto se determina como la longitud de trabajo.
- Teniendo esta longitud establecida nos disponemos a ubicar el soporte móvil en la posición delimitada por el largo de la probeta, sujetando el soporte móvil con el par de apriete necesario para restringir el movimiento del mismo.
- El paso a seguir es ubicar el punto cero en la polea principal, este punto tiene como referencia el grado cero, el cual deberá ubicarse en la parte superior de la polea por un elemento indicador que permanece fijo en la carcasa del eje de la polea a la cual se hace referencia.
- Habiendo establecido el punto cero, se debe verificar que este se mantenga inmóvil en ese punto en el momento que la balanza se encuentra sin ninguna carga o peso adicional.
- Posteriormente se recomienda usar el freno para mantener fija esta posición mientras terminamos de adecuar el banco para la prueba.
- Habiendo establecido el cero de referencia, tener en cuenta verificar además el estado de las cadenas que sostienen la balanza y que con esta disposición se encuentre además en completo equilibrio el sistema de cadenas empleado.

En este momento podemos considerar que el banco de pruebas de torsión se encuentra en su puesta a punto para comenzar las pruebas.

Según los cálculos que se haya realizado para las probetas de los materiales que se desean poner a prueba, se deberá tener a disposición una tabla de Excel u otro documento, como se prefiera para consignar los datos obtenidos.

- A partir de los datos obtenidos en los cálculos realizados previamente para cada material, se podrá determinar si algunas de las pesas que se tienen disponibles en la caja de almacenamiento, se podrán utilizar para la prueba; de lo contrario, se deberá hacer uso de la báscula digital para preparar las cargas correspondientes.
- Se recomienda marcar longitudinalmente la probeta que será puesta a prueba, para notar la deformación longitudinal que se genera en comparación a la deformación cero al inicio de la prueba en el momento que aún no se ha ingresado ninguna carga.
- Según como se ha establecido realizar las pruebas, la carga que se ha calculado para el material elegido, deberá ubicar gradualmente 5 veces sobre la balanza, y cada que se ingrese esta carga, se deberá tomar nota del ángulo de torsión generado, el cual se puede observar en el transportador que se ha ubicado en la cara frontal de la polea principal.
- Al cumplir con el ingreso de las 5 cargas calculadas gradualmente, las cuales son de igual proporción, se dará por terminada la prueba. Estos datos obtenidos en el banco de pruebas de torsión de barras, deberán ser similares a los datos que se calcularon previamente.

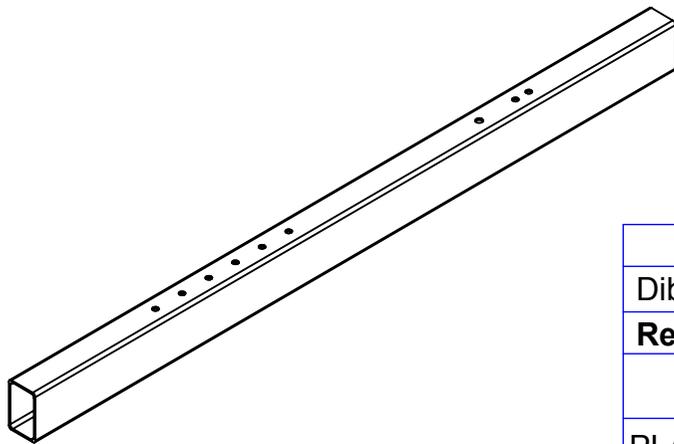
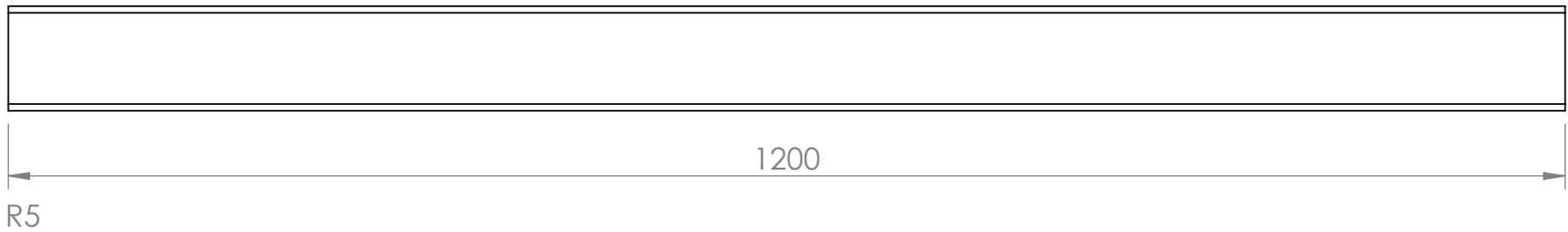
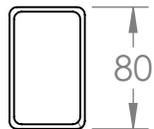
Nota: Este procedimiento se debe repetir para cada material, que será puesto a pruebas bajo las mismas condiciones.



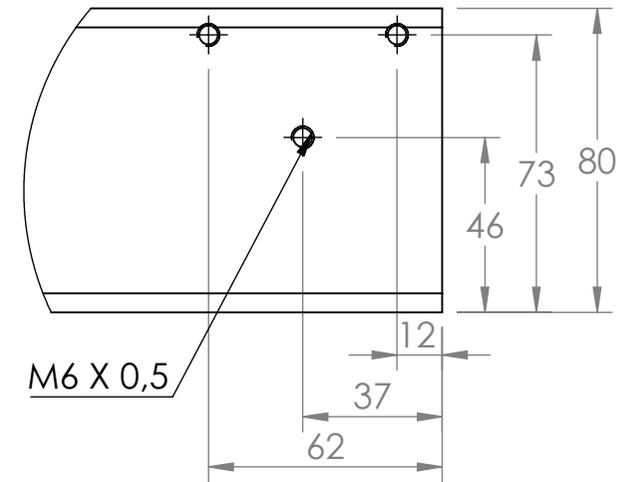
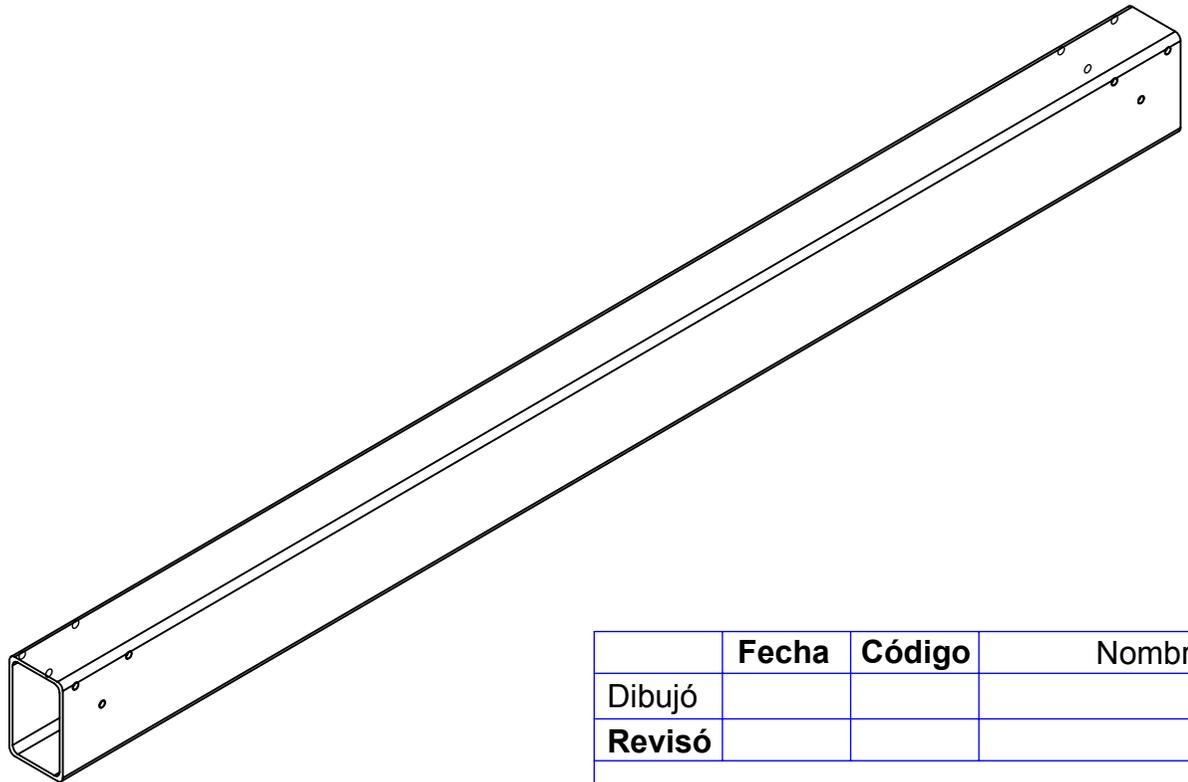
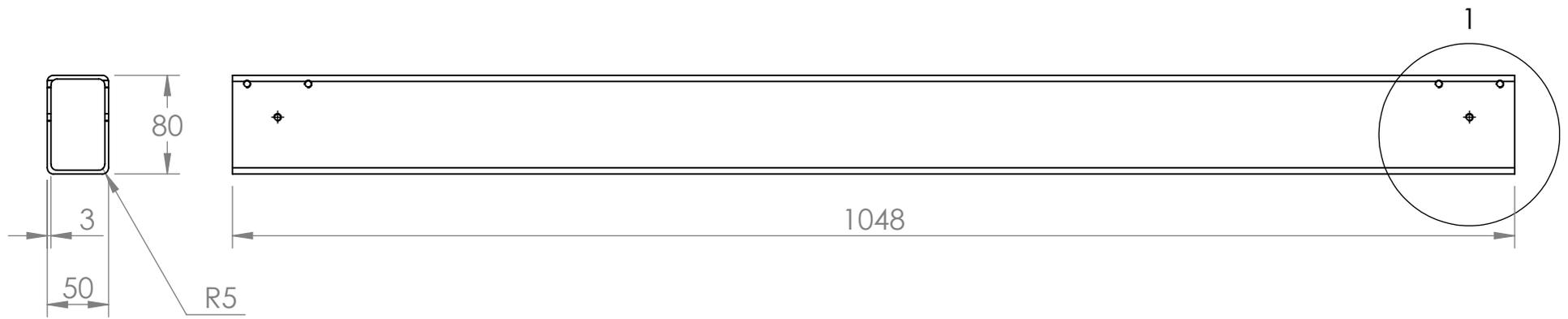
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 1	Pieza No. 1
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Viga Horizontal Superior	
Escala: 1: 5	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	

8x $\phi 9$ POR TODO

$\phi 11$ POR TODO

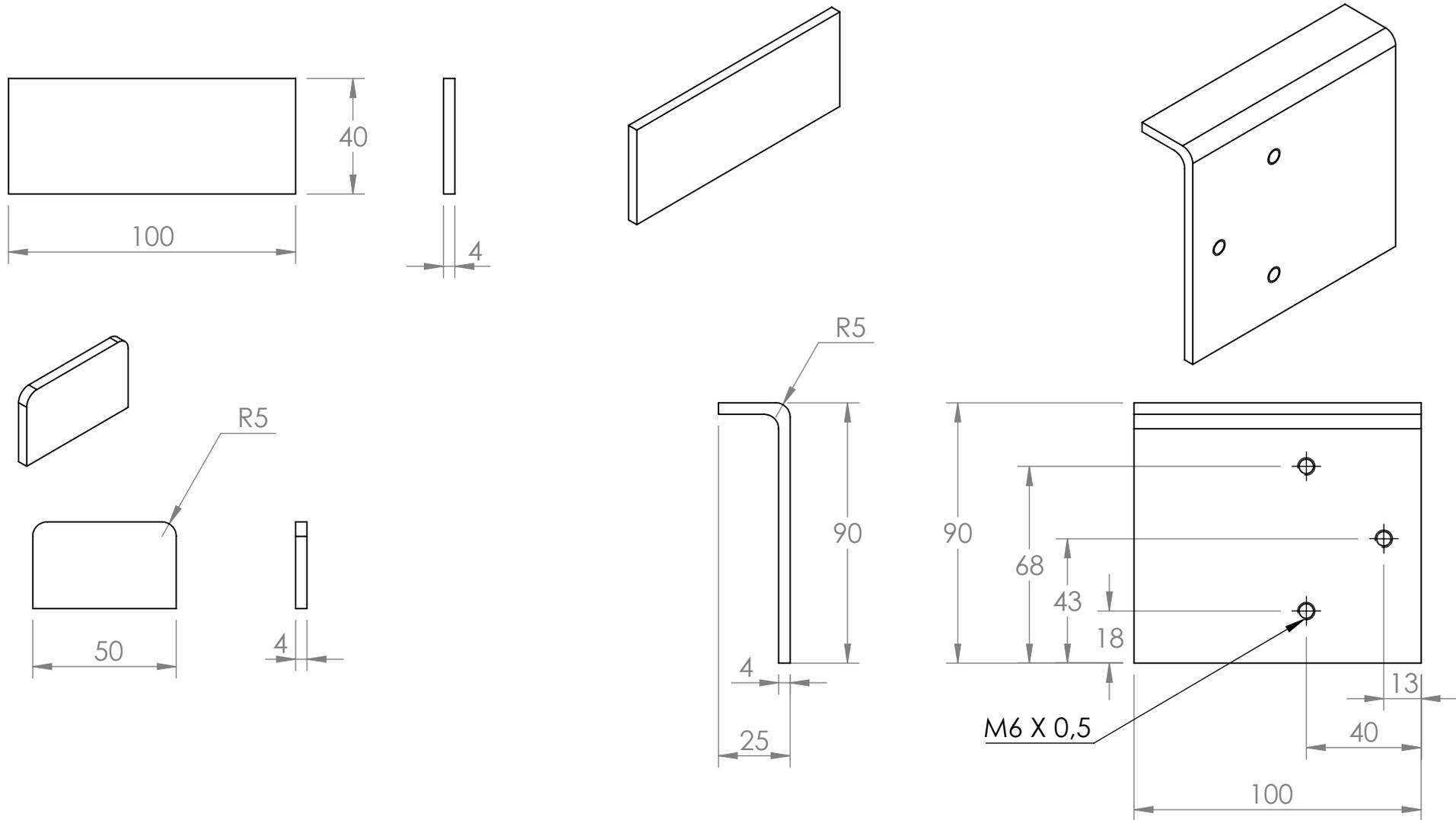


	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 2	Pieza No. 2
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Viga Horizontal Inferior	
Escala: 1: 5	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	

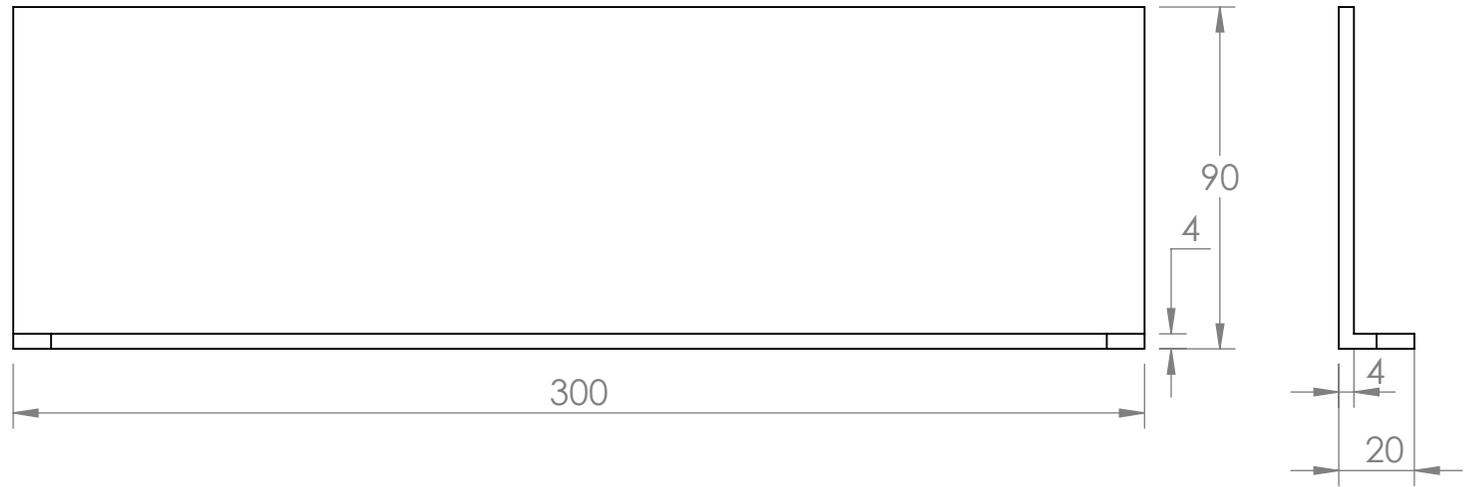
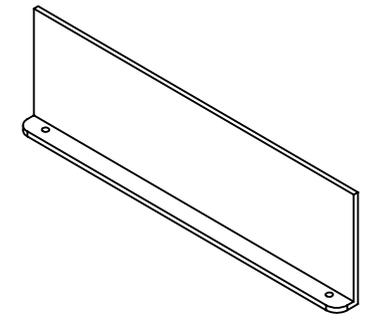


DETALLE 1
ESCALA 1 : 2

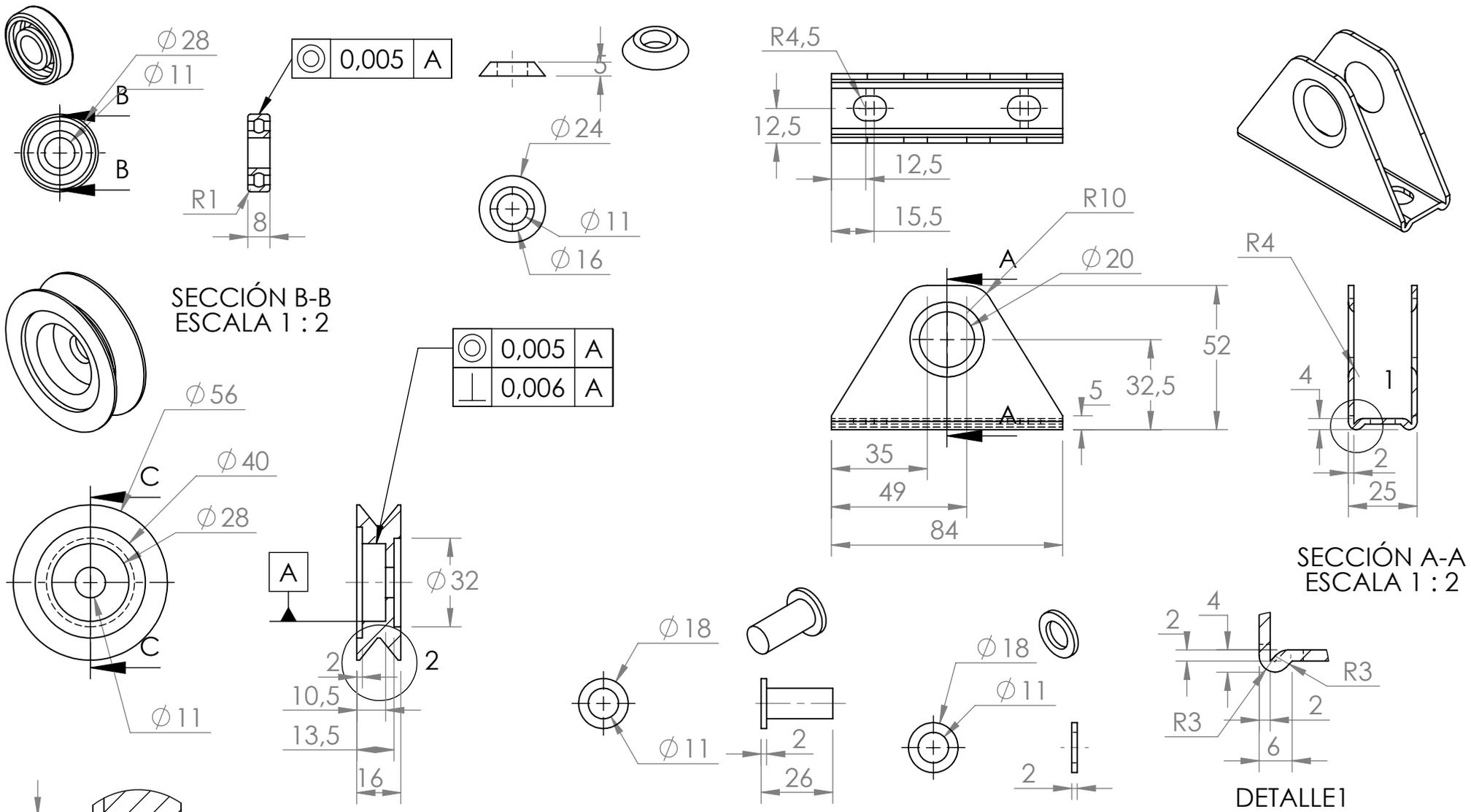
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 3	Pieza No. 3
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Viga Vertical	
Escala: 1: 5	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
	Geométrica	ISO				



	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 4	Pieza No. 4, 5, 6
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: placas de sujeción y placas auxiliares	
Escala: 1: 2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 5	Pieza No. 7
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Soporte Viga vertical	
Escala: 1: 2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
	Geométrica	ISO				



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

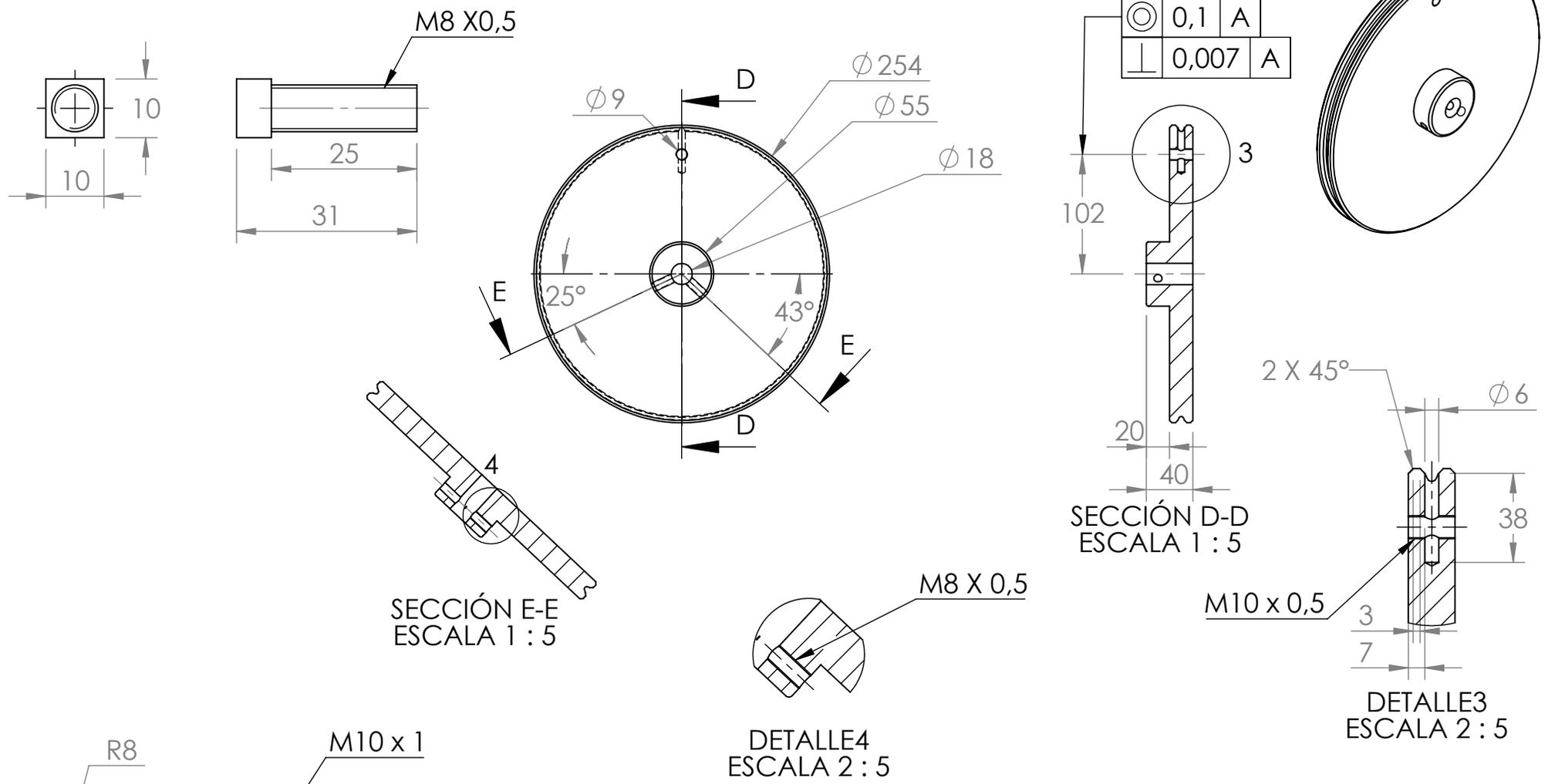
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

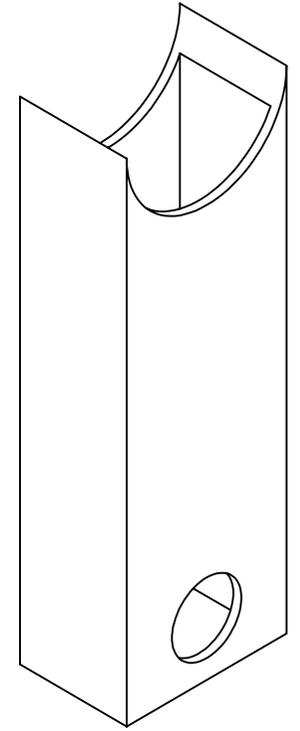
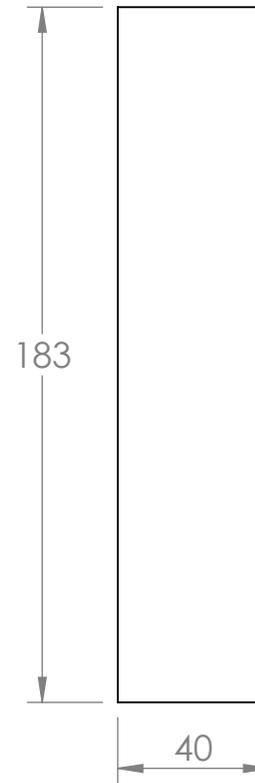
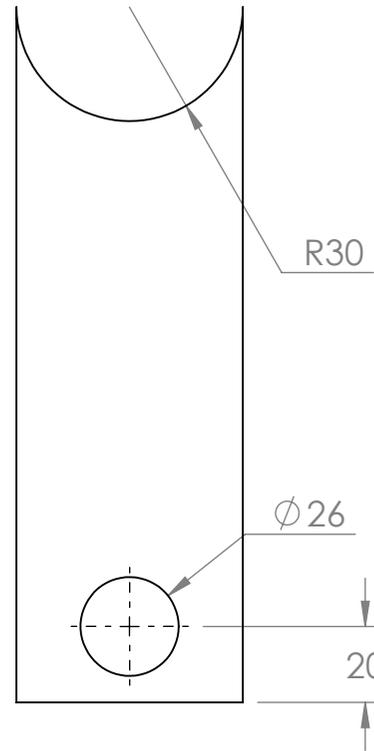
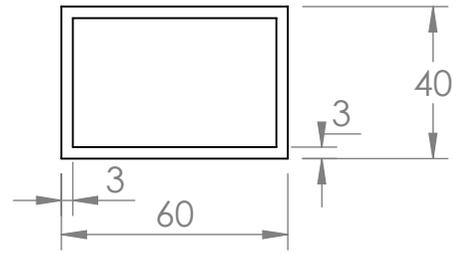
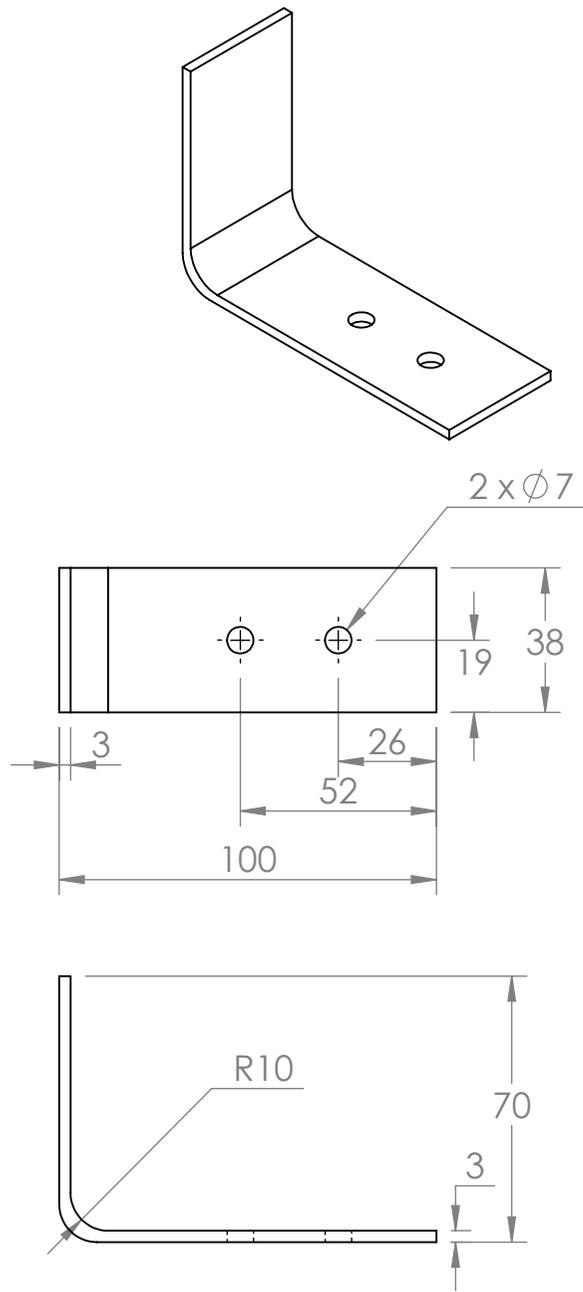
DETALLE1

DETALLE2

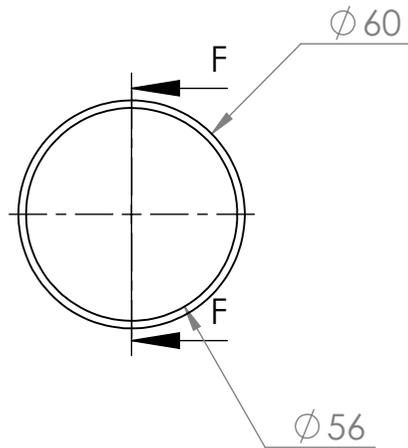
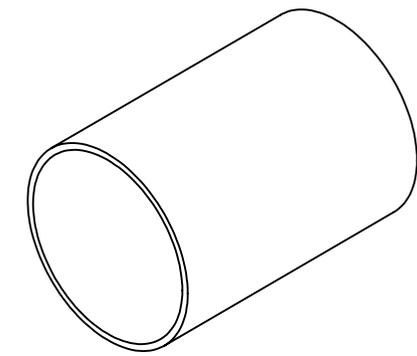
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
PLANO: Dibujo de detalle				Material	Plano 6	Pieza No. 8, 9,10,11 12 y 13
				Acero	Nombre pieza: carcasa polea de reenvío , polea, rodamiento , separador, anillo y pin	
Escala: 1: 2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
PLANO: Dibujo de detalle				Material	Plano 7	Pieza No.14,15 y 16
				Acero	Nombre pieza: polea, tornillo de sujeción y tornillo de sujeción del cable.	
Escala: 1:5	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



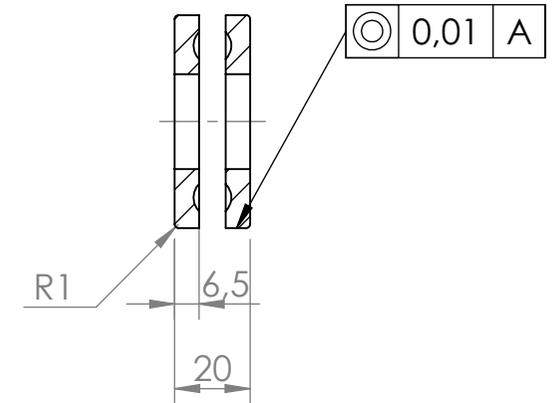
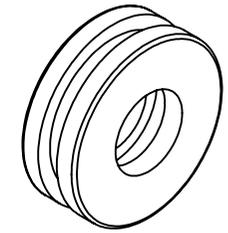
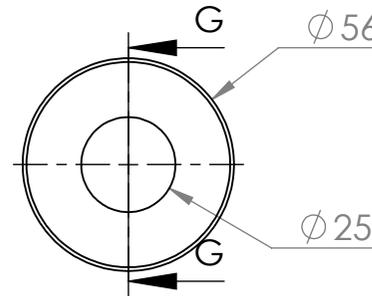
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 8	Pieza No. 17 y 18
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Soporte de polea, ángulo de soporte	
Escala: 1:2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



ϕ 0,009 A

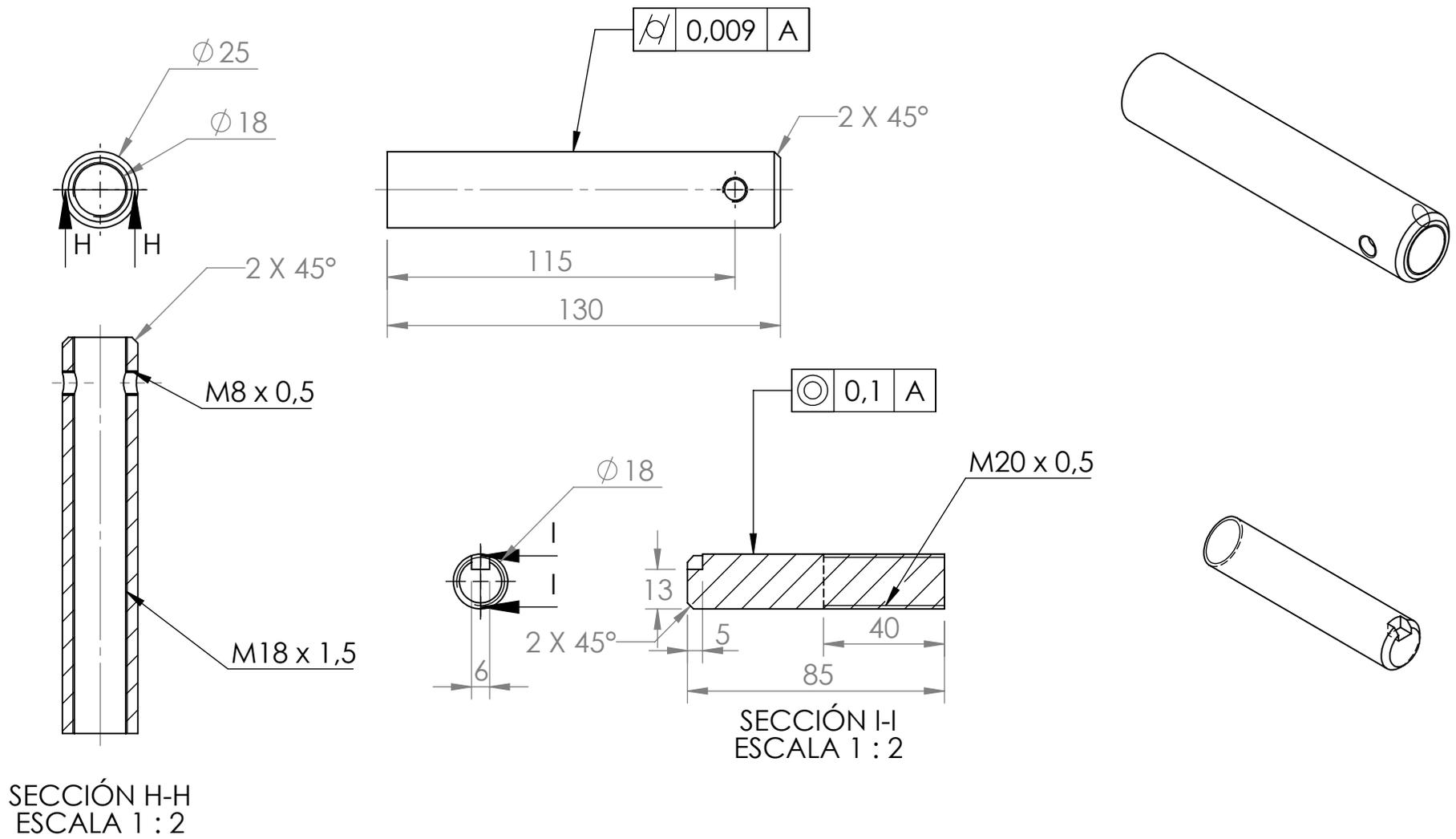


SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 2

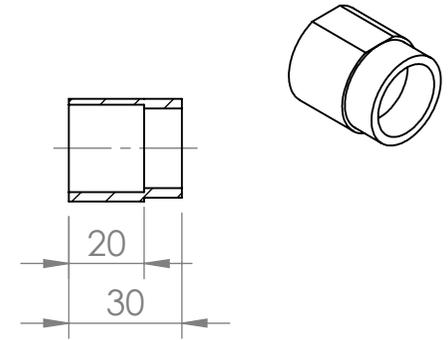
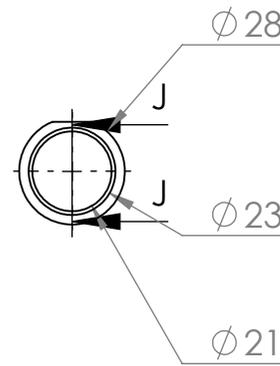
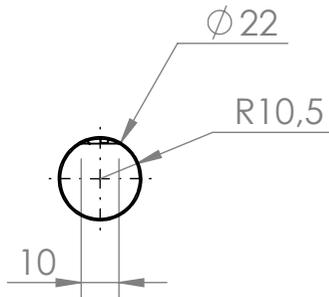
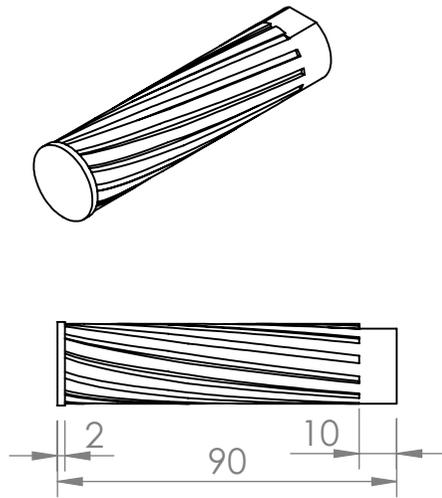
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
PLANO: Dibujo de detalle				Material	Plano 9	Pieza No. 19 y 20
				Acero	Nombre pieza: Eje del soporte y rodamiento	
Escala: 1 : 2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



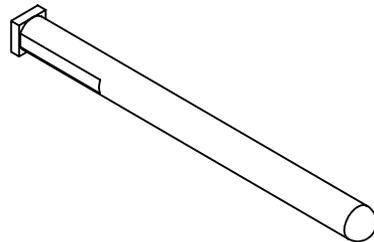
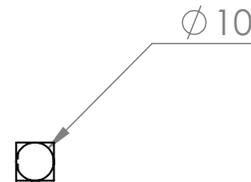
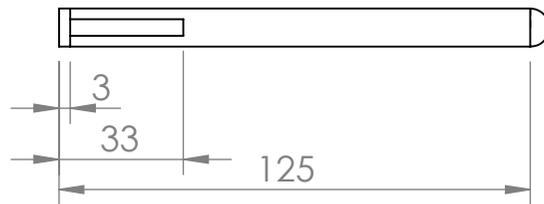
SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 2

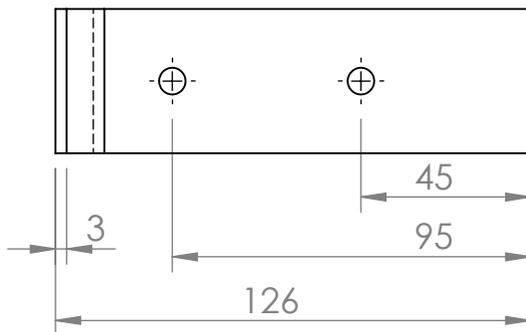
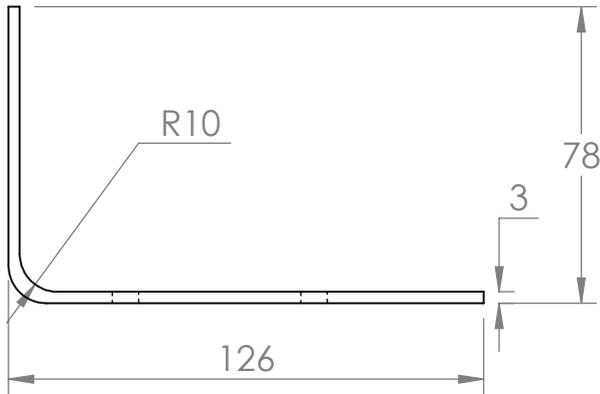
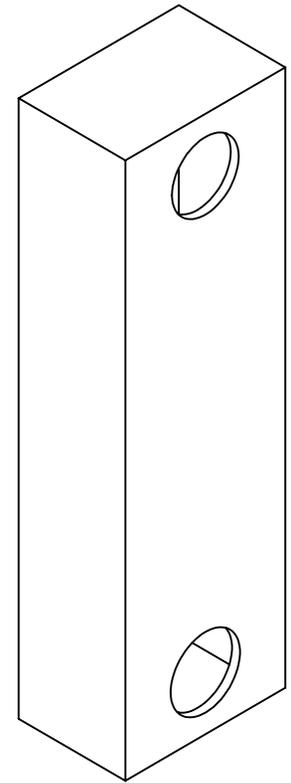
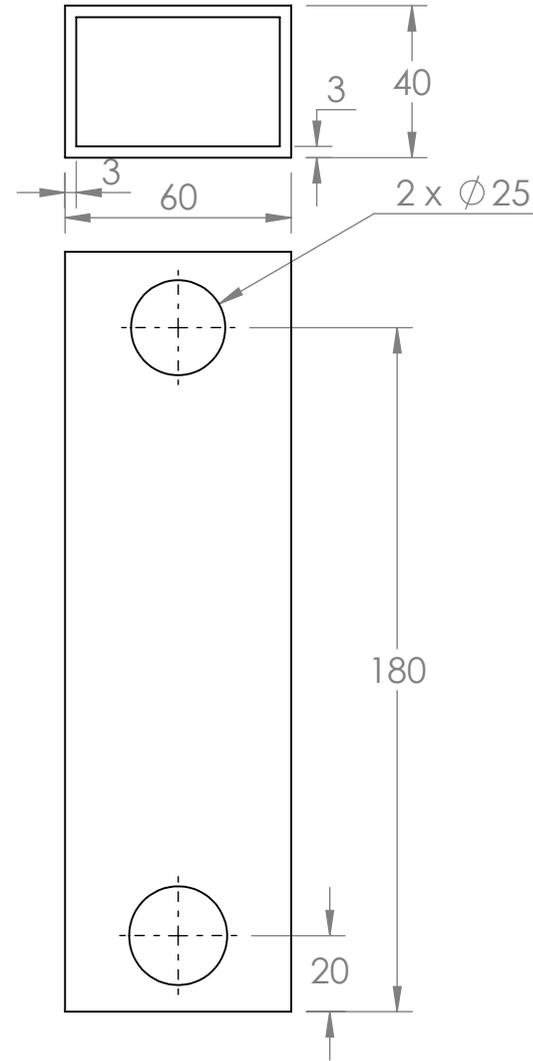
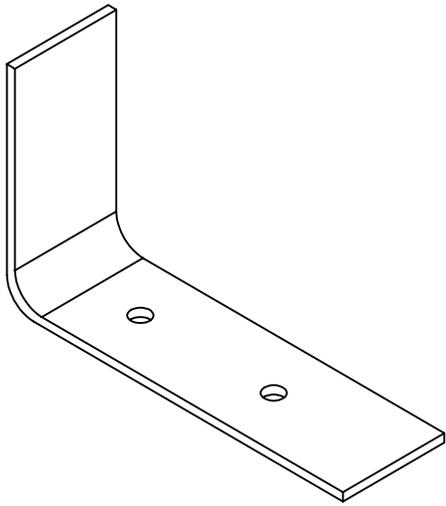
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
PLANO: Dibujo de detalle				Material	Plano 10	Pieza No. 21 y 22
				Acero	Nombre pieza: Eje de rodamiento Eje roscado	
Escala: 1:2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



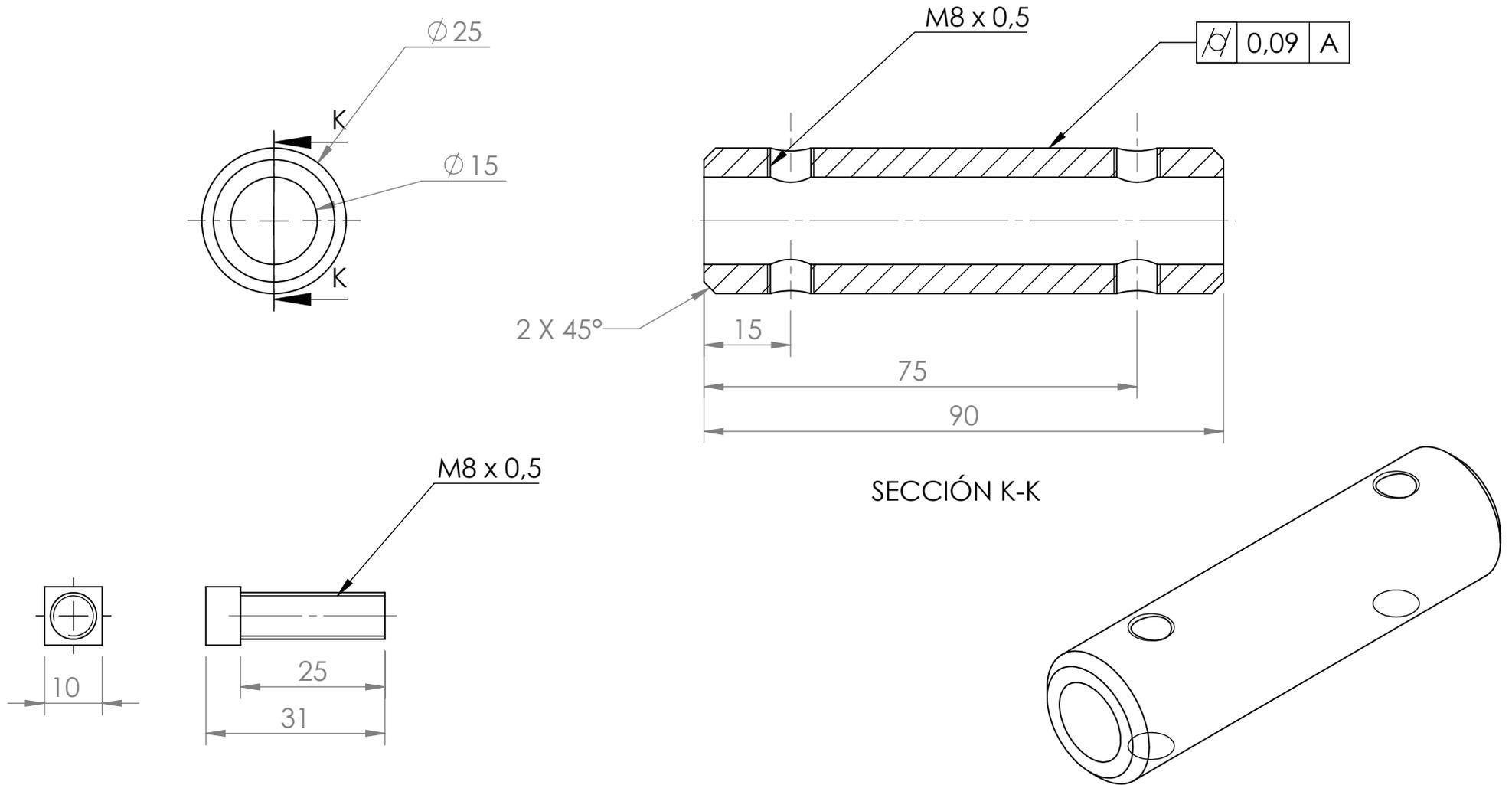
SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 2



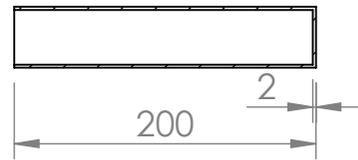
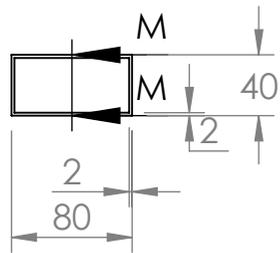
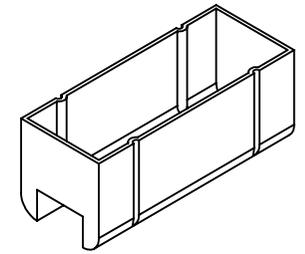
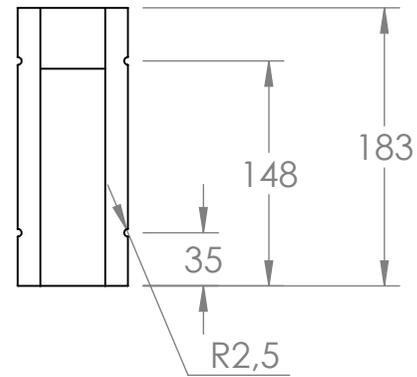
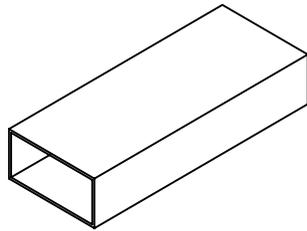
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 11	Pieza No. 23 , 24 y 25
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Tornillo freno alojamiento del tornillo freno y palanca.	
Escala: 1: 2	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



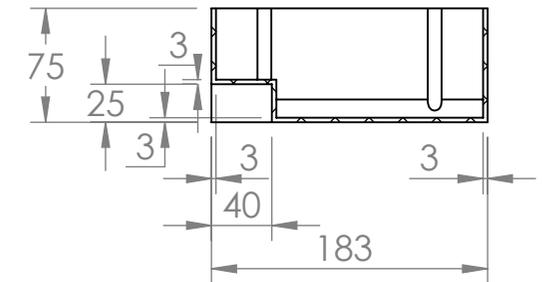
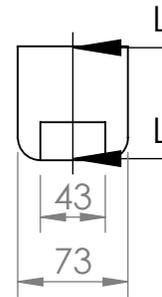
	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó				Material: Acero Plano 12 Pieza No.26 , 27 , 28 Nombre pieza: Soporte móvil		
Revisó						
PLANO: Dibujo de detalle				Tolerancias	Norma	
Escala: 1: 2				Dimensional	ISO	
Medidas: mm				Geométrica	ISO	
OBSERVACIONES:						



	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
				Material	Plano 13	Pieza No.29 y 30
PLANO: Dibujo de detalle				Acero	Nombre pieza: Eje soporte móvil	
Escala: 1: 1	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	

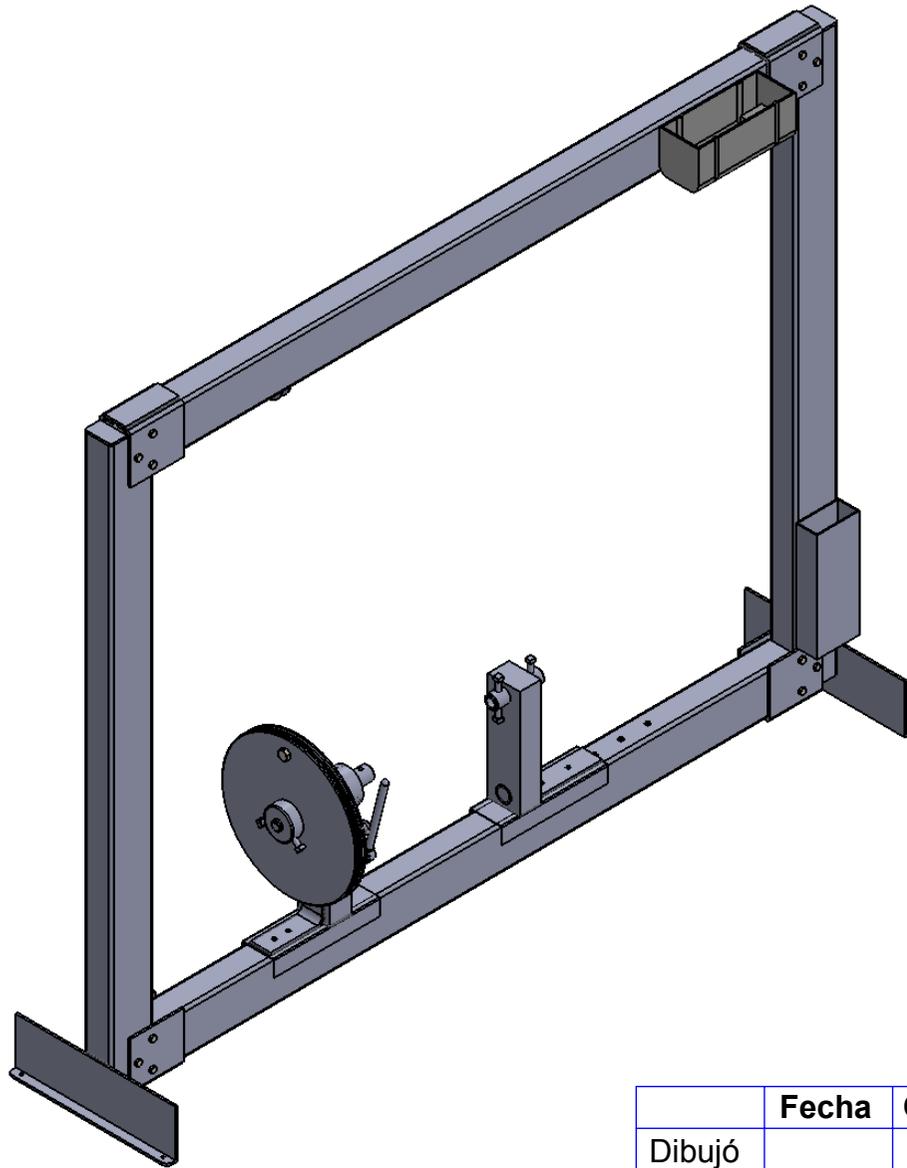


SECCIÓN M-M
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 5

	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA		
Dibujó						
Revisó						
PLANO: Dibujo de detalle				Material	Plano 14	Pieza No.31 y 32
				Acero	Nombre pieza: Caja de herramientas y caja de probetas.	
Escala: 1: 5	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma	
Medidas: mm				Dimensional	ISO	
				Geométrica	ISO	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Perfil Rectangular Viga Inferior	Acero A - 36	1
2	Perfil Rectangular Viga vertical	Acero A - 36	2
3	Perfil Rectangular viga superior	Acero A - 36	1
4	Placa Vertical	Acero A - 36	2
5	ISO 4015 - M6 x 25 x 25-C		24
6	Soporte fijo con polea para aplicación de carga	Acero A - 36	1
7	Soporte movil	Acero A - 36	1
8	Caja de herramientas	Polipropileno	1
9	Polea de reenvio		1
10	caja para probetas	Madera	1

	Fecha	Código	Nombre	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA			
Dibujó				Material			
Revisó							
PLANO: Ensamble				Nombre pieza: Banco De Torsión			
Escala: 1: 10	OBSERVACIONES:			Tolerancias	Norma		
Medidas: mm				Dimensional	ISO		
	Geométrica	ISO					