

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Mecánica Aplicada**

Trabajo de Diploma

Trabajo presentado en opción al título de Ingeniero Mecánico

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA
ESTRUCTURA PORTANTE DE UNA MÁQUINA PARA
ENSAYOS DE FATIGA POR TORSIÓN**

Autor: *David Herrera Max*



**Tutores: *MSc. Ing. José A. Martínez Grave de Peralta, P. A*
*MSc. Ing. Eusebio R. González Utria, P. A..***

**HOLGUÍN
2015**

Dedicatoria

Este trabajo se lo dedico a mis padres, que han sabido apoyarme constantemente para llevar a feliz término el mismo. Así como a mi esposa e hijos, que sin la ayuda de ellos, nunca pudiera haber vencido las dificultades y tropiezos encontrados en los años de la carrera y que hoy, puedo decir que se han cumplido los objetivos trazados.

Agradecimientos

En todos estos años de la carrera, tengo presente el agradecimiento a todos mis profesores, que con su labor educativa y profesional me ayudaron mucho en mi formación como ingeniero. A mis tutores de la tesis final, por su labor abnegada y profunda en la búsqueda de las soluciones mejores para el diseño que se presenta. También quiero expresar mis agradecimientos a todas aquellas personas que, de una forma u otra, han permitido que hoy pueda realizar este ejercicio de culminación de estudios. A todos les estoy eternamente agradecidos. Muchachas gracias por permitirme hacer estas valoraciones.

RESUMEN

En este trabajo se realiza el diseño y construcción de la estructura portante de una máquina de ensayos de materiales sometidos a la fatiga por esfuerzos de torsión. Su integración con el motor y la transmisión mecánica conforman dicha máquina. Se comienza haciendo un estudio, dentro del marco teórico, de los tipos de bastidores o estructuras portantes de diferentes máquinas de ensayos mecánicos que han existido a lo largo de la historia, seguido de su funcionamiento y comportamiento ante diferentes sollicitaciones, así como un extracto de las diferentes sollicitudes tensionales a que estará sometida la estructura portante. Se desarrollan los cálculos de resistencia fundamentales de dicha estructura, teniendo en cuenta que los elementos fundamentales de la misma van a estar sometidos a cargas de flexión longitudinales, o sea, pandeo y se hacen, adicionalmente, otros cálculos de comprobación muy importantes para el buen funcionamiento de la máquina de ensayo que se diseña y construye.

ABSTRACT

In this work is accomplished the design and construction of the ambling structure of the machine of the materials submitted to torsional fatigue efforts. Their integration with the motor and the mechanical transmission conform the aforementioned machine. It begins making a study, inside the theoretic frame, of the types of wings or ambling structures of different machines of mechanical essays that have existed throughout history, frequently of its functioning and behavior before different solicitations, as well as an abstract of the different requests tensionales to which the structure will be subdued ambling. The fundamental calculations of resistance of this developed structure, considering that the same one fundamental elements are going to be subdued to longitudinal loads of flexion, that is to say, warping and other very important calculations of checking for the good functioning of the machine of essay that is designed and constructs are done, additionally.

ÍNDICE

No.	DENOMINACIÓN	PÁG.
	Introducción.	8
1	Capítulo 1. MARCO TEÓRICO.	13
1.1	Ensayos de fatiga y máquinas de ensayos.	13
1.2	Clasificación de las máquinas de ensayo a fatiga torsional.	15
1.2.1	Principio de funcionamiento de las máquinas de ensayos a fatiga según su tipo.	16
1.3.	Algunas consideraciones sobre las estructuras portantes de las máquinas para ensayos por fatiga a torsión.	19
1.4.	Estados tensionales.	19
1.4.1	Generalidades.	19
1.4.2	Sistema real y esquema de análisis.	23
1.4.3	Estado tensional en tracción – compresión axial.	25
1.4.4	Tensiones y deformaciones durante la torsión.	26
1.4.5	Tensiones y deformaciones durante la flexión.	29
1.4.6	Resistencia compuesta.	31
1.4.7	Sistemas hiperestáticos.	31
1.4.7.1	Método de las fuerzas.	32
1.4.8	Concepto de estabilidad. Problemas de Euler.	33
1.5.	Análisis cinemático de los mecanismo de palanca.	37
	Conclusiones parciales del capítulo.	40
2	CAPTÍTULO 2. ESTUDIO PARA EL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE DE LA MÁQUINA PARA ENSAYO A LA FATIGA POR TORSIÓN	42
2.1	Introducción.	42

No.	DENOMINACIÓN	PÁG.
2.2	Estudio de las diferentes propuesta de máquinas a diseñar.	42
2.3	Cálculos de resistencia de los elementos.	46
2.3.1	Cálculo de comprobación de las columnas portantes.	46
2.3.2	Cálculo de comprobación de las vigas portantes.	49
2.4	Propuesta del accionamiento de la máquina.	54
2.4.1	Cadena cinemática.	54
2.4.2	Análisis cinemático del mecanismo para las tres posiciones.	55
2.4.2.1	Análisis cinemático del mecanismo para la posición I.	56
2.4.2.2	Análisis cinemático del mecanismo para la posición II y III.	61
2.4.2.3	Análisis de fuerzas del mecanismo.	62
2.5	Cálculo de resistencia del árbol porta probeta.	69
2.5.1	Cálculo de las reacciones en los apoyos del árbol porta probeta.	70
2.5.2	Diagramas de fuerzas internas del árbol porta probetas.	72
2.6	Cálculo y selección de los rodamientos.	79
2.7	Dimensionamiento de la estructura de la máquina.	80
2.8	Evaluación técnico – económica del proyecto.	81
2.8.1	Cálculo de los costos de fabricación de la máquina.	82
2.9	Breve valoración medioambiental y contribución a la defensa.	83
	Conclusiones y recomendaciones generales.	85
	Bibliografía.	87
	Anexos de figuras.	90
	Anexos de planos de piezas.	106

INTRODUCCIÓN

Muchos materiales, cuando se encuentran en servicio están sometidos a cargas, en estos casos se hace necesario conocer las características del material y diseñar el elemento, de tal forma, que cualquier deformación resultante no sea excesiva y no ocurra la fractura del material. El comportamiento mecánico de un material refleja la relación entre su respuesta o deformación ante la aplicación de una carga. Por tanto las propiedades mecánicas son aquellas propiedades de un material que están asociadas con una reacción elástica e inelástica cuando se aplica un esfuerzo, o que envuelven la relación entre tensión y deformación. Las propiedades mecánicas más importantes son resistencia, dureza, ductilidad y resistencia a la torsión. En consecuencia los materiales para aplicaciones estructurales se eligen porque poseen una combinación deseable de propiedades mecánicas.

Las propiedades mecánicas de los materiales se determinan mediante la realización de ensayos de laboratorio, cuidadosamente diseñados para reproducir, tanto como sea posible, las condiciones de servicio del material en cuestión. Entre los factores a tener en cuenta se encuentra: la naturaleza de la carga aplicada y su duración, así como las condiciones de explotación y ambientales. Es posible que la carga sea de tracción, de compresión, torsional, de flexión, de cizallamiento, o una de las más comunes en árboles de potencia, las cargas combinadas, es decir, en este caso, torsión - flexión y su magnitud puede ser constante en el tiempo, o puede variar continuamente. El tiempo

de aplicación puede ser desde tan sólo una fracción de segundo o extenderse por muchos años. También las temperaturas de servicio pueden ser un factor importante a la hora de determinar el comportamiento mecánico de un material.

La función de los ingenieros de materiales es determinar la distribución de tensiones en los elementos que están sometidos a cargas o esfuerzos. Esto se realiza a partir de técnicas de ensayo experimentales y análisis de esfuerzos teóricos y matemáticos. Por otro lado a los ingenieros metalúrgicos les atañe la producción y fabricación de materiales para cumplir los requisitos de servicio según lo predicho por estos análisis tensionales. Esto implica necesariamente una comprensión de las relaciones entre la microestructura de los materiales (es decir, las características internas) y sus propiedades mecánicas.

En la carrera de ingeniería mecánica, desde hace algún tiempo, se viene trabajando en incrementar la infraestructura de los laboratorios. Específicamente en la Disciplina de Mecánica Aplicada se han montado algunas máquinas, de procedencia China, las cuales, con una tecnología de punta, permite realizar diferentes ensayos mecánicos a los materiales, entre los que están: los ensayos de esfuerzos a tracción – compresión, torsión e impacto, los cuales se realizan en las mencionadas máquinas, ya en explotación. Sin embargo se quiere ampliar el espectro de posibilidades de realizar otros ensayos mecánicos que permitan desarrollar diferentes temas de investigación y que, además, sirvan para incrementar los conocimientos de los estudiantes de ingeniería mecánica.

Para darle solución a lo últimamente planteado, desde el curso anterior se viene trabajando en el Diseño de una máquina para ensayos de fatiga por torsión, dicho proyecto se realizó con el auxilio de un trabajo de diploma titulado “Diseño de una máquina torsional de ensayos a fatiga”, (Sánchez, 2014), pero en el mencionado proyecto aún falta realizar el rediseño, recálculo y construcción de la estructura de dicha máquina, lo cual constituye la **situación problémica** del presente trabajo.

PROBLEMA CIENTÍFICO

¿Cómo realizar el rediseño, el recálculo y la construcción de la estructura de la máquina para ensayos de fatiga por torsión, del Laboratorio de Resistencia de Materiales en la Universidad de Holguín?

OBJETO DE INVESTIGACIÓN

Máquina para ensayos a la fatiga por torsión.

CAMPO DE ACCIÓN

El rediseño y construcción de la estructura portante de la máquina para ensayos a la fatiga por torsión de diferentes materiales del laboratorio de Resistencia de Materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Holguín.

HIPÓTESIS

Si se hace el rediseño de la estructura portante de la máquina de ensayos a la fatiga por torsión, entonces será posible contar con todos los métodos de diseño para la estructura o chasis de la máquina, la cual, en un futuro, permitirá realizar los ensayos a la fatiga por torsión de diferentes tipos de materiales.

OBJETIVO GENERAL

El rediseño de la estructura portante de la máquina de ensayos a la fatiga por torsión.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Estudio de los estados tensionales para el cálculo de tensiones y deformaciones de los elementos estructurales.
2. Estudio para el establecimiento de los esquemas cinemáticos de las transmisiones mecánicas, tanto flexibles como los pares cinemáticos.
3. Análisis para el recálculo de los elementos de la estructura portante de la máquina de ensayo de fatiga por torsión.
4. Análisis para la construcción definitiva de la estructura y montaje de la máquina.

TAREAS DE LA INVESTIGACIÓN

1. Búsqueda de bibliografía e información sobre el tema tratado.
2. Estudio de las características de las máquinas torsionales.
3. Estudio de los estados tensionales para el rediseño de la estructura de la máquina.
4. Estudio de las diferentes propuestas de máquinas a diseñar para valorar de la concepción de estructura portante. Construcción de la variante más factible.
5. Evaluación técnico – económica del proyecto propuesto.
6. Valoración medioambiental y contribución a la defensa.
7. Elaborar el informe técnico del proyecto.

MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN

1. Empíricos:

- **Consulta de expertos:** se realiza una serie de entrevistas a algunos de los técnicos especializados con el objetivo de obtener una buena información para de esta forma realizar una correcta tecnología para el diseño.
- **Método de observación:** determina las posibles soluciones al problema planteado analizando la forma constructiva de otras máquinas.

2. Teóricos:

- **Histórico – lógico:** para conocer los antecedentes de fabricación de las máquinas de ensayo de fatiga torsional.
- **Análisis y síntesis:** para el estudio de los aspectos teóricos que sustentan el trabajo y el análisis de los resultados de acuerdo a la solución del problema.

Resultados esperados:

FACULTAD DE INGENIERÍA

Con la realización de este trabajo se podrá lograr el rediseño y construcción de la estructura portante de la máquina de ensayos a la fatiga por torsión para el laboratorio de Resistencia de Materiales en la carrera de Ingeniería Mecánica que permitirá a los estudiantes conocer las características de resistencia de los diferentes materiales ingenieriles que se ensayen.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

1.1. Ensayos de fatiga y máquinas de ensayos.

El objetivo de un ensayo de fatiga es evaluar el tiempo de vida, que se define como el número de ciclos hasta la fractura. La prueba se realiza aplicando una onda de carga de forma, amplitud y frecuencia predeterminada y registrando el número de ciclos transcurridos. La deformación, los esfuerzos y el crecimiento de grietas se registran dependiendo el tipo de prueba. Se pueden adoptar diferentes tipos de pruebas, desde las realizadas en los laboratorios hasta las pruebas realizadas en estructuras o equipos reales. Las pruebas más comunes en los ensayos de laboratorios son:

- Pruebas de vida S – N: estas pruebas se realizan en probetas sin grietas ni entallas. Se aplica una magnitud de esfuerzo constante con una relación de esfuerzos, temperatura y frecuencia constantes, en condiciones ambientales controladas y se mide el número de ciclos hasta que ocurre la falla. Estas son las pruebas más realizadas por ser utilizadas para el diseño. Los resultados son extrapolables y rápidos de realizar, son económicos y son utilizados para el control de calidad.
- Pruebas de fatiga de bajos ciclos: por lo general las probetas son de geometría regular sin entallas ni grietas. Se aplica una amplitud de esfuerzo constante y

se mide la deformación cíclica en la probeta. Este tipo de prueba se utiliza para la investigación, son relativamente costosas por el equipo y la instrumentación.

- Pruebas de propagación de grietas: en estas pruebas se aplica una magnitud de carga constante a una probeta preagrietada y el crecimiento de grieta es medido continuamente, junto con el número de ciclos. Son pruebas muy versátiles y los resultados pueden aplicarse para una variedad de propósitos, como la predicción de vida, la evaluación de materiales y la investigación de los mecanismos de fatiga. (De Weibull, W, 1961).

Como se mencionó anteriormente los ensayos de fatiga también se pueden clasificar de acuerdo al tipo de acción deformante que se le aplique a la probeta, estos pueden ser de esfuerzo axial, flexión, torsión, y esfuerzos combinados o complejos; en la figura se observan los tres tipos de cargas más utilizados.

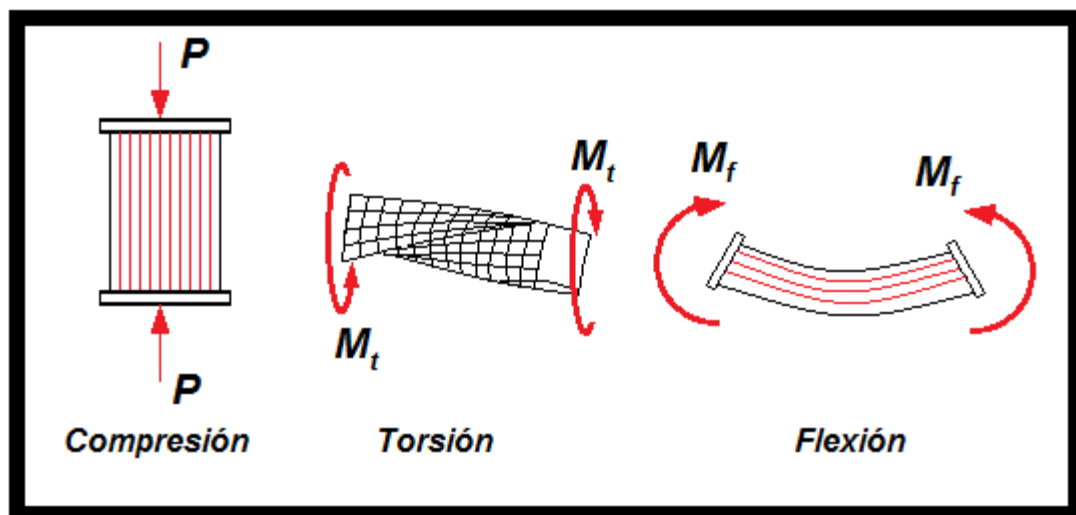


Figura 1.1. Tipos de esfuerzos a compresión, torsión y flexión, (Sánchez, R, 2014).

1.2. Clasificación de las máquinas de ensayo a fatiga torsional.

Según (De Weibull, W, 1961), las máquinas para realizar las pruebas a fatiga torsional se clasifican dependiendo del tipo de carga que genera el fallo. Cada máquina se identifica según la nomenclatura siguiente:

- Máquina de tipo I: carga causada por deflexión mecánica y la carga causada por las fuerzas de inercia.
- Máquina de tipo II: carga causada por pesos muertos.
- Máquina de tipo III: carga causada por las fuerzas centrífugas.
- Máquina de tipo IV: carga causada por las fuerzas electromagnéticas.
- Máquina de tipo V: carga causada por las fuerzas de neumáticos y carga causadas por fuerzas hidráulicas.

1.2.1. Principio de funcionamiento de las máquinas de ensayos a fatiga según su tipo.

- **Máquina del tipo I:** Carga causada por la desviación mecánica y carga causadas por las fuerzas inerciales

Las máquinas del tipo I funcionan mediante esfuerzos alternativos que provocan movimientos variables en la probeta, causando cargas tangenciales que provocan la fractura de las probetas de prueba.

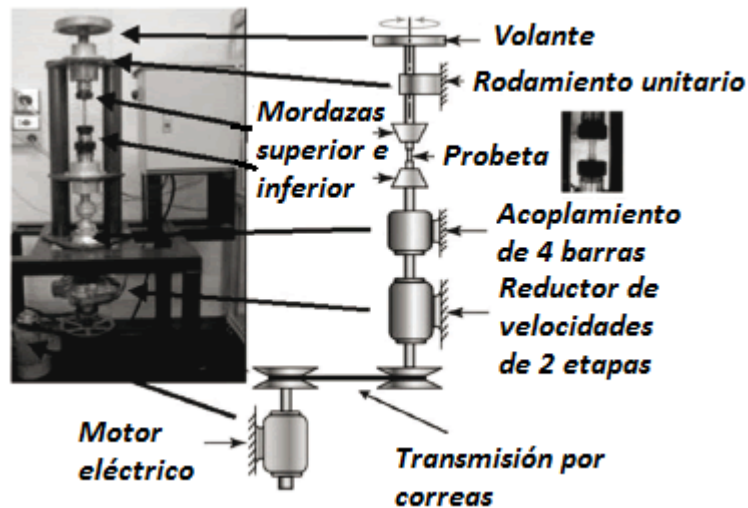


Figura 1.2. Máquina de ensayo de fatiga torsional donde la carga se aplica por desviación mecánica y fuerzas inerciales, (Sánchez, R, 2014).

- **Máquina del tipo II:** Carga causada por los pesos muertos.

Las máquinas del tipo II funcionan creando una desviación en la probeta mediante un peso muerto los cuales quedan suspendidos de los mandriles lo que provoca la flexión en la zona de ensayo variando la intensidad de la carga.



Figura 1.3. Máquina de ensayo a fatiga torsional donde la carga es aplicada por pesos muertos, (Sánchez, R, 2014).

- **Máquina del tipo III:** Carga causada por las fuerzas centrífugas.

Las máquinas del tipo III funciona ejerciendo una presión en el extremo libre de la probeta mediante un vástago roscado que define la carga que actúa sobre la probeta el cual provoca la desviación por flexión de la misma, al encender la máquina el motor gira a un determinado número de rpm. Transcurrido un cierto tiempo, la probeta se rompe, y es entonces cuando se toma el valor del número de ciclos y el esfuerzo al cual la probeta rompió para construir el diagrama S-N descrito anteriormente.



Figura 1.4. Máquina de ensayo carga causada por las fuerzas centrífugas,
(Sánchez, R, 2014).

- **Máquina del tipo IV:** Carga causada por las fuerzas electromagnéticas.

Las máquinas del tipo IV funcionan aplicando un campo electromagnético en la zona de ensayo y variando la intensidad de mismo se logra variar las cargas sobre la superficie a ensayar.

- **Máquina del tipo V:** Carga causada por las fuerzas neumáticas y carga causadas por las fuerzas hidráulicas.

Las máquinas tipo V son máquinas que funcionan aplicando la carga mediante fluidos a los cuales se le varia la velocidad o la presión para generar la carga de ensayo.

1.3. Algunas consideraciones sobre las estructuras portantes de las máquinas para ensayos por fatiga a torsión.

Ante todo las estructuras portantes de estos tipos de máquinas deben cumplir estrictamente los siguientes requisitos:

- Resistencia mecánica, o sea que los elementos que la componen trabajen en el límite de proporcionalidad de las tensiones.
- Rigidez, es decir que los elementos no se deformen permanentemente bajo la influencia de las cargas externas.
- Que las bases de sustentación cumplan con los parámetros establecidos para evitar que las frecuencias naturales nunca se igualen a las frecuencias forzadas de las vibraciones y así permitir que no ocurra el fenómeno de la resonancia, lo cual destruiría la estructura diseñada.
- Evitar la aparición de flexiones longitudinales (pandeo) en las columnas, a pesar de la esbeltez de las mismas.

1.4. Estados tensionales y deformacionales (Fernández, Gilda, 1986; Feodosiev, V., 1986 y Stiopin, 1976).

1.4.1. Generalidades.

Todos los sólidos, en una gran medida, tienen las propiedades de resistencia y rigidez, o sea que, dentro de ciertos límites son capaces, sin romperse, de resistir cargas sin sufrir grandes variaciones en sus dimensiones geométricas.

La Resistencia de materiales es la ciencia que trata de la resistencia y de la rigidez de los elementos de las estructuras. Mediante los métodos en ella estudiados podemos determinar las dimensiones de los elementos de las

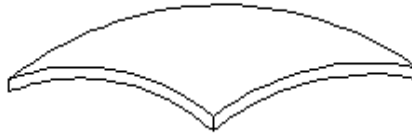
máquinas y de distintos tipos de estructuras para que resistan las acciones externas a que están sometidas.

La Resistencias de los materiales puede considerarse como una rama de la mecánica llamada Mecánica de los Sólidos deformables, este a su vez abarca también otras asignaturas como la teoría matemática de la elasticidad, que estudia los mismos problemas que la Resistencia de Materiales, pero con la diferencia esencial, en la manera de enfocar el problema; la Teoría Matemática de la Elasticidad exige un aparato matemático muy complicado, para estudiar de una manera más rigurosa y exacta el comportamiento de los sólidos deformables. Por su parte la Resistencia de Materiales tiene como fin la elaboración de métodos prácticos de cálculo de los elementos típicos de las estructuras, para lo cual introduce ciertas hipótesis y simplificaciones:

- 1) Forma de los elementos. Por complicado que sea la configuración de los elementos esta puede reducirse a:
 - a) **Barra:** Cuerpo que tiene dos dimensiones en comparación con la tercera. Puede ser de sección constante o variable, recta o curva.



- b) **Bóveda:** Es un cuerpo que tiene una dimensión pequeña en comparación con las otras dos. Está limitado por dos superficies curvas. Un caso particular de las bóvedas son las placas.



Bloque: Sus tres dimensiones son del mismo orden.

2) Propiedades de los materiales, las cargas u el carácter de su interacción con las piezas.

a) Homogéneos: Poseen las mismas propiedades en todos los puntos a lo largo de una misma dirección. Si los materiales menos homogéneos son: la madera, el hormigón, plásticos con relleno, etc. Los experimentos demuestran que los resultados obtenidos, aceptando esta suposición son satisfactorios, por lo general se aplica para todos los materiales.

b) Isótropos: Poseen las mismas propiedades en todos los puntos en todas las direcciones. Si el material es isótropo es necesario utilizar los métodos de la teoría de la elasticidad.

Esta propiedad es lícita con cierta aproximación para materiales como la madera, el hormigón armado y los plásticos. La resistencia de los cristales de cobre en las distintas orientaciones se diferencia en más de tres veces.

a) Continuos: ocupan todo el volumen que a ellos se le atribuye (no se toma en cuenta la discontinuidad del material). Esto se explica por el hecho de que las dimensiones de la pieza reales son muy superiores a la distancia entre los átomos.

b) Las fuerzas interiores originales que preceden a la carga son nulas. En realidad existen fuerzas moleculares; en el acero existen fuerzas interiores debido al enfriamiento no homogéneo, en la madera por el secado no uniforme

y en el hormigón durante el fraguado. Cuando se procede a soldar una estructura o parte de una pieza se originan altos valores de tensiones térmicas los cuales pueden determinarse experimentalmente.

c) Las deformaciones son considerablemente pequeñas, en comparación con las dimensiones de los elementos de la construcción.

d) Principio de superposición de las cargas: el efecto de un sistema de fuerzas aplicadas a un cuerpo es igual a la suma de los efectos de las acciones de las fuerzas del sistema, aplicadas en sucesión y en cualquier orden. Se entiende por efecto, según el caso concreto, las deformaciones, las fuerzas interiores que surgen en el sólido, y los desplazamientos de cada uno de los puntos de este.

Estas suposiciones se cumplen cuando:

- 1) Los desplazamientos son pequeños en comparación con las dimensiones de sólido.
- 2) Los sólidos son linealmente deformables.

Si $P \rightarrow \delta$, $P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n$ y $P_1 \rightarrow \delta_1$, $P_2 \rightarrow \delta_2$, $P_3 \rightarrow \delta_3$, $P_n \rightarrow \delta_n$

Entonces:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \dots + \delta_n$$

e) Principio de Saint_Venant. El carácter de la distribución de las fuerzas internas en una sección transversal, situado suficientemente lejos de los lugares de aplicación de la carga, depende muy poco del modo de aplicación de estas cargas. Este principio nos permite considerar una carga concentrada como equivalente de una carga distribuida cuando determinamos las reacciones en los apoyos de un elemento.

1.4.2. Sistema real y esquema de análisis.

En la resistencia de materiales, como en cualquier rama de las ciencias naturales, el estudio de la resistencia de un cuerpo real comienza escogiendo su esquema de análisis. Antes de comenzar el cálculo de una estructura conviene esquematizarla, prescindiendo de todos aquellos factores que no influyen seriamente en el comportamiento de ellas.

La exactitud y la veracidad de los resultados del cálculo de un elemento, dependen en gran medida de la correcta formulación del esquema de análisis.

Ante todo se debe recordar, las diferentes ligaduras existentes, entendiéndose por ligaduras, el nexo o enlace entre dos elementos que impiden el desplazamiento en uno u otro sentido de uno con respecto a otro, según (Beer, Ferdinand, 2008 en "Mecánica Vectorial para Ingenieros", Tomo I). En la figura 1.5 (a) y (b) se muestran algunos tipos de ligaduras más comunes que se presentan en la práctica.

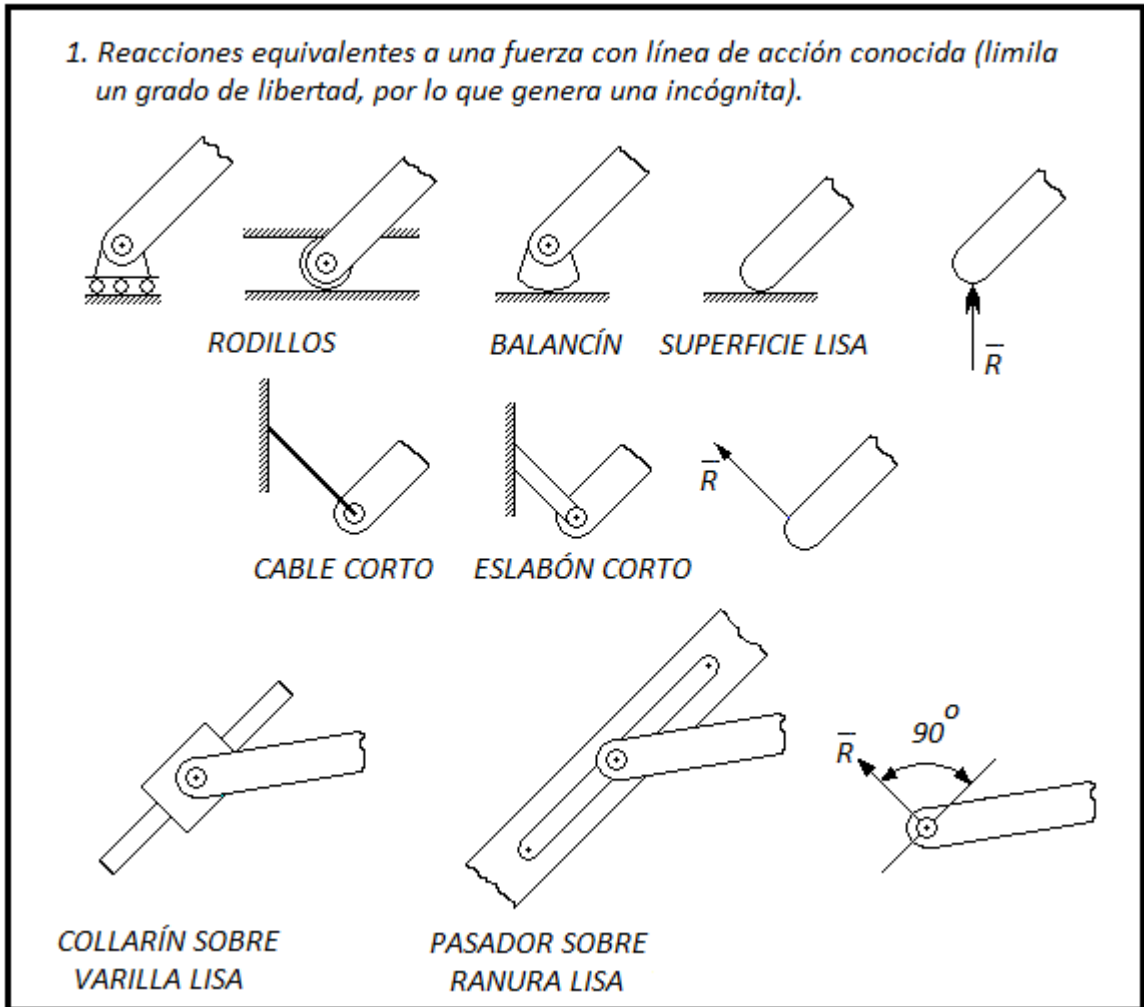


Figura 1.5. (a). Tipos de apoyos más comunes (Fuente: Beer, Tomo I, 2008).

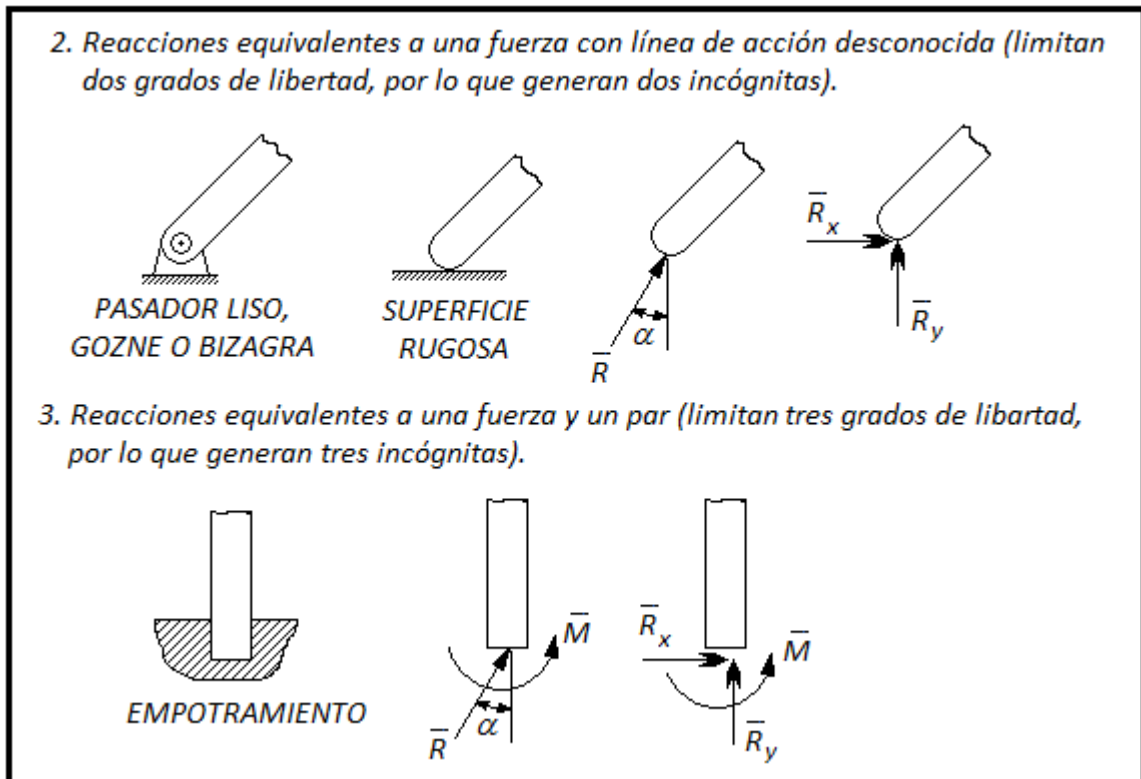


Figura 1.5. (b). Tipos de apoyos más comunes (Fuente: Beer, Tomo I, 2008).

1.4.3. Estado tensional en tracción – compresión axial.

- Cálculo de tensiones, desplazamiento y deformaciones en barras sometidas a tracción – compresión.

Se considera que un elemento está sometido a tracción – compresión axial, cuando las fuerzas exteriores actúan a lo largo del eje de la barra. Para determinar el valor de las fuerzas interiores (fuerzas axiales), se recurre al método de las secciones, como, por ejemplo:

El gráfico de las fuerzas internas de la barra sometida a tracción – compresión se muestra en la figura 1.6.

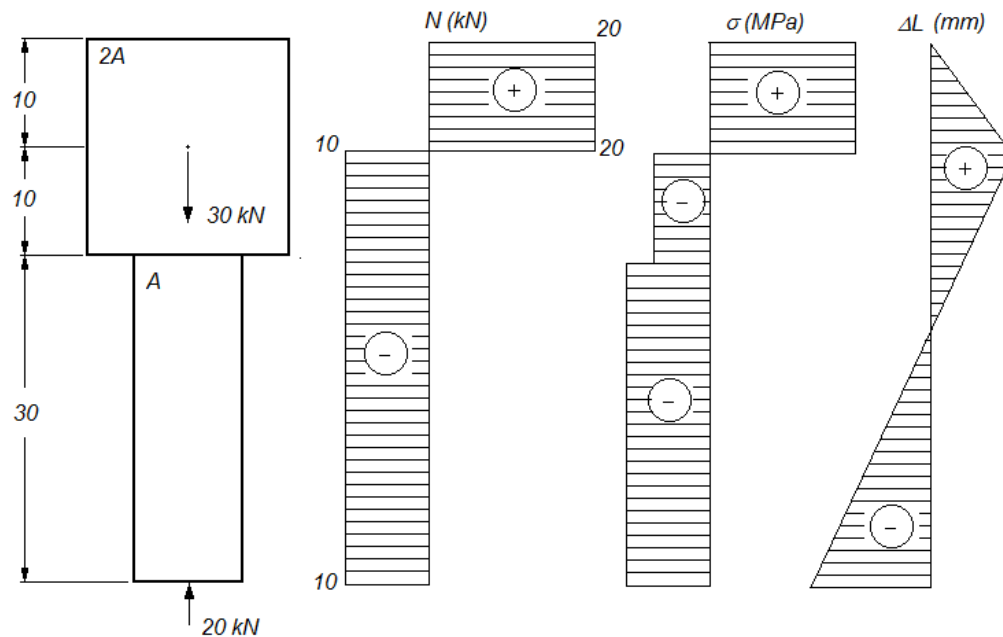


Figura 1.6. Gráficos de fuerzas internas para la sollicitación mostrada (Fernández, G, 1990).

1.4.4. Tensiones y deformaciones durante la torsión.

El estado tensional de torsión es caracterizado por la presencia de la barra como factor único, el momento torsional M_t , es decir, el momento que actúa en el plano de la sección transversal de la barra. Los demás componentes de las fuerzas interiores son nulos, por ejemplo en cortante: Q_x y Q_y ; en tracción – compresión N y en flexión M_f .

Estos momentos torsionales interiores son consecuencias de momentos exteriores M_t

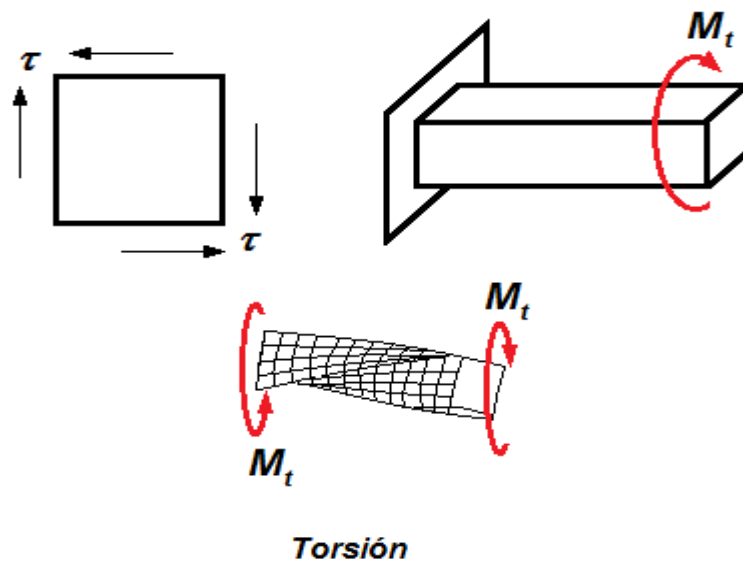


Figura 1.7. Barra sometida a torsión pura (Fuente: Propia).

Los momentos exteriores se transmiten a la barra en los lugares donde se calculan poleas, engranes, embragues, etc. Los árboles son barras que trabajan a torsión.

Cuando se experimentan una torcedura, unas secciones del árbol giran respecto a las otras, mientras que su longitud se mantiene invariable.

Para ilustrar el carácter de la distribución de los elementos torsores a lo largo de la barra el gráfico o diagrama de momento torsor, utilizando el método de las secciones. Los momentos torsores utilizados en los diagramas, no son más que las resultantes de los esfuerzos interiores que actúan en la sección transversal de una barra torsionada.

El comportamiento del material es similar al de tracción – compresión. Si el material es dúctil se destacan los puntos; límite de fluencia, límite de proporcionalidad, momento de rotura, es decir cumple con la Ley de Hooke.

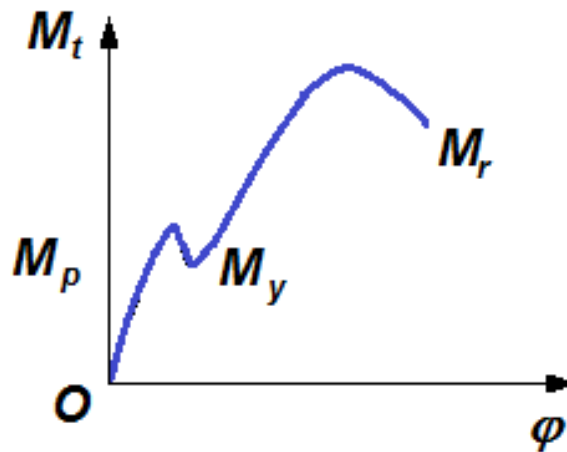


Figura 1.8. Ley de Hooke en torsión (Stiopin, P, 1976).

Se cumple la condición de resistencia:

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} \leq [\tau]$$

Siendo:

M_t : Es el momento torsor externo.

W_p : Es el módulo de la sección.

τ : Es la tensión real actuante.

$[\tau]$: Es la tensión permisible del material.

1.4.5. Tensiones y deformaciones durante la flexión.

La deformación que provoca una curvatura en el eje de una barra recta o la variación de una curvatura en el eje de una barra curva es lo que se denomina flexión.

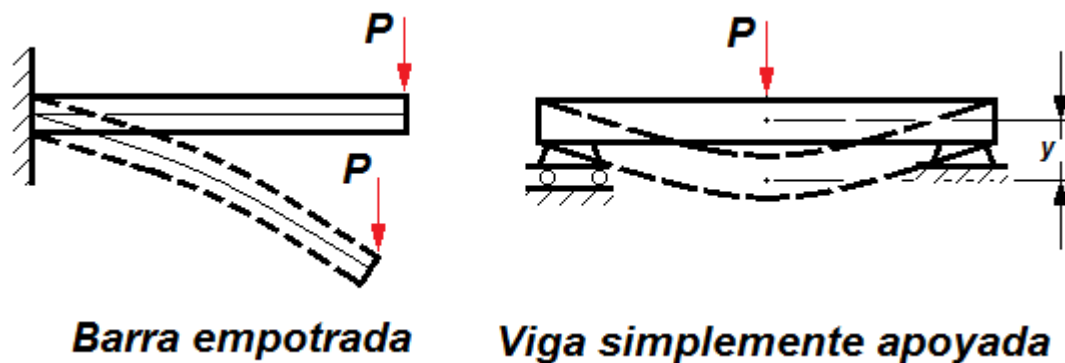


Figura 1.9. Efecto de la flexión (Fuente: Propia).

La flexión puede ser:

1. Plana
2. Pura
3. Transversal.
4. Oblicua.

1. Flexión plana

Los momentos flectores que surgen en las secciones transversales de la viga actúan en el plano que pasan a través de uno de los ejes centroidales principales de inercia.

2. Flexión pura.

Cuando en la sección transversal solo aparecen momentos flectores.

3. Flexión transversal.

En la sección transversal simultáneamente al momento flector actúan fuerzas constantes.

4. Flexión oblicua:

El plano de acción de las fuerzas no coincide con ninguno de los ejes centroidales principales de inercia y como consecuencia puede aparecer torsión conjuntamente con flexión.

Analizando los resultados experimentales que se han obtenido durante años, al analizar una viga sometida a flexión plana pura se tiene:

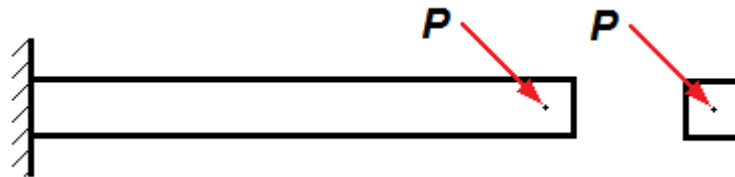


Figura 1.10. Flexión oblicua (Fuente: Propia).

Se cumple la condición de resistencia:

$$\sigma = \frac{M_e}{W_x} \leq [\sigma]$$

Siendo:

M_e : Es el momento equivalente o resultante, cuando existe flexión, simultáneamente, en dos planos perpendiculares entre si:

$$M_e = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

W_x : Es el módulo de la sección.

σ : Es la tensión real actuante.

$[\sigma]$: Es la tensión permisible del material.

1.4.6. Resistencia compuesta.

En la práctica, a menudo, en las secciones transversales de una barra, actúan simultáneamente varios esfuerzos interiores que se consideran conjuntamente en los cálculos por resistencia, por ejemplo: la fuerza axial (N) y el momento torsor (M_t) la combinación de estos o más esfuerzos interiores. Cuando ocurre esto se estará en presencia de la Resistencia Compuesta.

Se puede presentar:

- Flexión en dos planos (flexión oblicua): (M_x, M_y).
- Flexión y tracción – compresión: (M_f, N).
- Flexión y torsión: (M_f, M_t).
- Flexión, tracción – compresión y torsión. (M_f, N, M_t)
- Torsión y tracción – compresión (M_t, N).

1.4.7. Sistemas hiperestáticos.

Un sistema hiperestático es aquel en el cual el número de ligaduras montadas es superior al número de ligaduras necesarias para asegurar la invariabilidad geométrica de un sistema determinado.

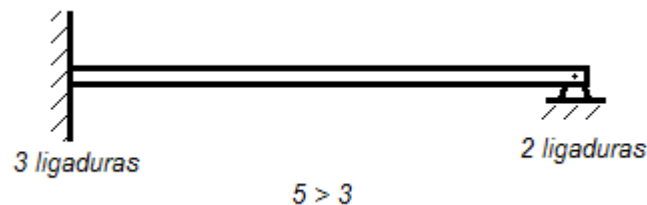


Figura 1.11. Sistema hiperestático (El número de incógnitas es mayor que el número de ecuaciones de la estática) (Fuente: Propia).

El sistema tiene 5 ligaduras exteriores y como en el plano existen 3 ecuaciones disponibles de equilibrio, el grado de hiperestaticidad será igual a dos.

Para darle solución a problemas reales bajo la anterior condición se emplea, en ingeniería mecánica, el método de las fuerzas.

1.4.7.1. Método de las fuerzas.

Este es uno de los métodos utilizados para la solución de sistemas hiperestáticos.

El orden a seguir es el siguiente:

1. Determinar el grado de hiperestaticidad del sistema, calculando el número de ligaduras superfluas adicionales.
2. Se escoge el sistema base que se obtiene separando del sistema las ligaduras superfluas. (El sistema base debe tener $G = 0$, pero, además, debe ser estable (invariabilidad geométrica).
3. Crear el sistema equivalente a partir del sistema base escogido, sustituyendo las ligaduras por los esfuerzos superfluas desconocidos.
4. Se plantean las ecuaciones de los desplazamientos (ecuaciones canónicas), que expresan las condiciones de compatibilidad de la deformación del sistema base con el sistema hiperestático dado. Si los desplazamientos en dirección a

las ligaduras eliminadas en el sistema base no existen; entonces las ecuaciones de las deformaciones presentarán la condición de igualdad cero de estos elementos.

Según Fernández, Gilda, 1986; Feodosiev, V., 1986 y Stiopin, P., 1976 plantean la ecuación general canónica siguiente:

$$\begin{aligned}
 \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \dots + \delta_{1n}x_n + \Delta_{1P} &= 0 \\
 \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \dots + \delta_{2n}x_n + \Delta_{2P} &= 0 \\
 \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \dots + \delta_{3n}x_n + \Delta_{3P} &= 0 \\
 \dots + \dots + \dots + \dots + \dots & \\
 \dots + \dots + \dots + \dots + \dots & \\
 \dots + \dots + \dots + \dots + \dots & \\
 \delta_{n1}x_1 + \delta_{n2}x_2 + \dots + \delta_{nn}x_n + \Delta_{nP} &= 0
 \end{aligned}$$

1.4.8. Concepto de estabilidad. Problemas de Euler.

Otro de los estados tensionales de la resistencia de materiales es el de la estabilidad de columnas comprimidas. Cuando el largo de la columna es mucho mayor que las dimensiones básicas de su sección transversal puede ocurrir el fenómeno del pandeo, es por ello que, en el diseño de estos elementos hay que tener presente el pandeo.

Existen sistemas que cumplen con las condiciones de resistencia señaladas anteriormente, pero fallan al perder la estabilidad, lo que es muy característico que pase en los elementos sometidos a compresión. Euler analizó cómo determinar la fuerza que puede hacer perder la estabilidad de columnas comprimidas y su dependencia con las condiciones de apoyo.

Se supone una barra sometida a compresión o un sistema elástico sometido a ciertas desviaciones respecto a su posición de equilibrio.

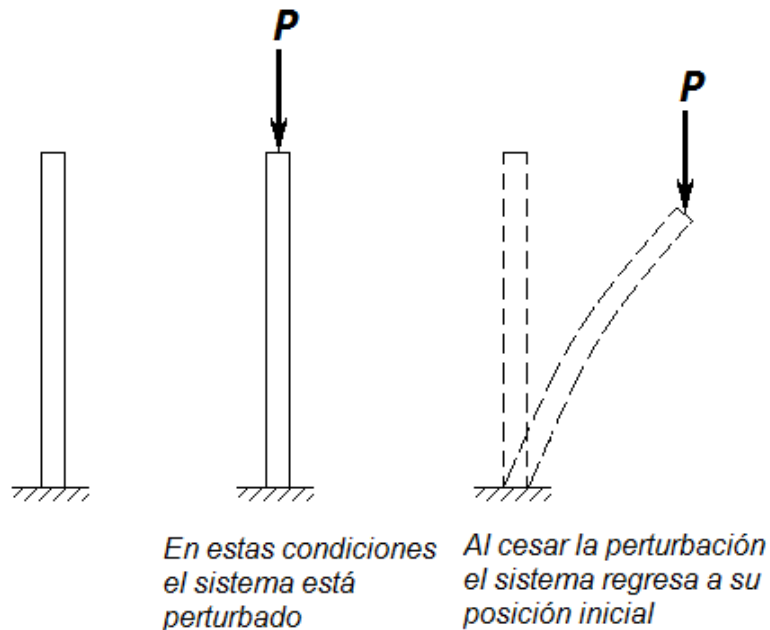


Figura 1.12. Representación de estabilidad en columnas comprimidas (Fernández, Gilda, 1986).

Normalmente siempre existen causas por las que el sistema se desvía de la posición de equilibrio, pero un sistema no puede permanecer en equilibrio inestable por mucho tiempo, siempre tiene lugar el paso relativamente rápido a una nueva forma de equilibrio, en este caso se dice que ha habido una pérdida de estabilidad. Un sistema que pierde la estabilidad puede comportarse de distintas formas. Casi siempre el sistema pasa a ocupar una nueva forma de equilibrio estable, esto va acompañado de grandes desplazamientos, grandes deformaciones plásticas o la destrucción completa del sistema. En algunos casos al perder la estabilidad la estructura sigue trabajando (la placa delgada que cubre la estructura de los aviones), demás pueden ocurrir casos en los que el sistema al perder la estabilidad y no encontrar otra forma más estable permanece oscilando

sin amortiguamiento. Este fenómeno de pérdida de la estabilidad en el caso de los cuerpos elásticos se puede observar en varios ejemplos el caso más simple es el de una barra comprimida axialmente. También tenemos casos de tubos de paredes delgadas solicitados por una carga exterior que pierde la estabilidad (la forma circular pasa a ser elíptica y el tubo se aplasta). También puede perder la estabilidad este tubo en el caso de compresión, también ocurre en las bielas de los motores de combustión interna etc.

Si tenemos una barra sometida a compresión axial, cuando la barra es relativamente corta, el peso o la carga a que se somete no produce en ella grandes desviaciones y si lo retiramos, se recupera la forma original.

Pero cuando la barra es larga, se producen grandes flechas por lo que además de la compresión se produce una flexión simultánea que será tanto mayor cuanto mayor sea la flecha.

Este es un proceso que aumenta continuamente y que llega a deformar o destruir la barra de tal forma que no siga cumpliendo su cometido.

Por lo apuntado hay que tener control de la fuerza crítica que comprime la columna, a través de:

$$P < P_{crítica}$$

La ecuación de Leonhard Euler se expresa:

$$P_{crít} = \pi^2 \frac{EI_{min}}{L^2} = \pi^2 \frac{EA}{\lambda^2}$$

Donde:

$P_{crít}$: Es la fuerza crítica de compresión en la columna y provoca la inestabilidad de la misma.

E : Es el módulo de elasticidad del material de la columna.

$I_{\text{mínimo}}$: Es el momento de inercia mínimo respecto a un eje que pasar por el centroide de la sección transversal de la columna.

L : Es la altura o longitud de la columna.

De acuerdo a la forma de los apoyos de la columna, la expresión se puede dar de la forma siguiente:

$$P_{\text{crít}} = \pi^2 \frac{EI_{\text{mín}}}{(\alpha L)^2}$$

Siendo, este caso:

α : Coeficiente que tiene en cuenta los tipos de apoyos.

$\alpha = 0,5$ Cuando existe empotramiento en los dos extremos.

$\alpha \approx 0,7$ Cuando un apoyo es articulado y el otro es empotrado.

$\alpha = 2$ Cuando está libre un extremo y el otro empotrado.

Al producto (αL) se le llama longitud de pandeo.

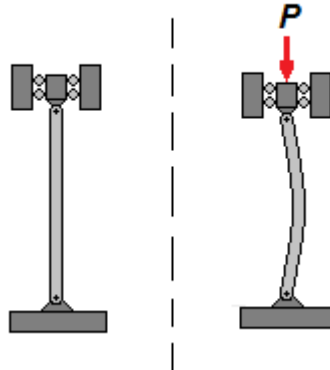
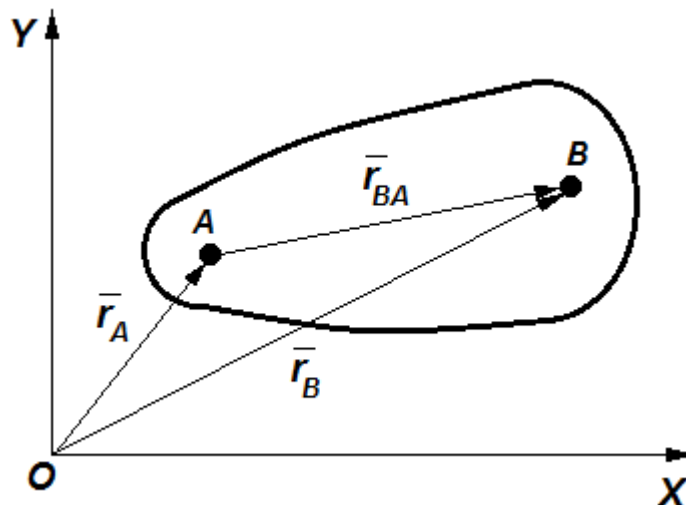


Figura 1.13. Deformación experimentada en columna sometida a compresión
(Fuente: Propia).

1.5. Análisis cinemático de los mecanismo de palanca.

Cualquier movimiento en un plano (MPG) puede remplazarse por una traslación definida por el movimiento de un punto de referencia arbitrario A y una rotación alrededor de dicho punto A. Esta propiedad se usa para determinar la velocidad de los diferentes puntos de una placa en movimiento (Beer, Tomo II, 2006).



Partiendo de la ecuación vectorial para la suma, se tiene que:

$$\bar{r}_B = \bar{r}_A + \bar{r}_{BA}$$

Derivando la anterior ecuación respecto al tiempo se tendrá

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}$$

Donde:

\bar{V}_B : Es la velocidad absoluta del punto B.

\bar{V}_A : Es la velocidad absoluta del punto A.

Ambas provocan la traslación del cuerpo.

\bar{V}_{BA} : Es la velocidad relativa y proporciona la rotación del cuerpo alrededor de un eje que pasa por el punto A.

Volviendo a derivar la ecuación de velocidades:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}$$

Donde el miembro de la derecha representa una suma vectorial. La aceleración \bar{a}_A corresponde a la traslación de la placa con A, mientras que la aceleración relativa \bar{a}_{BA} está asociada a la rotación de la placa alrededor de un eje que pasa por A y está medida con respecto a un sistema de ejes con origen en A y de orientación fija.

La aceleración relativa de B con respecto a A (a_{BA}) se descompone, siempre, en dos componentes, una tangencial y otra normal, esta última siempre tendrá el sentido de hacia el centro de rotación.

Es decir que la ecuación vectorial quedaría:

$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{BA}^n + \mathbf{a}_{BA}^t$$

De donde:

$\mathbf{a}_{BA}^n = \omega \times (\omega \times \mathbf{r}_{BA})$ Es la componente normal, cuyo módulo será:

$$a_{BA}^n = \omega^2 r_{BA}$$

$\mathbf{a}_{BA}^t = \alpha \times \mathbf{r}_{BA}$ Es la componente tangencial y su módulo será:

$$a_{BA}^t = \alpha r_{BA}$$

Estas componentes serán perpendiculares entre sí.

Si los puntos A y B describen trayectorias curvilíneas, entonces las aceleraciones correspondientes a esos puntos tendrían, también, dos componentes.

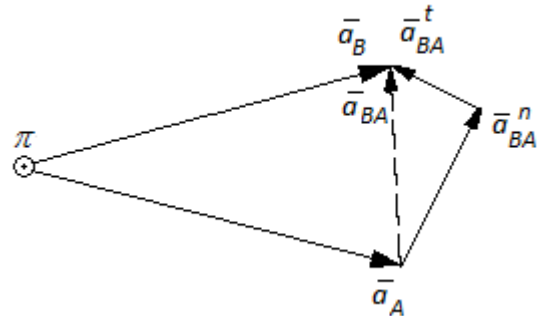
O sea:

$$\mathbf{a}_B^n + \mathbf{a}_B^t = \mathbf{a}_A^n + \mathbf{a}_A^t + \mathbf{a}_{BA}^n + \mathbf{a}_{BA}^t$$

Y esta sería la ecuación vectorial general que define las aceleraciones en el Movimiento Plano General.

Suponiendo que se conozca la aceleración del punto A (en magnitud, dirección y sentido) y se conozca la dirección de la aceleración del punto B y, además, se asume que los puntos A y B describen trayectorias rectilíneas; el proceso para determinar las aceleraciones consiste en construir el polígono de aceleraciones, tal y como se muestra en la figura siguiente.

Para la placa que se mostró, que si se sitúa en el plano un punto π , que le se llama polo de aceleraciones, del mismo saldrán las aceleraciones absolutas y las relativas cerrarán el polígono.



Si se conocen las direcciones de esas aceleraciones, entonces se procede a proyectar en los ejes rectangulares la ecuación vectorial general que define las aceleraciones en el Movimiento Plano General (MPG).

Al proyectar esta ecuación vectorial se obtendrán dos ecuaciones escalares que le darán solución a las incógnitas del problema.

Conclusiones parciales del capítulo.

En este capítulo, como aspectos fundamentales, se trataron:

- Los ensayos de materiales y las máquinas establecidas para ello. No encontrándose en la bibliografía consultada nada referente a máquinas de ensayos a la fatiga por torsión, es por ello que este trabajo reviste una elevada importancia para el perfeccionamiento del sistema de impartición de las asignaturas de Resistencia de Materiales en la carrera de ingeniería mecánica.
- Se hace una recopilación de información sobre los diferentes estados tensionales a que puede estar sometida la estructura portante de la máquina, lo que garantizará un adecuado diseño de dicha estructura.
- Sobre esto último se hace hincapié en las solicitudes que aparecen en resistencia compuesta y para ello se establecerán los parámetros requeridos para que las deformaciones no contribuyan a disminuir la eficacia y los propósitos de la máquina a diseñar.

- Se puede hacer un análisis cinemático del mecanismo principal de la máquina y así obtener las aceleraciones que permitirían realizar un adecuado análisis de fuerzas.

CAPÍTULO II. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE DE LA MÁQUINA PARA ENSAYO A LA FATIGA POR TORSIÓN

2.1. Introducción.

En este capítulo se abordará el diseño de la estructura portante de máquina para ensayos a la fatiga por torsión. Para ello hay que tener en cuenta.

- Las cargas que actúan sobre dicha estructura (las mismas hay que asumirla en función de los pesos de los elementos o equipos que soportará).
- De acuerdo a lo anterior se sabrá a qué estado tensional estarán sometidos los miembros principales de la estructura (columnas y elementos para la rigidez).
- Cómo va situado el motor eléctrico, el reductor y el mecanismo de palanca para conseguir el movimiento alternativo en el elemento que se ensayará.

2.2. Estudio de las diferentes propuesta de máquinas a diseñar.

En trabajos anteriores sobre esta máquina, (Sánchez, R, 2014), la cual prevé ensayos de fatiga torsional con cargas estáticas y para bajas aceleraciones se estudió que la frecuencia de rotación, para el árbol (acoplado al balancín) donde se colocará la probeta de ensayo, será entre 25 y 30 r. p. m,

En el trabajo anterior se hizo un estudio de dos variantes y se propuso la más factible de diseñar y construir. Sin embargo hay que tener presente el tipo de motor eléctrico y el reductor que se adquiriera, pues de las dimensiones y pesos de ellos dependerán las dimensiones finales de la estructura.

En la figura 2.1 se muestra la variante seleccionada.

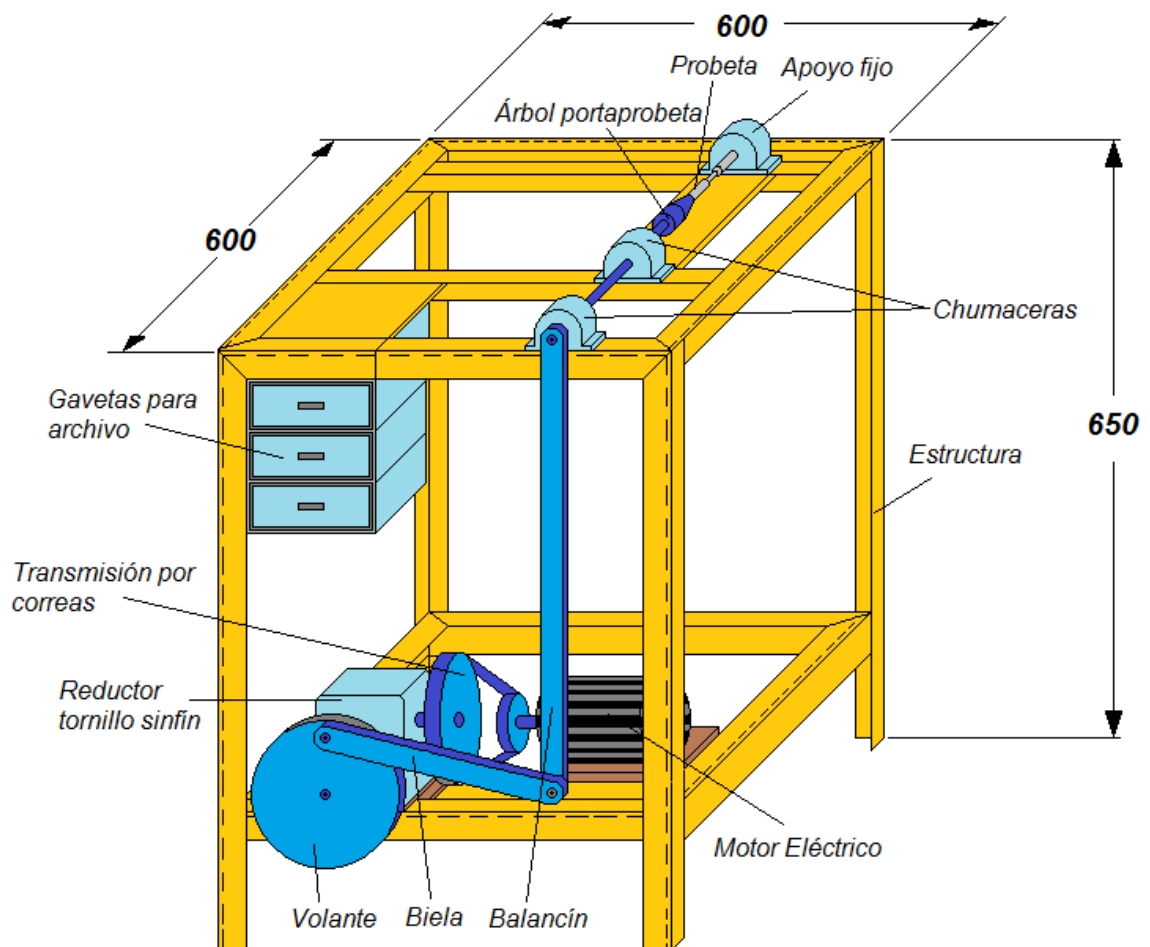


Figura 2.1. Variante propuesta de estructura portante, (Fuente: Propia, 2015).

Teniendo en cuenta lo anteriormente descrito se diseñará la estructura portante, de acuerdo a lo que se muestra en la figura 2.2.

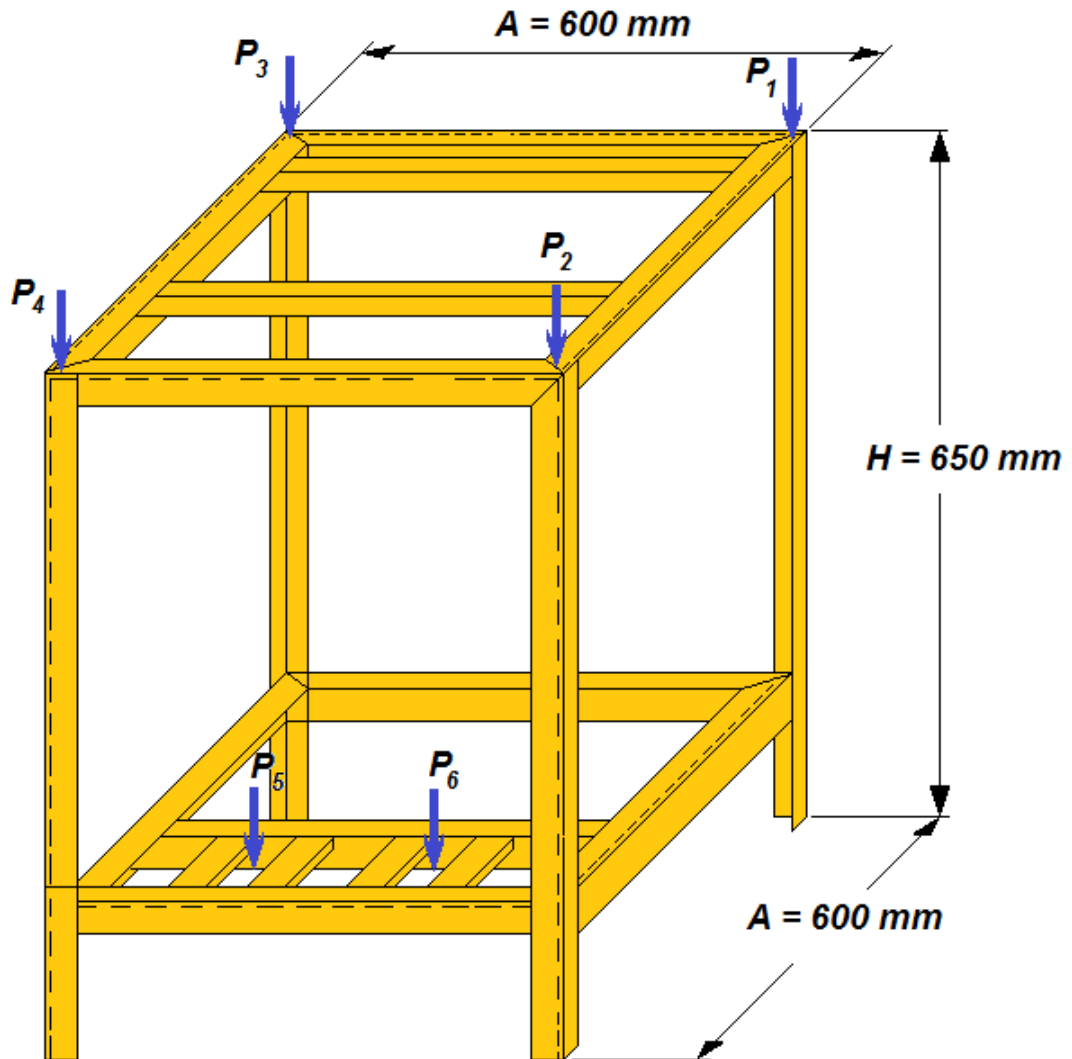


Figura 2.2. Fuerzas que actúan sobre la estructura portante a diseñar (Fuente: Propia, 2015),

De la figura anterior se tiene que P_1 , P_2 , P_3 y P_4 son las fuerzas que actúan sobre las cuatro columnas, P_5 y P_6 son las cargas que proporcionan el motor y el reductor.

Para establecer el diseño hay que saber los valores de las fuerzas concentradas que actúan, como se muestra en la figura 2.2, y así hacer un cálculo preliminar para saber que laminados (angulares y vigas canales) se usarán, de acuerdo a la disponibilidad y saber con exactitud los valores de las cargas distribuidas dos los elementos de la estructura portante.

De acuerdo al estimado previo que se tiene de los equipos y aparatos que irán montados en la estructura portante, se tiene que:

- Los laminados disponibles son angulares de dimensiones 50 X 50 X 4 mm. El peso de los angulares por unidad de longitud es $75 N/m$.
- Motor eléctrico de más de 1,5 kW de potencia, cuyo peso es de: $260 N$
- Reductor de velocidad, cuyo peso es de: $238 N$.
- Las cargas que recaen en cada columna es de: $273 N$.

El modelo de pórtico de la estructura puede resumirse como un pórtico plano, de acuerdo a como se muestra en la siguiente figura 2.3.

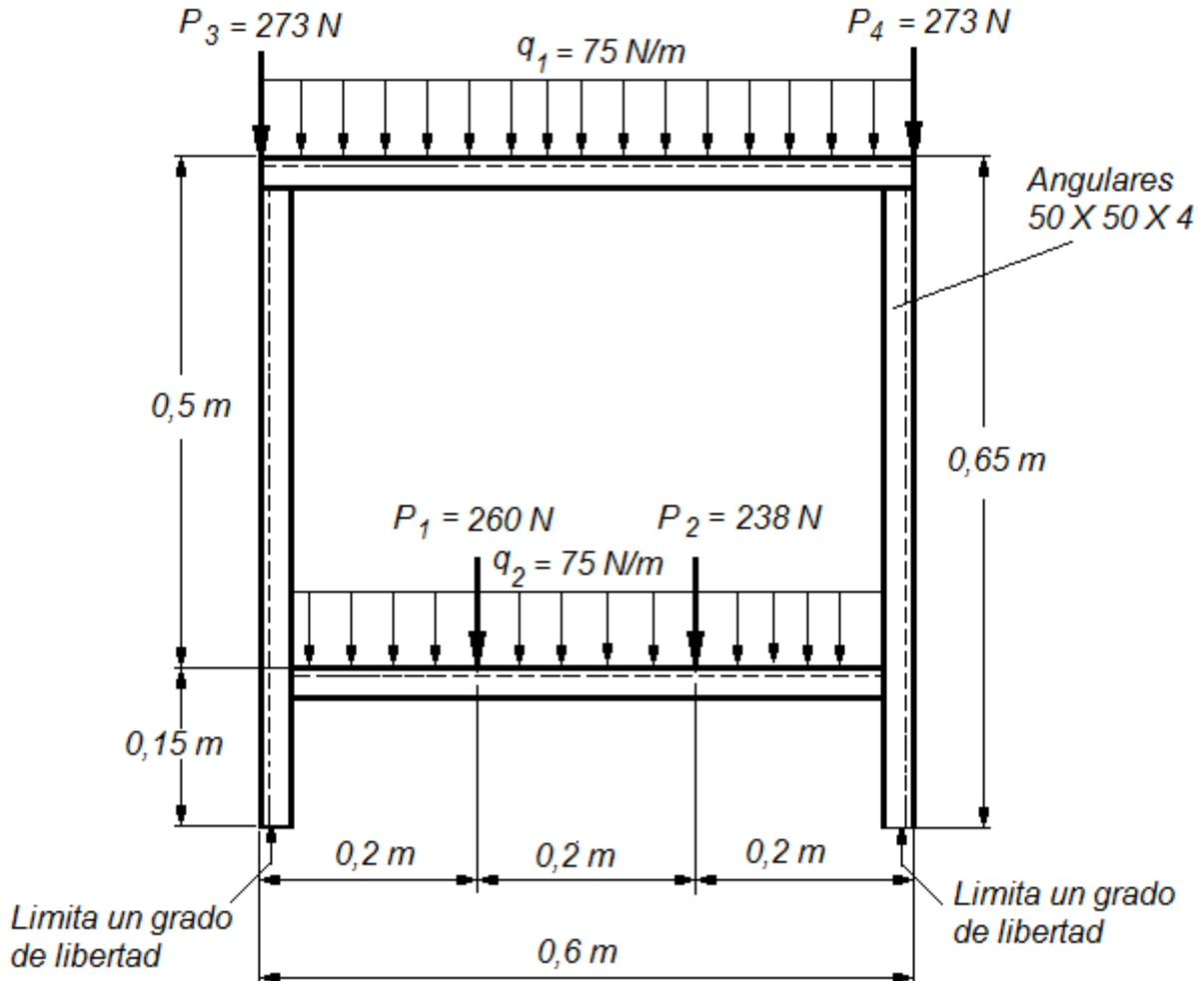


Figura 2.3. Modelo de pórtico de la estructura (Fuente Propia, 2015).

Luego de esto se realizarán los siguientes cálculos:

2.3. Cálculos de resistencia de los elementos.

Entre los cálculos de resistencia que se harán se encuentran los siguientes:

2.3.1. Cálculo de comprobación de las columnas portantes.

Estos elementos, como se observan en la figura 2.2 están propensos a la falla por inestabilidad (o pandeo), por lo que se procederá a realizar dicho cálculo, según la ecuación de Leonhard Euler, la cual se relaciona con el cálculo de la fuerza crítica

de compresión. Para esto cálculo (de comprobación) se asume que en cada columna recae un peso de $186,4 N$, teniendo en cuenta el efecto de todas las cargas actuantes,

$$P_{crít} = \pi^2 \frac{EI_{mín}}{(\alpha L)^2} \quad (2.1)$$

Donde:

$P_{crít}$: Es la fuerza crítica de compresión en la columna y provoca la inestabilidad de la misma.

E : Es el módulo de elasticidad del material de la columna.

$I_{mínimo}$: Es el momento de inercia mínimo respecto a un eje que pasar por el centroide de la sección transversal de la columna.

L : Es la altura o longitud de la columna. Se asume $L = 650 mm$

Para el acero de construcción se tiene que:

$$E = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

La sección transversal a estudiar es:

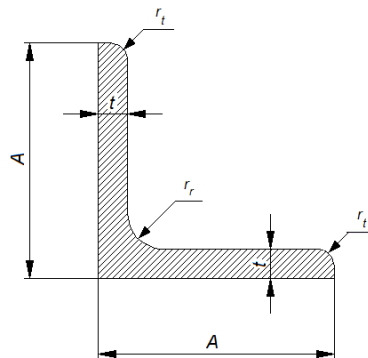


Figura 2.4. Sección transversal de las columnas (Fuente: Propia, 2015).

Este laminado tiene las siguientes características geométricas (Tomado de tabla de perfiles del CEDEMA):

- Tipo: Angular de 50 X 40 X 4
- $A = 50 \text{ mm}$
- $t = 4 \text{ mm}$
- $L = 650 \text{ mm}$ (Longitud del angular).
- $r_r = 7 \text{ mm}$
- $r_t = 3,5 \text{ mm}$
- $I_x = I_y = 89700 \text{ mm}^4$ (Momento de inercia respecto a los ejes centroidales).
- $J_K = 197400 \text{ mm}^4$ (Módulo polar de inercia para torsión).
- $W_x = W_y = 2460 \text{ mm}^3$ (Módulo de la sección transversal para flexión).
- $W_K = 507 \text{ mm}^3$ (Módulo de la sección transversal para torsión).

Si la columna está empotrada en un extremo y apoyada en el otro, entonces el coeficiente que tiene en cuenta los tipos de apoyos $\alpha = 0,7$.

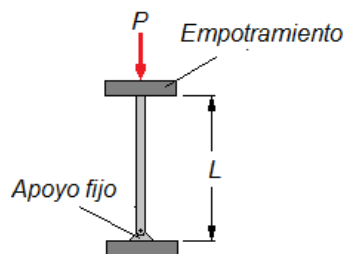


Figura 2.5. Apoyos de las columnas (Fuente: Propia)

Entonces la carga crítica será:

$$P_{crit} = (3,1416)^2 \frac{(2,1 \times 10^{11})(8,97 \times 10^{-8})}{(0,7)(0,65)}$$

$$P_{crit} = 408,6 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_{crit} = 408,6 \text{ kN}$$

La fuerza real P_{real} que recae en cada columna es la cuarta parte del peso total sobre la estructura, esta última se obtiene sumando todas las cargas actuales y que se han detallado anteriormente, de acuerdo a los perfiles a utilizar. Luego la carga real que actuará en cada columna será:

$$P_{real} = \frac{P_{total}}{4} = \frac{1089}{4} = 272,25 \text{ N}$$

$$P_{real} = \frac{1089}{4}$$

$$P_{real} = 272,25 \text{ N}$$

$$P_{real} = 0,27225 \text{ kN}$$

Por tanto:

$$P_{real} \lllllll P_{crit}$$

Como se puede apreciar la carga real actuante en las columnas es muchísimo menor que la carga crítica, por lo que no existirá la posibilidad de que las columnas fallen por pandeo o estabilidad longitudinal.

2.3.2. Cálculo de comprobación de las vigas portantes.

Estos elementos estarán sometidos a la flexión y se consideran como pórticos hiperestáticos, tal y como se muestra en la figura 2.9.

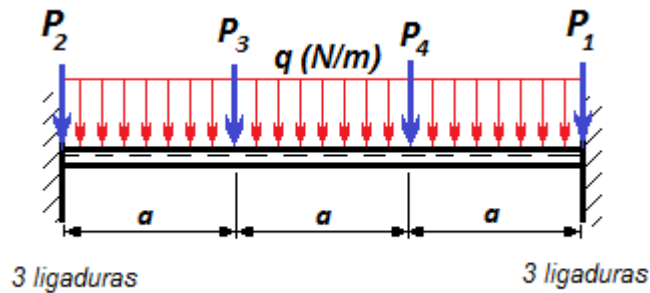


Figura 2.6. Esquema aproximado de las vigas (angulares) con sus cargas (Fuente: Propia, 2015).

Aquí se empleará el método de las fuerzas, con el cual se procede a:

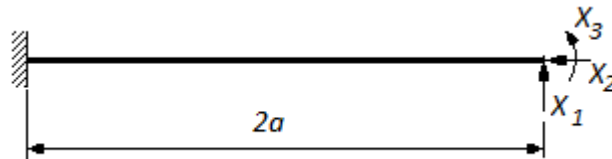
1. Determinar el grado de hiperestaticidad del sistema, calculando el número de ligaduras superfluas adicionales.
2. Se escoge el sistema base que se obtiene separando del sistema las ligaduras superfluas. (El sistema base debe tener $G = 0$, pero, además, debe ser estable o de invariabilidad geométrica).
3. El grado de hiperestaticidad es $G = 3$.
4. Crear el sistema equivalente a partir del sistema base escogido, sustituyendo las ligaduras por los esfuerzos superfluos desconocidos.
5. Se plantean las ecuaciones de los desplazamientos (ecuaciones canónicas), que expresan las condiciones de compatibilidad de la deformación del sistema base con el sistema hiperestático dado. Si los desplazamientos en dirección a las ligaduras eliminadas en el sistema base no existen; entonces las ecuaciones de las deformaciones presentarán la condición de igualdad cero de estos elementos.

Se plantea la ecuación canónica para la situación real existente:

$$\begin{aligned}
 \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 &= \Delta_{1p} \\
 \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 &= \Delta_{2p} \\
 \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 &= \Delta_{3p}
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

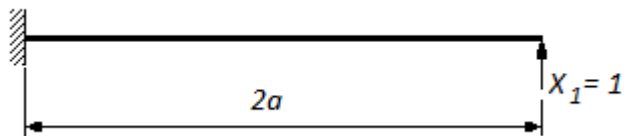
Se plantean los siguientes esquemas de análisis:

- Esquema No. 1

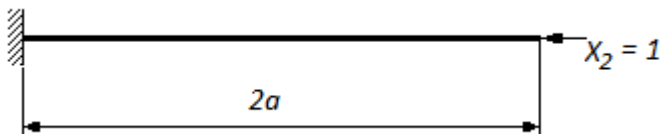


Se asumen las cargas X_1 , X_2 , X_3 como unitarias.

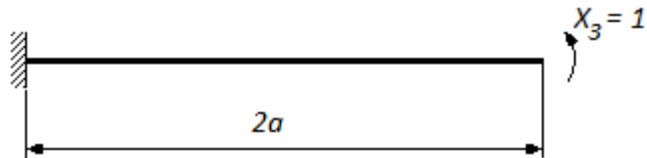
- Esquema No. 2



- Esquema No. 3



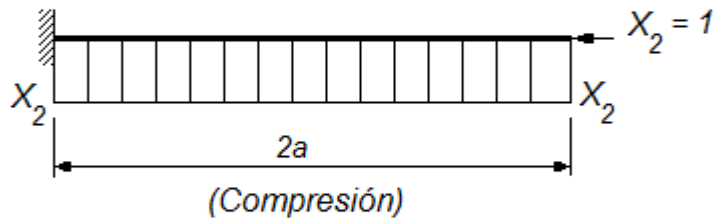
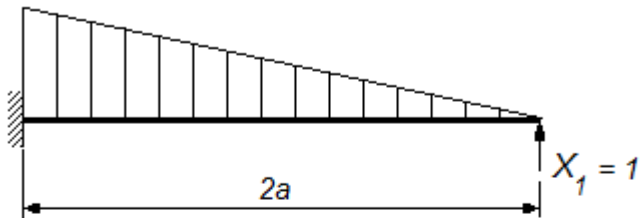
- Esquema No. 4



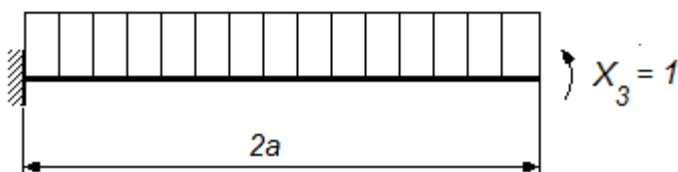
Determinación de los coeficientes δ .

Para ellos se construyen los gráficos de fuerzas internas para cada esquema de análisis.

$X_1(2a)$



$X_3(2a)$



$$\delta_{11} = M_1 M_1 \quad \delta_{12} = M_1 M_2 \quad \delta_{13} = M_1 M_3$$

$$\delta_{21} = M_2 M_1 \quad \delta_{22} = M_2 M_2 \quad \delta_{23} = M_2 M_3$$

$$\delta_{31} = M_3 M_1 \quad \delta_{32} = M_3 M_2 \quad \delta_{33} = M_3 M_3$$

Con todos estos cálculos se procede a dimensionar la estructura y aplicando el SolidWord se consigue el ensamble adecuado y los diferentes planos de las piezas, los cuales de adjuntan en anexos.

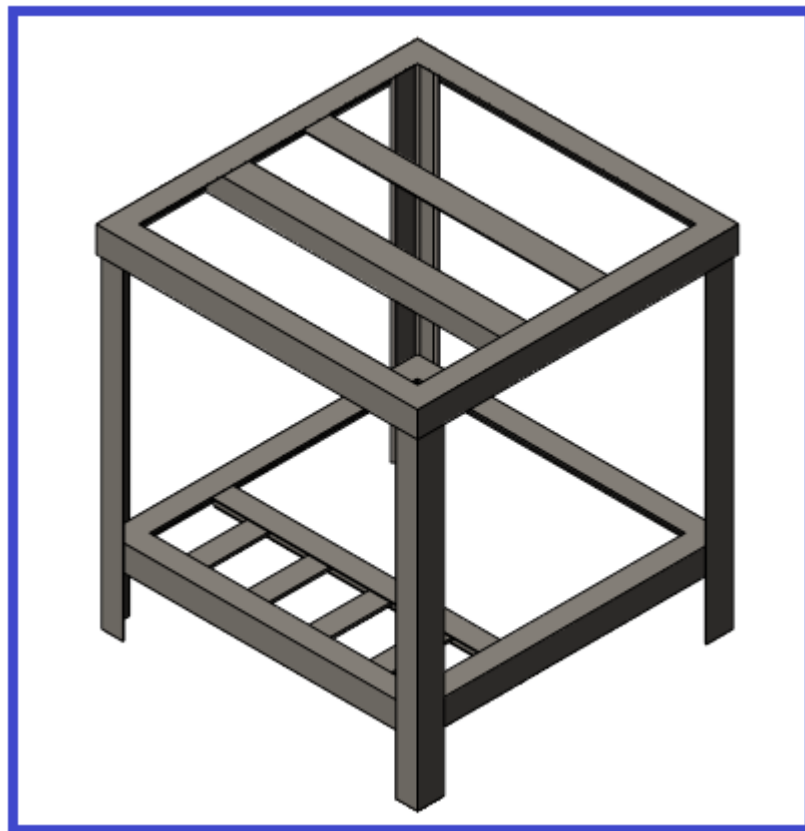


Figura 2.7. Ensamble de la estructura. (Fuente: Propia, 2015).

2.4. Propuesta del accionamiento de la máquina.

La cadena cinemática estará constituida de acuerdo al esquema mostrado en la figura 2.8.

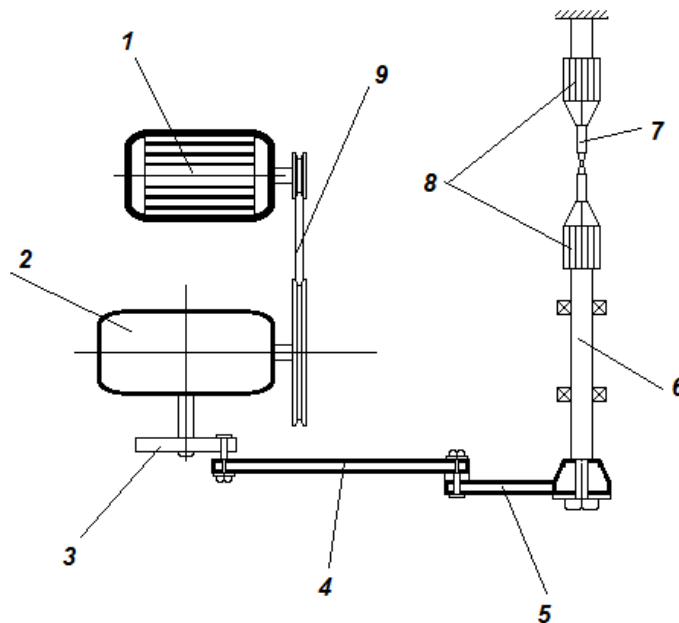


Figura 2.8. Esquema cinemático y componentes de la máquina a diseñar. 1. Motor, 2. Reductor, 3 Volante – manivela, 4. Biela, 5. Balancín, 6. Árbol porta probeta, 7. Probeta, 8. Mordazas, 9. Transmisión flexible (Fuente: Propia, 2015).

2.4.1. Cadena cinemática.

La cadena cinemática de la máquina para realizar pruebas a fatiga torsional comienza en el motor eléctrico que transmite su torque, a través de una primera reducción por transmisión flexible que acopla al reductor y de este al volante -manivela que transforma su movimiento rotario (angular) en movimiento de rotación alternativa del balancín, a través de la biela que posee movimiento plano general. Así se consigue que el árbol porta probetas tenga un movimiento de

rotación que constantemente cambia su sentido de giro y ahí se producirá la fatiga del material ensayado.

El mecanismo diseñado tendrá su estructura geométrica, tal y como se muestra en la figura 2.9.

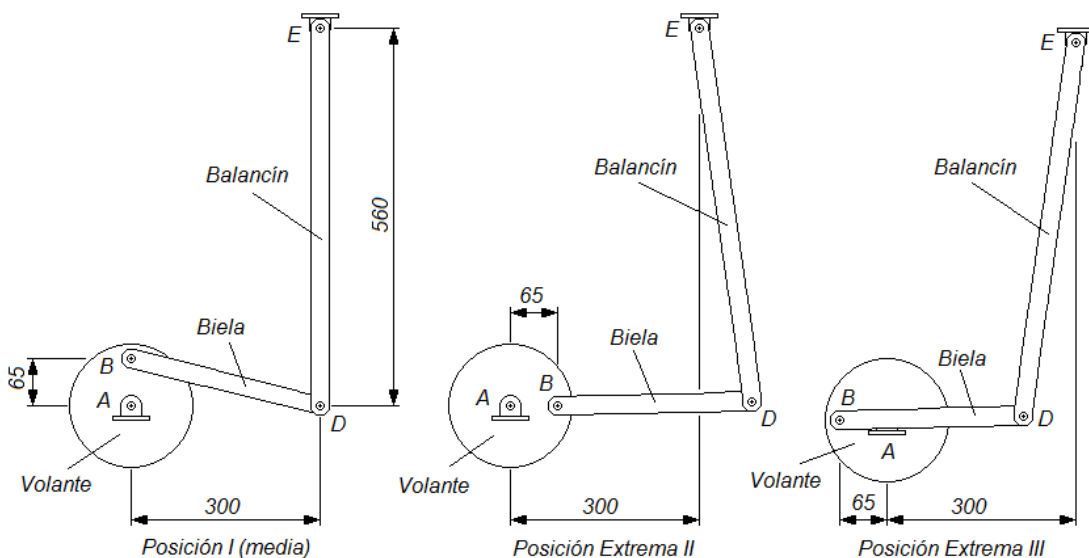
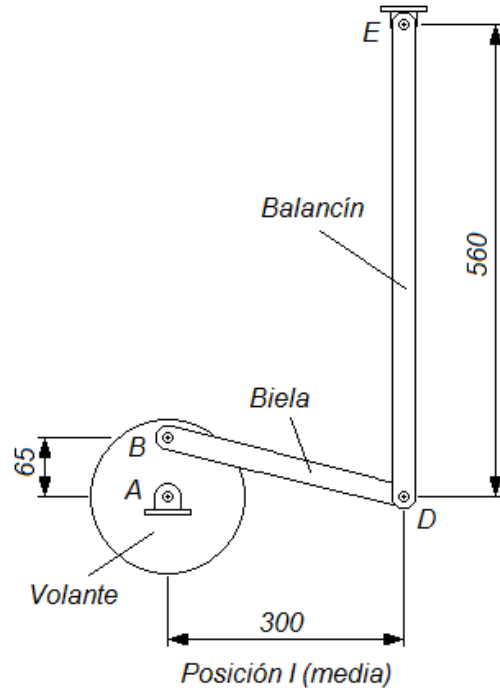


Figura 2.9. Estructura geométrica del mecanismo de palanca en las tres posiciones particulares (Fuente: Propia, 2015).

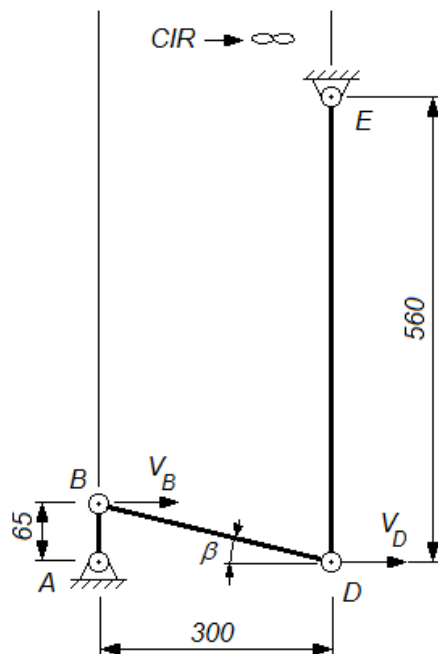
2.4.2. Análisis cinemático del mecanismo para las tres posiciones.

A continuación se procede a realizar el análisis cinemático del mecanismo en las tres posiciones establecidas, para determinar aceleraciones y luego realizar un análisis de las fuerzas de inercia.

2.4.2.1. Análisis cinemático del mecanismo para la posición I.



- Análisis de velocidades.



Como el centro instantáneo de rotación (CIR) se localiza en el infinito, entonces:

$$V_B = V_D$$

Si se sabe que el balancín DE debe poseer una frecuencia angular de 30 rpm , o sea equivalente a $3,14 \text{ rad/s}$, se calcula la velocidad lineal del punto D .

$$V_D = \omega_{DE} r_{DE} = (3,14)(0,56) = 1,76 \text{ m/s} \text{ y, por tanto:}$$

$$V_B = 1,76 \text{ m/s}$$

Luego la velocidad angular de la manivela AB será:

$$\omega_{AB} = \frac{V_B}{r_{AB}} = \frac{1,76}{0,065} = 27,1 \text{ rad/s}$$

Es decir:

$$n_{AB} = \frac{30\omega_{AB}}{\pi} = \frac{(30)(27,1)}{\pi} = 259 \text{ rpm}$$

- **Análisis de aceleraciones.**

Hay que partir se la siguiente consideración:

El balancín DE al recorrer un ángulo de $12,2^\circ$ se detiene, en ese recorrido se acelera, de acuerdo a la siguiente expresión cinemática:

$$\omega_{DE}^2 = (\omega_{DE}^2)_o - 2\alpha_{DE}\theta_{DE}$$

Cuando recorre el mencionado ángulo se detiene y $\omega_{DE} = 0$, luego:

$$0 = \left(\frac{30\pi}{30}\right)^2 - 2\alpha_{DE}\left(\frac{12,2^\circ \pi}{180^\circ}\right)$$

$$0 = (3,14)^2 - 2\alpha_{DE}(0,2)$$

$$\alpha_{DE} = \frac{(3,14)^2}{2(0,2)} = 33,67 \frac{rad}{s^2}$$

Ahora se plantea la ecuación vectorial de las aceleraciones:

$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_D + \mathbf{a}_{BD}$$

$$\mathbf{a}_B^n + \mathbf{a}_B^t = \mathbf{a}_D^n + \mathbf{a}_D^t + \mathbf{a}_{BD}^n + \mathbf{a}_{BD}^t$$

Pero:

$$\mathbf{a}_{BD}^n = 0, \text{ porque en la posición que se analiza } \omega_{BD} = 0$$

$$\mathbf{a}_B^n + \mathbf{a}_B^t = \mathbf{a}_D^n + \mathbf{a}_D^t + \mathbf{a}_{BD}^t \quad (2.4.1)$$

$$\mathbf{a}_B^n = \omega_{AB}^2 r_{AB} = (27,1)^2 (0,065) = 47,74 \frac{m}{s^2} \downarrow$$

$$\mathbf{a}_B^t = 0,065 \alpha_{AB} \leftrightarrow$$

$$\mathbf{a}_D^n = \omega_{DE}^2 r_{DE} = (3,14)^2 (0,56) = 5,52 \frac{m}{s^2} \uparrow$$

$$\mathbf{a}_D^t = \alpha_{DE} r_{DE} = 0,56(33,67) = 18,86 \frac{m}{s^2} \rightarrow$$

$$\mathbf{a}_{BD}^t = \alpha_{BD} r_{BD}$$

$r_{BD} = \sqrt{0,3^2 + 0,065^2} = \sqrt{0,09 + 0,004225} = \sqrt{0,094225} = 0,307 \text{ m}$ (Esta es la longitud de la biela).

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{65}{300}\right) = \tan^{-1}(0,22) = 12,2^\circ$$

Luego:

$\mathbf{a}_{BD}^t = 0,307 \alpha_{BD}$ Formando un ángulo β con respecto a la vertical y es perpendicular a la biela DB .

- **Polígono de aceleraciones.**

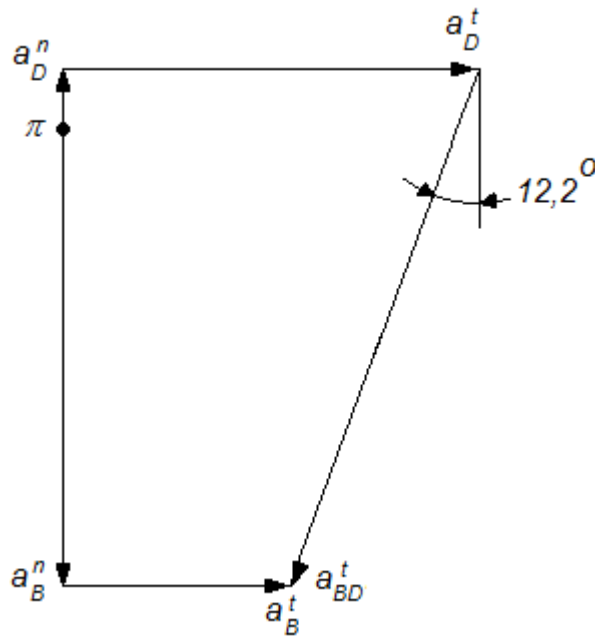


Figura 2.10. Polígono de aceleraciones del mecanismo de palanca para la posición I (Fuente: Propia, 2015).

Proyectando la ecuación vectorial de las aceleraciones (2.4.1) en los ejes de coordenadas:

Proyección en $X \rightarrow +$:

$$0 + a_B^t = 0 + a_D^t + 0 + a_{BD}^t$$

$$0,065\alpha_{AB} = 18,86 - (0,307)\alpha_{BD}\text{sen}12,2^\circ$$

$$0,065\alpha_{AB} = 18,86 - 0,307\alpha_{BD}(0,21)$$

$$0,065\alpha_{AB} = 18,86 - 0,064\alpha_{BD}$$

$$\alpha_{AB} = 290,2 - 0,92\alpha_{BD} \quad (2.4.2)$$

Proyección en $Y \downarrow +$

$$a_B^n + 0 = -5,52 + 0 + 0 + a_{BD}^t \cos 12,2^\circ$$

$$47,74 = -5,52 + 0,307(0,99)\alpha_{BD}$$

$$53,26 = 0,304(0,99)\alpha_{BD}$$

$$\alpha_{BD} = 175,2 \text{ rad/s}^2 \quad (2.4.3)$$

Sustituyendo (2.4.3) en (2.4.2):

$$\alpha_{AB} = 290,2 - 0,92(175,2)$$

$$\alpha_{AB} = 129 \text{ rad/s}^2$$

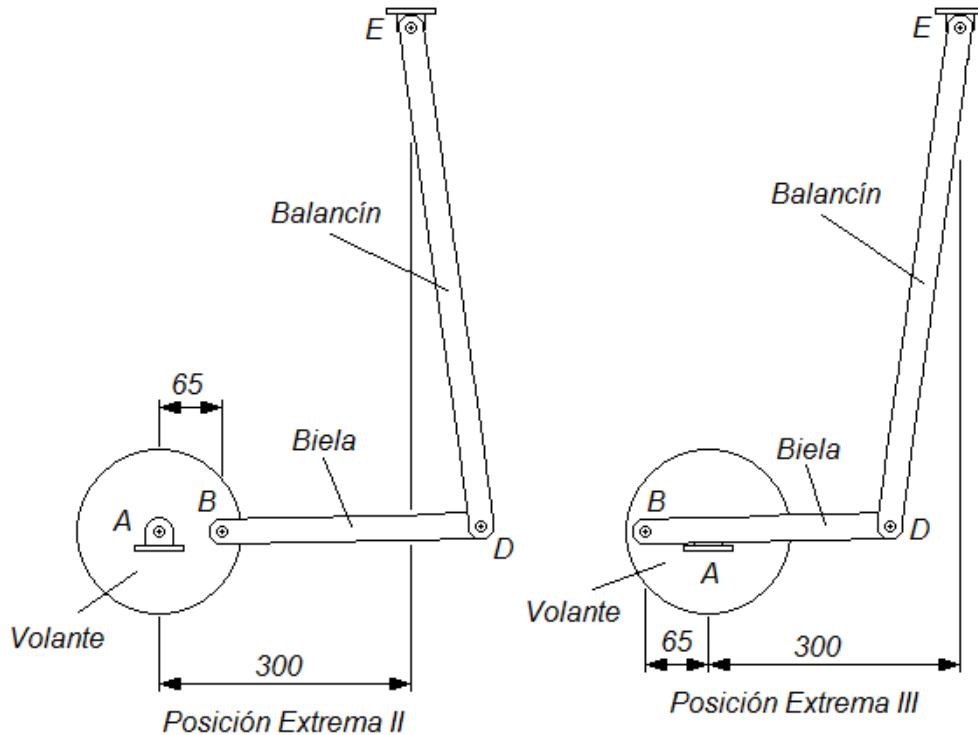
Resumen de los resultados de las aceleraciones angulares:

$$\alpha_{AB} = 129 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$\alpha_{BD} = 175,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$\alpha_{DE} = 33,67 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

2.4.2.2. Análisis cinemático del mecanismo para la posición II y III.



Un procedimiento similar, para el análisis cinemático, se realizó para las posiciones extremas II y III, donde se analizan las velocidades y las aceleraciones, obteniendo valores de las aceleraciones angulares del balancín y demás elementos por debajo de las obtenidas en la posición I del mecanismo.

Por lo que las aceleraciones que se toman para el cálculo de fuerzas en el mecanismo son las aportadas en el análisis cinemático realizado en la posición I.

2.4.2.3. Análisis de fuerzas del mecanismo.

En este análisis se asume que las masas de los elementos se distribuyen a partes igual en los pares cinemáticos.

- **Volante o manivela.**

Esquema de análisis de las fuerzas.

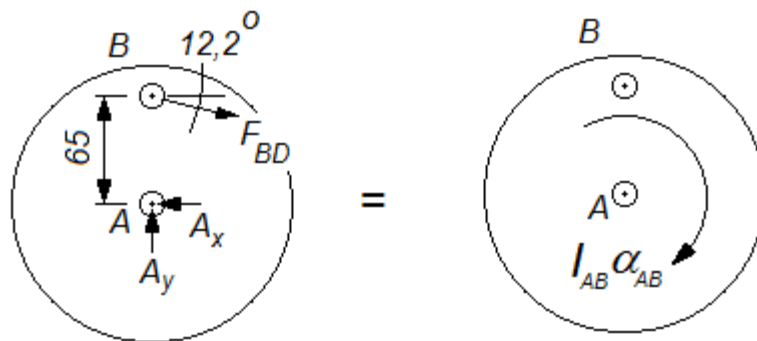


Figura 2.11. Esquema de análisis del volante o manivela (Fuente: Propia, 2015).

Aplicación del Principio de D'Alembert.

$$[\sum M]_{ext} = [\sum M]_{efect}$$

$$[\sum M_A = I_{AB}\alpha_{AB}]$$

El volante se considera como un disco uniforme, luego:

$$I_{AB} = \frac{1}{2} m_{AB} r_{AB}^2$$

$$m_{AB} = \gamma_{acero} V_{vol} = \gamma_{acero} A_{vol} \delta_{vol}$$

Donde:

m_{AB} : Es la masa del volante (kg).

γ_{acero} : Es el peso específico del acero (kg/m^3).

Se tiene para acero que $\gamma_{acero} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

d_{vol} : Es el diámetro del volante (m). Se tiene que $d_{vol} = 190 \text{ mm} = 0,19 \text{ m}$

A_{vol} : Es el área del volante (m^2).

$$A_{vol} = \frac{\pi d_{vol}^2}{4}$$

V_{vol} : Es el volumen del volante (m^3).

δ_{vol} : Es el espesor del volante (m).

$$m_{AB} = \gamma_{acero} V_{vol} = \gamma_{acero} \left(\frac{\pi d_{vol}^2}{4} \right) \delta_{vol} = (7850) \left[\frac{\pi (0,19^2)}{4} \right] (0,012)$$

$$m_{AB} = (7850) \left[\frac{\pi (0,19^2)}{4} \right] (0,012) = 2,67 \text{ kg}$$

$$\alpha_{AB} = 129 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Por tanto:

$$I_{AB} = \frac{1}{2} (2,67) \left(\frac{0,19}{2} \right)^2 = 0,012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$F_{DB} (0,065) = (0,012) (129)$$

$$F_{DB} = \frac{15,48}{0,065}$$

$$F_{DB} = 238,2 \text{ N}$$

Biela *BD*

Antes del análisis dinámico se debe recurrir, de nuevo, al análisis cinemático para encontrar las componentes rectangulares de la aceleración lineal del centro de gravedad de la biela *BD*

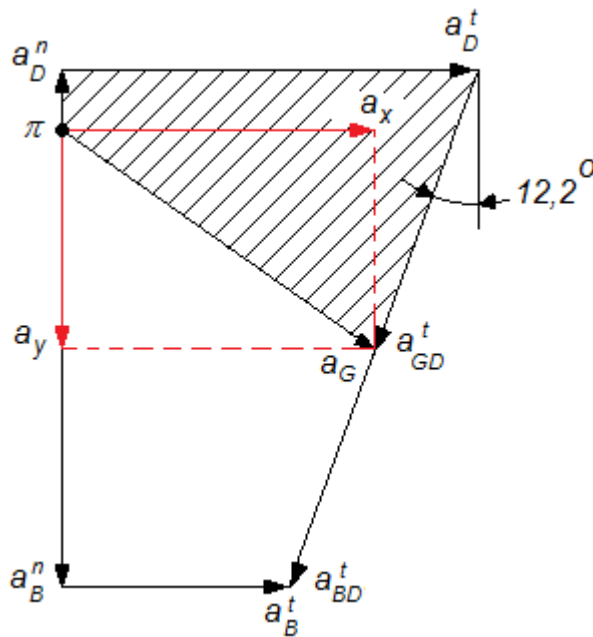


Figura 2.12. Polígono de aceleraciones, donde se utiliza solo la zona rayada para determinar la aceleración del centro de masa de la biela (Fuente: Propia, 2015).

Se toma como polígono base para el análisis el sombreado, obtenido de la siguiente ecuación vectorial de las aceleraciones:

$$a_G = a_D^n + a_D^t + a_{GD}^t \quad (2.4.4)$$

Siendo:

$$a_{GD}^t = \frac{a_{BD}^t}{2} = \frac{0,307\alpha_{BD}}{2} = 0,1535\alpha_{BD} = (0,1535)(175,2) = 26,89 \frac{m}{s^2}$$

Proyectando la ecuación vectorial de las aceleraciones (2.4.4) en los ejes de coordenadas:

Proyección en $X \rightarrow +$:

$$a_x + 0 = 0 + a_D^t - a_{GD}^t \text{sen} 12,2^\circ$$

$$a_x = 0,56 \alpha_{DE} - (26,89)(0,21)$$

$$a_x = 0,56(33,67) - (26,89)(0,21)$$

$$a_x = 18,86 - 5,65$$

$$a_x = 13,21 \frac{m}{s^2} \rightarrow$$

Proyección en $Y \downarrow +$

$$0 + a_y = -a_D^n + 0 + a_{GD}^n \cos 12,2^\circ$$

$$a_y = -5,52 + (26,89)(0,98)$$

$$a_y = 20,83 \frac{m}{s^2} \downarrow$$

Ahora se procede a realizar el análisis dinámico.

Esquema de análisis.

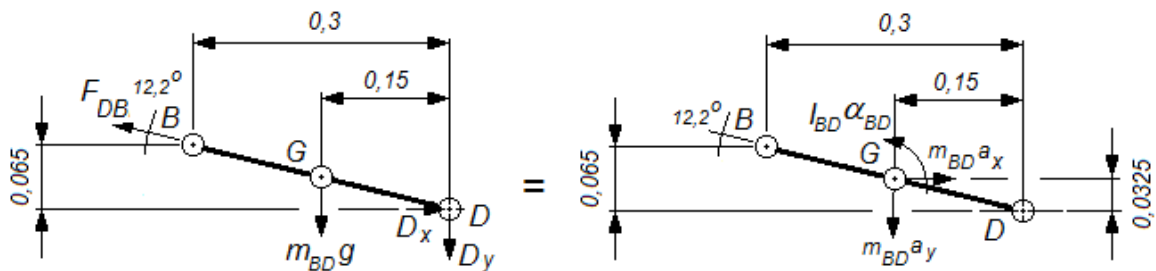


Figura 2.13. Esquema de análisis de la biela (Fuente: Propia, 2015).

Aplicación del Principio de D'Alembert.

$$[\sum M]_{ext} = [\sum M]_{efect}$$

$$[\sum M_G = I_{BD}\alpha_{BD}]$$

$$-F_{DB}\text{sen}12,2^\circ(0,15) + F_{DB}\text{cos}12,2^\circ(0,065) + D_x(0,0325) - D_y(0,15) = I_{BD}\alpha_{BD}$$

La masa de la biela será:

$$m_{BD} = \gamma_{ace} V_{BD} = (7850)(0,307 * 0,03 * 0,01) = 0,72 \text{ kg}$$

Entonces el momento de inercia centroidal será:

$$I_{BD} = \frac{1}{12} m_{BD} L_{BD}^2 = \frac{1}{12} (0,72)(0,307)^2 = 0,0056 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Entonces:

$$-(238,2)(0,21)(0,15) + (238,2)(0,98)(0,065) + D_x(0,0325) - D_y(0,15) = (0,0056)(175,2)$$

$$-7,5 + 15,17 + D_x(0,0325) - D_y(0,15) = 0,98$$

$$D_x(0,0325) - D_y(0,15) = -6,69$$

$$D_x = 4,62D_y - 205,85 \tag{2.4.5}$$

$$+ \downarrow [\sum F_y = m_{BD}a_y]$$

$$-F_{DB}\text{sen}12,2^\circ + m_{BD}g + D_y = m_{BD}a_y$$

$$-(238,2)(0,21) + (0,72)(9,81) + D_y = (0,72)(20,83)$$

$$-42,96 + D_y = 15$$

$$D_y = 57,96 \text{ N} \downarrow \tag{2.4.6}$$

Sustituyendo (2.4.6) en (2.4.5):

$$D_x = 4,62(57,96) - 205,85$$

$$D_x = 61,93 \text{ N} \rightarrow$$

Balancín *DE*

Esquema de análisis.

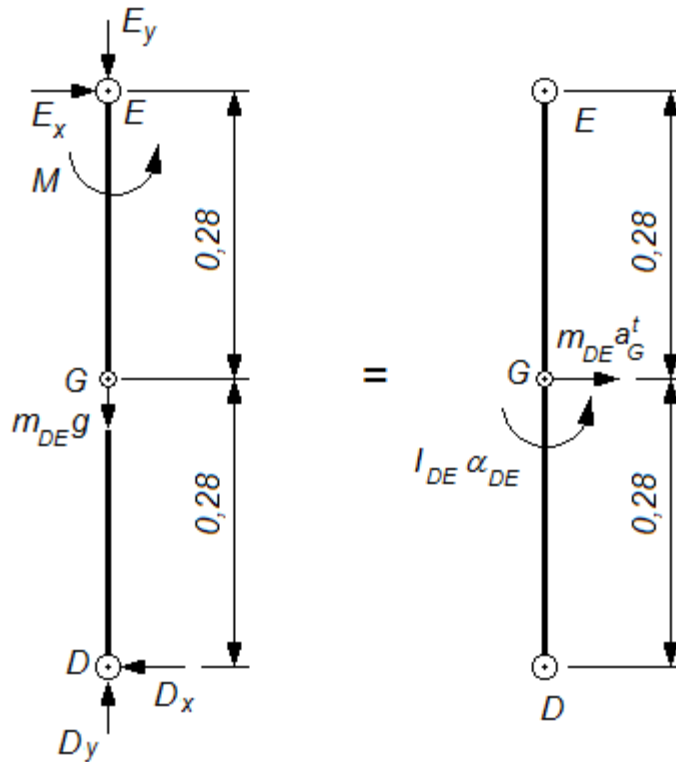


Figura 2.14. Esquema de análisis del balancín (Fuente: Propia, 2015).

Aplicación del Principio de D'Alembert.

$$[\sum M]_{ext} = [\sum M]_{efect}$$

$$[\sum M_E = I_{DE}\alpha_{DE} + m_{DE}a_G^t]$$

$$M - D_x(L_{DE}) = I_{DE}\alpha_{DE} + m_{DE}a_G^t\left(\frac{L_{DE}}{2}\right)$$

$$M - D_x(L_{DE}) = \left[\frac{1}{12}m_{DE}L_{DE}^2\right]\alpha_{DE} + m_{DE}a_G^t\left(\frac{L_{DE}}{2}\right)$$

$$M - D_x(L_{DE}) = \left[\frac{1}{12} m_{DE} L_{DE}^2 \right] \alpha_{DE} + m_{DE} \left(\alpha_{DE} \frac{L_{DE}}{2} \right) \left(\frac{L_{DE}}{2} \right)$$

$$M - D_x(L_{DE}) = \frac{1}{3} m_{DE} L_{DE}^2 \alpha_{DE}$$

La masa del balancín será:

$$m_{DE} = \gamma_{ace} V_{DE} = (7850)(0,56 * 0,03 * 0,01) = 1,32 \text{ kg}$$

$$M - (61,93)(0,56) = \left[\frac{1}{3} (1,32)(0,56)^2 \right] (33,67)$$

$$M - 34,68 = 4,65$$

$$M = 39,33 \text{ N} - m$$

Este es el momento actuante en el árbol porta probeta y es la base del cálculo de resistencia de dicho elemento.

$$\rightarrow + \left[\sum F_x = m_{DE} a_G^t \right]$$

$$E_x - D_x = m_{DE} a_G^t$$

$$E_x - 61,93 = (1,32) \left(\frac{a_D^t}{2} \right)$$

$$E_x - 61,93 = (1,32) \left(\frac{18,86}{2} \right)$$

$$E_x - 61,93 = (1,32)(9,43)$$

$$E_x = 74,38 \text{ N} \rightarrow$$

$$\uparrow + \left[\sum F_y = 0 \right]$$

$$D_y - E_y - m_{DE} g = 0$$

$$E_y = D_y - m_{DE} g$$

$$E_y = 57,96 - (1,32)(9,81)$$

$$E_y = 45,01 \text{ N} \downarrow$$

Las cargas externas en el árbol porta probeta serán:

$$E_x = 74,38 \text{ N}$$

$$E_y = 45,01 \text{ N}$$

$$M = 39,33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.5. Cálculo de resistencia del árbol porta probeta.

Para el cálculo de resistencia de este elemento se tienen en cuenta las cargas externas que actúan y se asumen algunas dimensiones generales, de acuerdo al siguiente esquema.

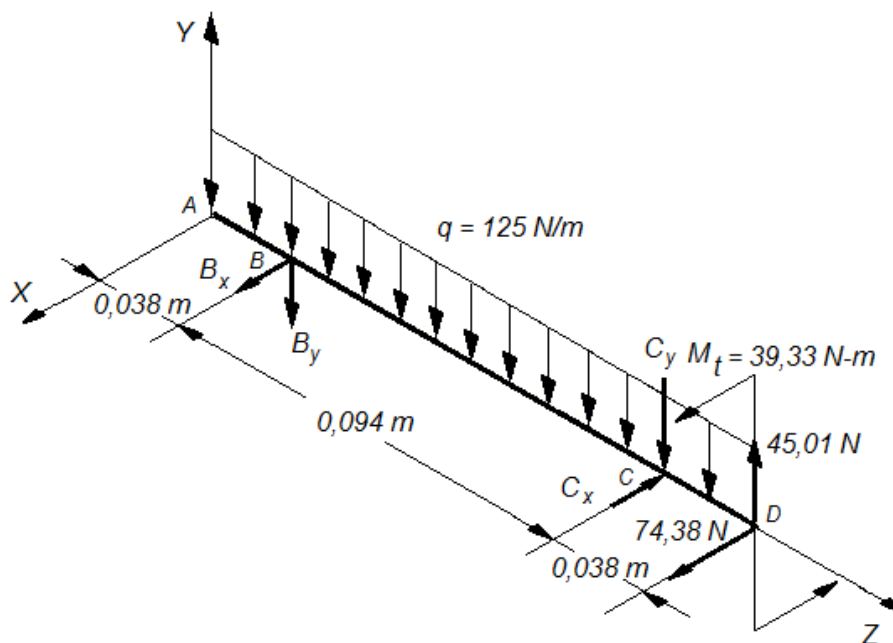


Figura 2.15. Esquema de las cargas actuantes en el árbol porta probeta (Fuente: Propia, 2015).

2.5.1. Cálculo de las reacciones en los apoyos del árbol porta probeta.

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos para los dos planos (XZ y YZ).

Plano YZ

Diagrama de cuerpo libre.

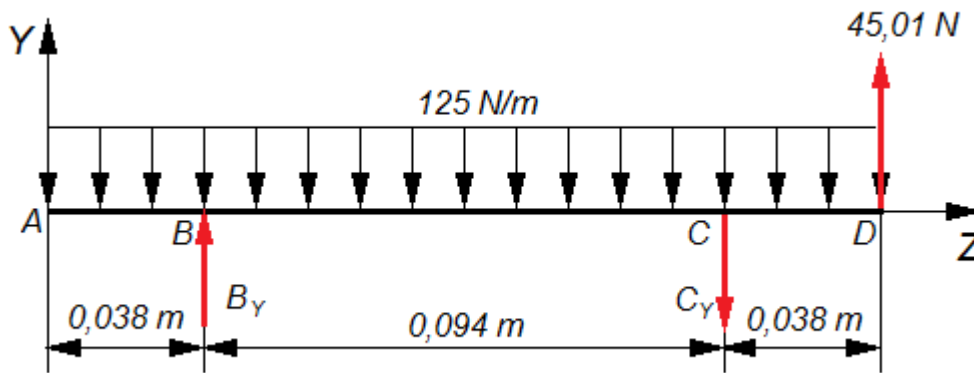


Figura 2.16. Diagrama de cuerpo libre del árbol porta probeta en el plano YZ
(Fuente: Propia, 2015).

Ecuaciones de equilibrio.

$$[\sum M_C = 0]$$

$$-B_Y(0,094) + 45,01(0,038) + 125(0,17)\left(\frac{0,094}{2}\right) = 0$$

$$-B_Y(0,094) + 1,71 + 0,9988 = 0$$

$$B_Y = \frac{1,71 + 0,9988}{0,094}$$

$$B_Y = 28,82 \text{ N} \uparrow$$

$$+\uparrow [\sum F_Y = 0]$$

$$B_Y - C_Y + 45,01 - 125(0,17) = 0$$

$$28,82 - C_Y + 45,01 - 125(0,17) = 0$$

$$C_y = 28,82 + 45,01 - 125(0,17)$$

$$C_y = 52,58 \text{ N} \downarrow$$

Plano XZ

Diagrama de cuerpo libre.

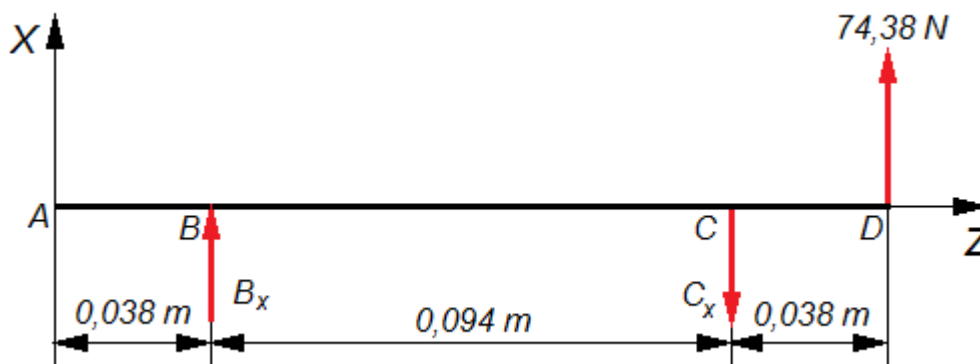


Figura 2.17. Diagrama de cuerpo libre del árbol porta probeta en el plano XZ
(Fuente: Propia, 2015).

Ecuaciones de equilibrio.

$$[\sum M_C = 0]$$

$$-B_x(0,094) + 74,38(0,038) = 0$$

$$-B_x(0,094) + 2,83 = 0$$

$$B_x = \frac{2,83}{0,094}$$

$$B_x = 30,11 \text{ N} \uparrow$$

$$+\uparrow [\sum F_x = 0]$$

$$B_x - C_x + 74,38 = 0$$

$$30,11 - C_x + 74,38 = 0$$

$$C_x = 30,11 + 74,38$$

$$C_x = 104,49 \text{ N} \downarrow$$

Resultante de las reacciones en los apoyos.

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{30,11^2 + 28,82^2}$$

$$B = 41,68 \text{ N}$$

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{104,49^2 + 52,58^2}$$

$$C = 116,97 \text{ N}$$

Con estos valores de las reacciones en los apoyos se seleccionan los rodamientos en B y C

2.5.2. Diagramas de fuerzas internas en el árbol porta probeta.

Plano YZ

Tramo AB

$$0 \leq Z \leq 0,038$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$-Q_1 - 125Z = 0$$

$$Q_1 = -125Z$$

$$Z = 0 \Rightarrow Q_1 = 0$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow Q_1 = -4,75 \text{ N}$$

$$[\sum M_1 = 0]$$

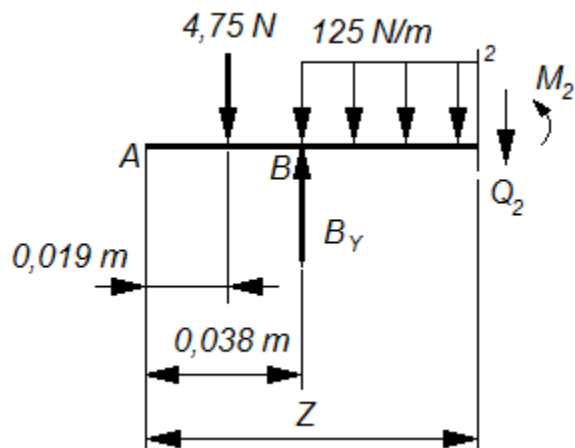
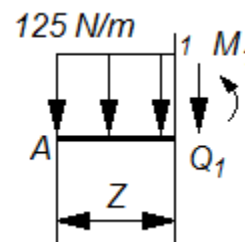
$$M_1 + 125\left(\frac{Z^2}{2}\right) = 0$$

$$M_1 = -62,5Z^2$$

$$Z = 0 \Rightarrow M_1 = 0$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow M_1 = -0,09 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tramo BC



$$0,038 \leq Z \leq 0,132$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$-Q_2 - 4,75 + B_y - 125(Z - 0,038) = 0$$

$$Q_2 = 28,82 - 4,75 - 125(Z - 0,038)$$

$$Q_2 = 24,07 - 125(Z - 0,038)$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow Q_2 = 24,07 \text{ N}$$

$$Z = 0,132 \Rightarrow Q_2 = 12,32 \text{ N}$$

$$[\sum M_2 = 0]$$

$$M_2 + 4,75(Z - 0,019) + 62,5(Z - 0,038)^2 - B_y(Z - 0,038) = 0$$

$$M_2 + 4,75(Z - 0,019) + 62,5(Z - 0,038)^2 - 28,82(Z - 0,038) = 0$$

$$M_2 = -4,75(Z - 0,019) - 62,5(Z - 0,038)^2 + 28,82(Z - 0,038)$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow M_2 = -0,09 \text{ N}$$

$$Z = 0,132 \Rightarrow M_2 = -1,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tramo DC

$$0 \leq Z \leq 0,038$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$Q_3 + 45,01 - 125Z = 0$$

$$Q_3 = 125Z - 45,01$$

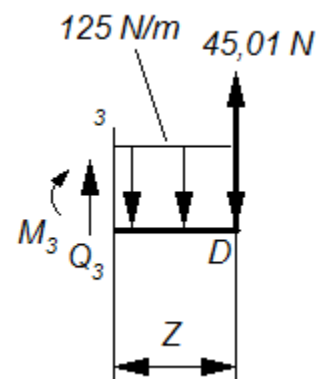
$$Z = 0 \Rightarrow Q_3 = -45,01 \text{ N}$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow Q_3 = -40,26 \text{ N}$$

$$[\sum M_3 = 0]$$

$$-M_3 + 45,01Z - 62,5Z^2 = 0$$

$$M_3 = 45,01Z - 62,5Z^2$$



$$Z = 0 \Rightarrow M_3 = 0$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow M_3 = -1,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El gráfico de fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol para el plano YZ será:

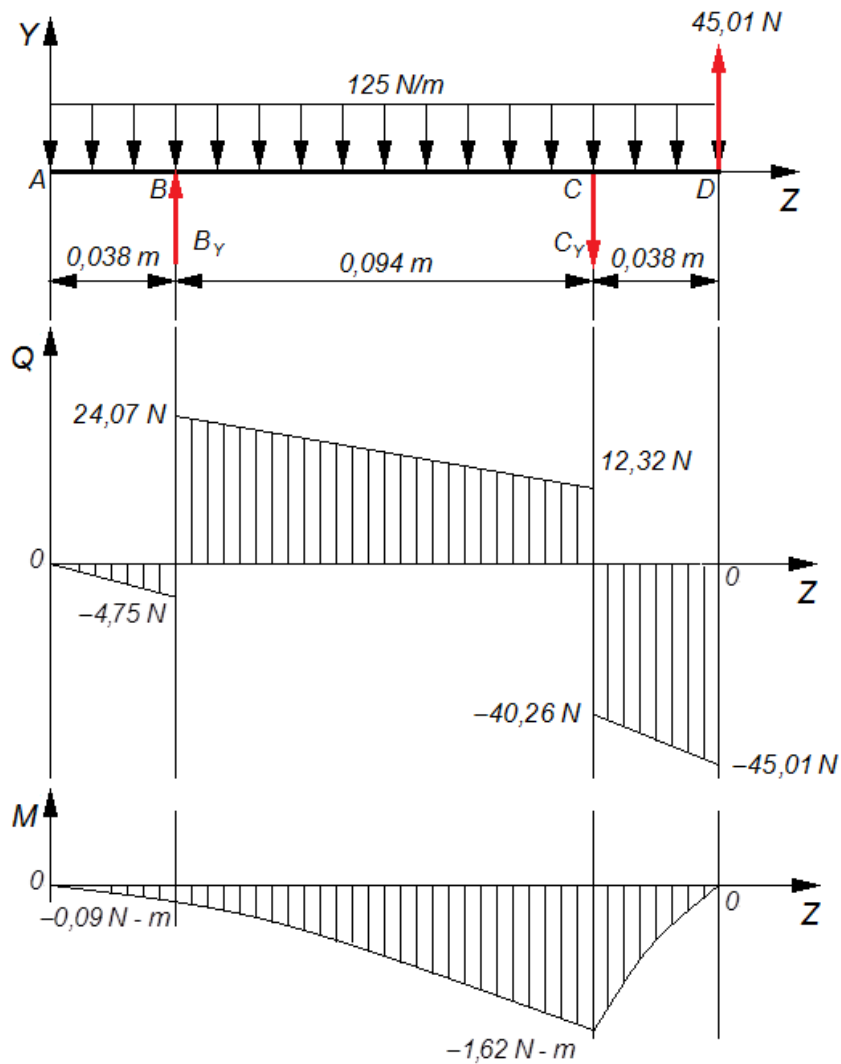


Figura 2.18. Gráfico de fuerzas internas del árbol porta probeta en el plano YZ
(Fuente: Propia, 2015).

Plano XZ

Tramo AB

$$0 \leq Z \leq 0,038$$

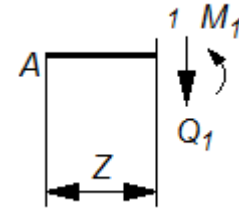
$$[\sum F_y = 0]$$

$$-Q_1 + 0 = 0$$

$$Q_1 = 0$$

$$[\sum M_1 = 0]$$

$$M_1 = 0$$



Tramo BC

$$0,038 \leq Z \leq 0,132$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$-Q_2 + B_x = 0$$

$$Q_2 = B_x = 30,11 \text{ N}$$

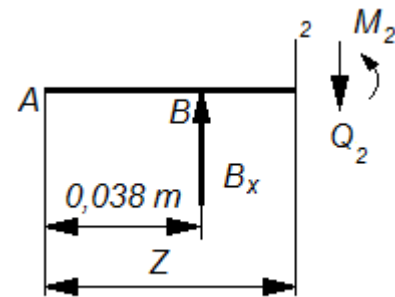
$$[\sum M_2 = 0]$$

$$M_2 - B_x(Z - 0,038) = 0$$

$$M_2 = 30,11(Z - 0,038)$$

$$Z = 0,038 \Rightarrow M_2 = 0$$

$$Z = 0,132 \Rightarrow M_2 = 2,83 \text{ N} \cdot \text{m}$$



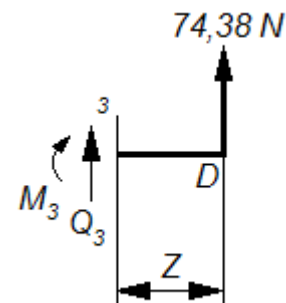
Tramo DC

$$0 \leq Z \leq 0,038$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$Q_3 + 74,38 = 0$$

$$Q_3 = -74,38 \text{ N}$$



$$[\sum M_3 = 0] - M_3 + 74,38Z$$

$$M_3 = 74,38Z \quad Z = 0 \Rightarrow M_3 = 0 \quad Z = 0,038 \Rightarrow M_3 = 2,83 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El gráfico de fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol para el plano XZ será:

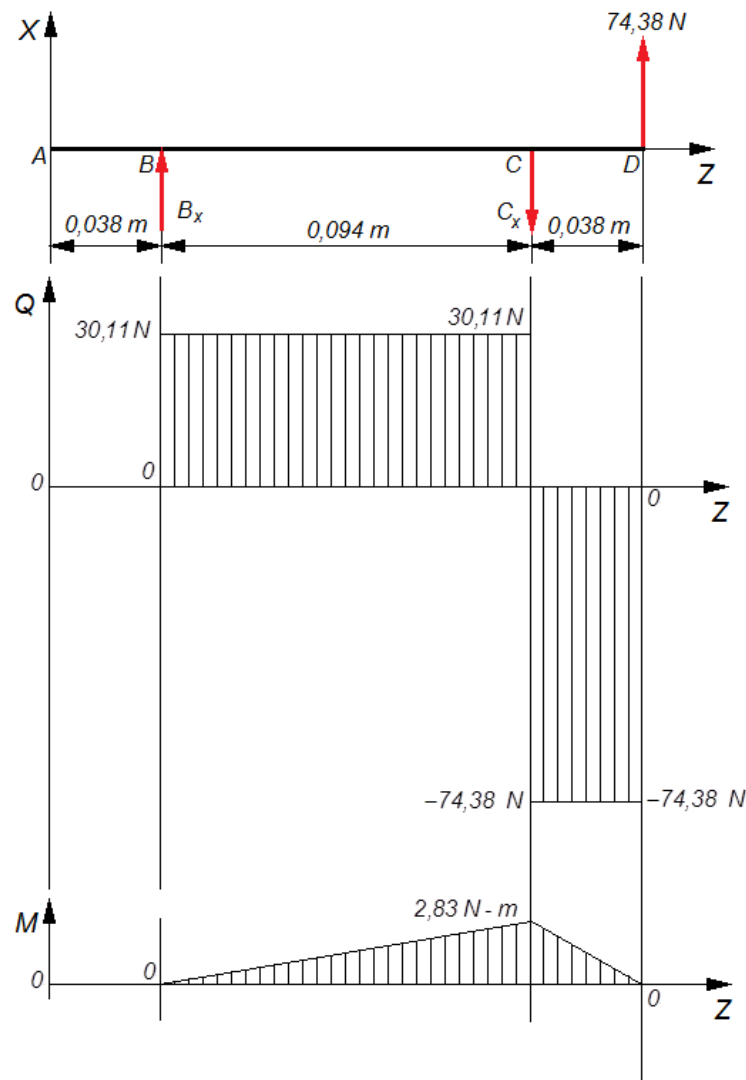


Figura 2.19. Gráfico de fuerzas internas del árbol porta probeta en el plano XZ

(Fuente: Propia, 2015).

El momento flector máximo ocurre en la sección C y se determina por:

$$M_{flector} = \sqrt{(-1,62)^2 + (2,83)^2} = 3,26 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento torsor es:

$$M_t = 39,33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Aplicando los SoftWare (SolidWord) profesionales para el diseño e introduciendo las cargas actuantes se obtiene el siguiente diseño del árbol porta probeta:

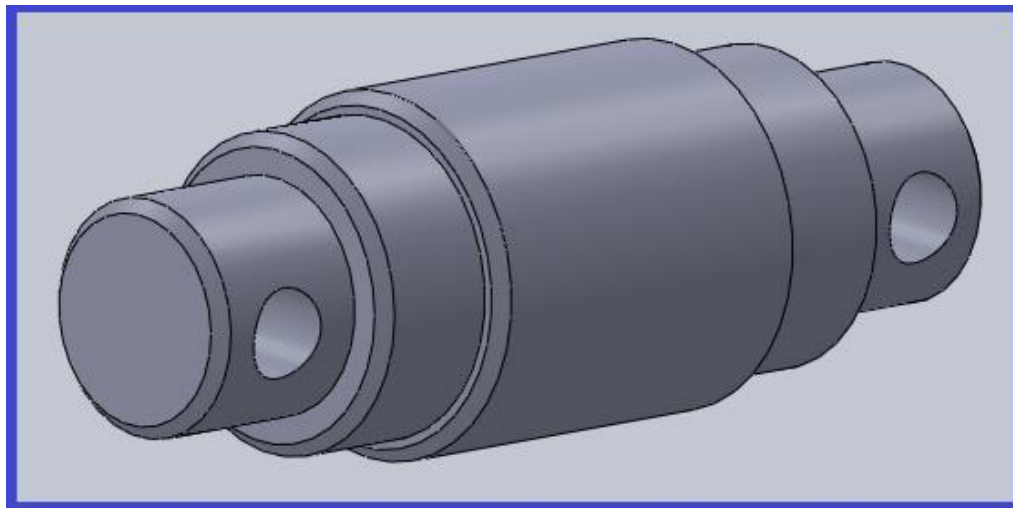
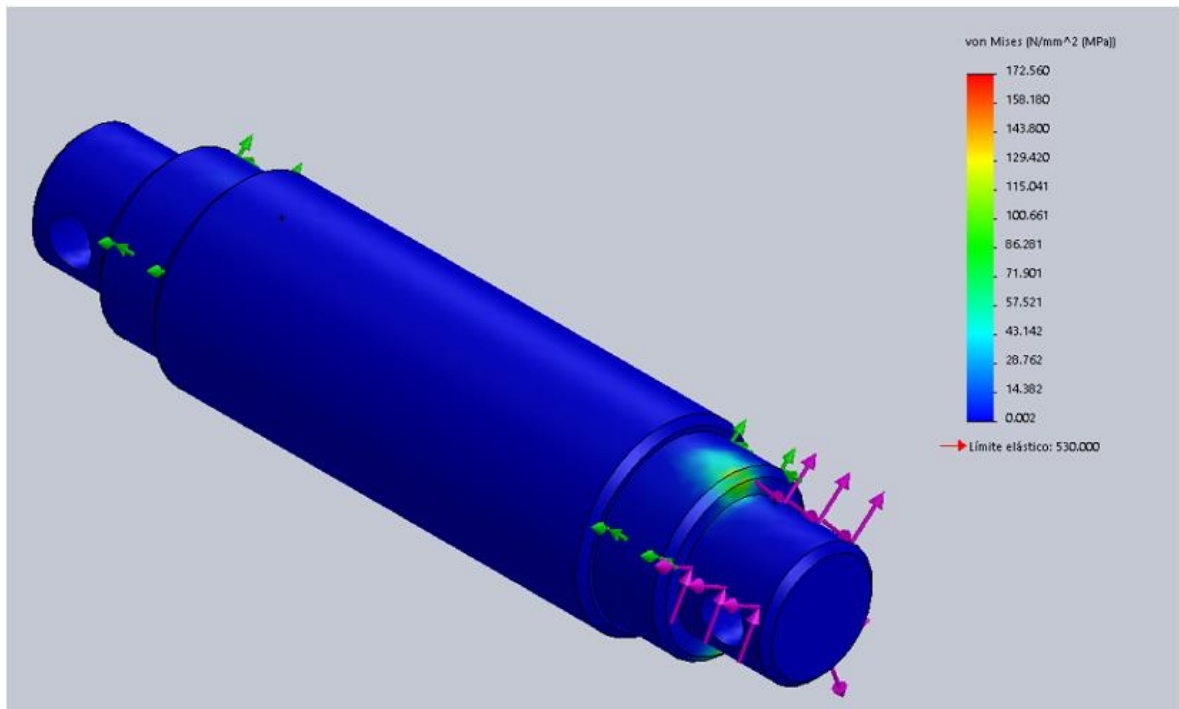


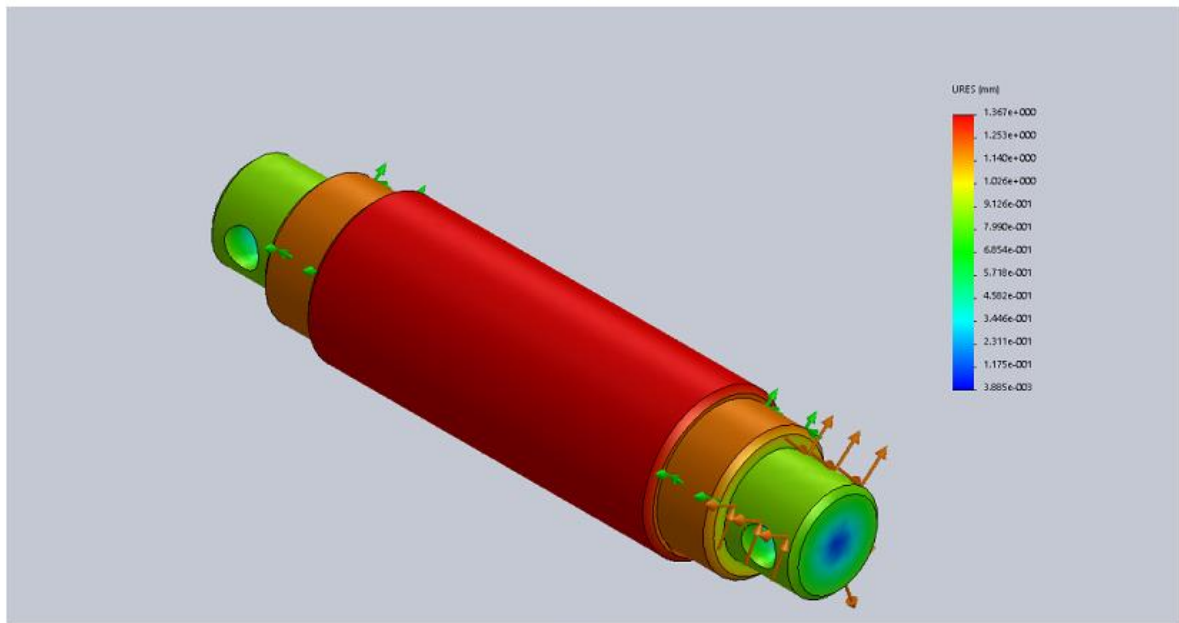
Figura 2.20. Diseño del árbol porta probeta (Fuente: Propia, 2015).

Se analizaron las tensiones y deformaciones en dicho elemento, lográndose que se obtenga un coeficiente de seguridad de resistencia de 3,1. Este coeficiente es relativamente alto, lo que hace que el árbol este sobre diseñado, pero es bueno señalar que el diseño del conjunto completo se ha utilizado materiales y piezas de otras máquinas en desuso, que lo que, por un lado, existe un gasto excesivo de material por el otro lado se contribuye a un ahorro económico, pues se reutilizaron piezas de otras máquinas.

La figura 2.21 muestra el comportamiento de las tensiones y desplazamientos del árbol porta probeta.



(1)



(2)

Figura 2.21. Comportamiento de las tensiones (1) y desplazamiento (2) del árbol porta probeta (Fuente: Propia, 2015).

2.6. Cálculo y selección de rodamientos.

Después de realizado el cálculo del árbol, se tiene como requisito mínimo para la selección el diámetro interior del rodamiento, la ubicación en la máquina y las cargas máximas a las que estarán sometidos.

Se procede al cálculo según el manual de la SKF para rodamientos de bola y así determinar los parámetros de trabajo para su selección.

Datos:

$$F_r = 117 \text{ N (Tomado como la resultante mayor de las reacciones en los apoyos).}$$

$$F_a = 0$$

$$P = xF_r + yF_a$$

$$P = xF_r$$

Cálculo de la vida útil del rodamiento.

$$L_{10} = \frac{60L_h n}{10^6}$$

$$L_{10} = \frac{(10000)(60)(30)}{10^6}$$

$$L_{10} = 18$$

$$C_{nec} = F_r L_{10}$$

$$C_{nec} = (117)(18)$$

$$C_{nec} = 2106 \text{ N}$$

Verdaderamente se dispone de unos rodamientos 6207 radiales con las siguientes características técnicas:

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$C = 19600 \text{ N}$$

$$C_o = 13700 N$$

Límite de velocidad:

En grasa $n = 9000 \text{ rpm}$

En aceite $n = 11000 \text{ rpm}$

Masa = 0,29 kg

Aunque $C_{\text{catálogo}} \gg \gg C_{\text{nec}}$ se utiliza el rodamiento SKF – 6207, pues es el que está al alcance de proyectista.

2.7. Dimensionamiento de la estructura de la máquina.

Para el dimensionamiento de la estructura de la máquina se tuvo en cuenta las dimensiones y ubicación del mecanismo de palanca, haciendo, para ellos un análisis geométrico y un análisis de cargas, las cuales se muestran en las figuras 2.22.

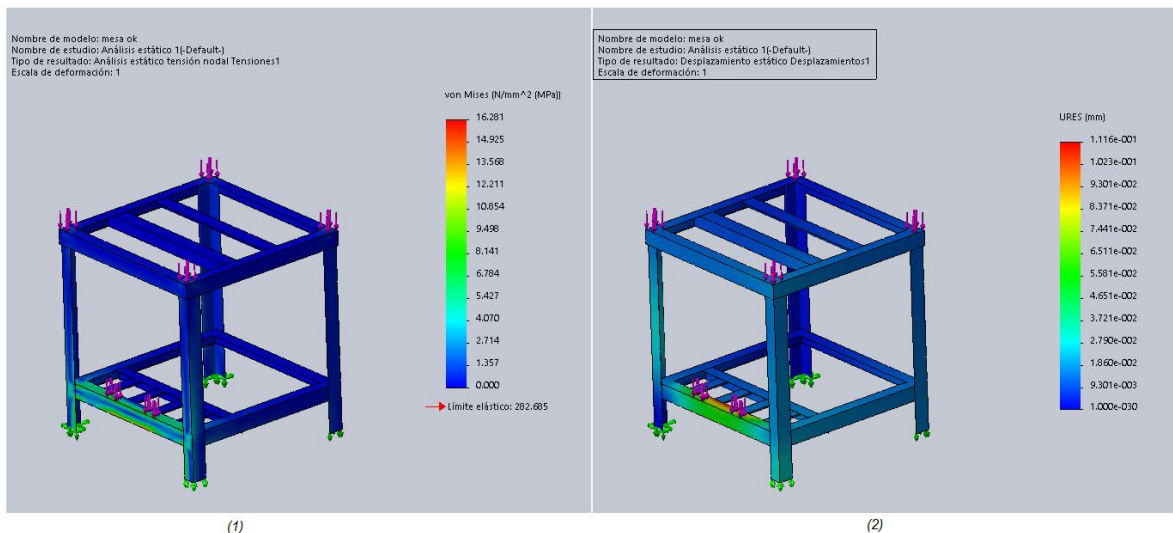


Figura 2.22. Comportamiento de las tensiones (1) y desplazamiento (2) de la estructura portante (Fuente: Propia, 2015).

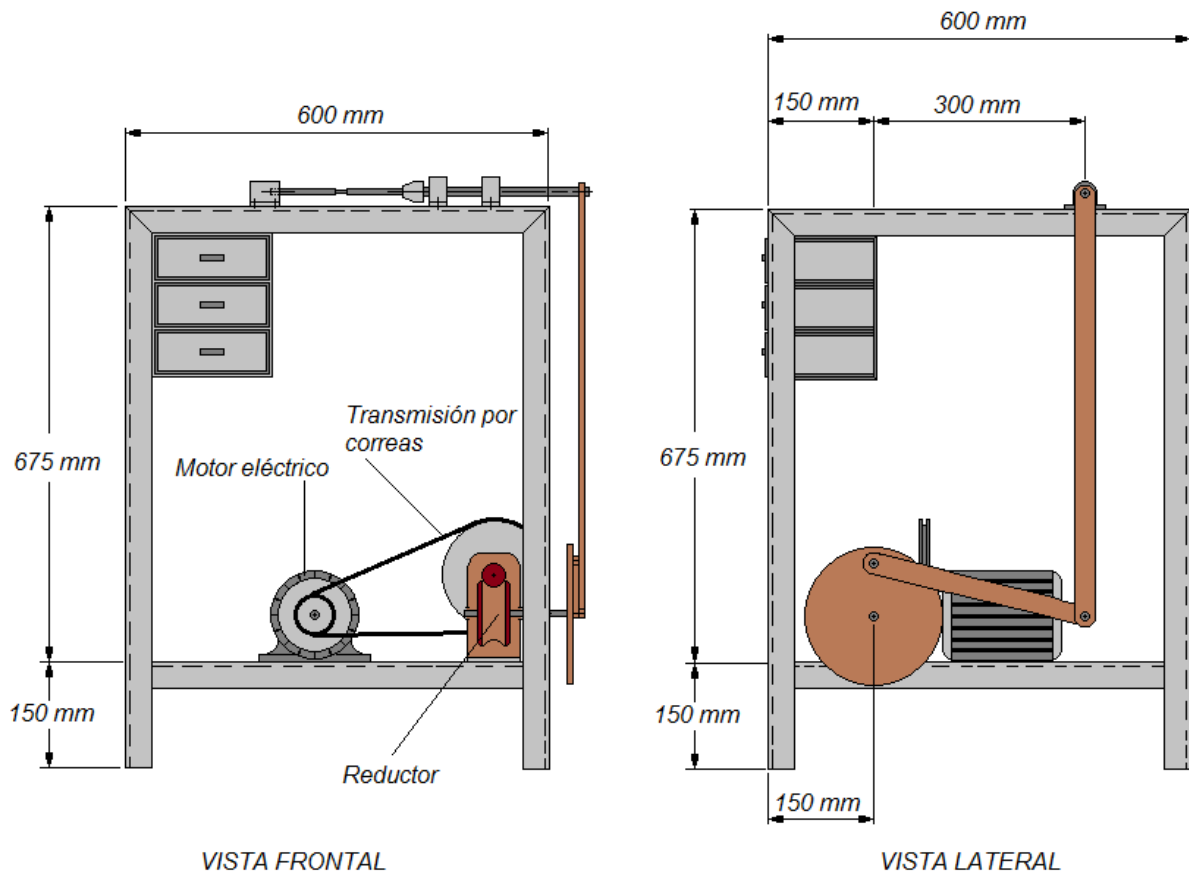


Figura 2.23. Dimensionamiento de la estructura en sus vistas frontal y lateral,
(Fuente: Propia, 2015).

2.8. Evaluación técnico – económica del proyecto.

Una máquina de este tipo, en el mercado internacional, posee un precio que oscila entre 120 y 150 mil euros, este precio puede ser mucho por encima del registrado, si se tiene en cuenta que se trata de una máquina para ensayos especiales, pues no es una máquina para ensayos tradicionales, como, por ejemplo, tracción – compresión, torsión, impacto, etc, que se fabrican en serie en los países desarrollados (dígase; Rusia, China, Japón, EE.UU, etc).

Sin embargo en este proyecto se logrará diseñar completamente la máquina propuesta, usando materiales que son reutilizados, lo que hace que se abarate considerablemente el costo del diseño y así se le puede ahorrar a la Universidad alrededor de unos 110 mil euros aproximadamente.

Todo lo anteriormente planteado contribuirá a elevar el efecto técnico – económico del proyecto realizado.

2.8.1. Cálculo de los costos de fabricación.

Tabla 2.1. Resumen de los costos de fabricación (Materiales).

No	Material	Cantidad	Costo por unidad (\$)	Costo total (\$)
1	Laminados (angulares de 50 X 40 X 5) (m)	8,70	125,00	1087,50
2	Plancha de 10, 12 y 20 mm de espesor (m2)	0,18	236,00	42,48
3	Electrodos No. 4 (kg)	1,50	75,00	112,50
4	Barras de F 30 y 35 (m)	0,45	230,00	103,50
5	Rodamientos (6207)	2,00	110,00	220,00
6	Pintura óxido rojo (litros)	2,00	45,00	90,00
7	Pintura esmalte:			
	Amarilla (litros)	2,00	65,00	130,00
	Negra (litros)	1,00	72,00	72,00
	Roja. (litros)	1,00	75,00	75,00
8	Motor eléctrico (220 V Trifásico)	1,00	325,00	325,00
9	Reductor por tornillo sinfín	1,00	465,00	465,00
10	Correa trapezoidal (L = 1200 mm)	1,00	250,00	250,00
			Total:	2972,98

Tabla 2.1. Resumen de los costos de fabricación (Mano de obra).

No	Operación	Taza horaria (\$)	Tiempo empleado (h)	Costo total (\$)
1	Maquinado de elementos.	120,00	4,00	480,00
2	Proceso de soldadura.	150,00	18,00	2700,00
3	Proceso de pintura.	65,00	4,00	260,00
4	Montaje de elementos.	65,00	3,00	195,00
5	Ajuste de la máquina en vacío	35,00	0,75	26,25
6	Ajuste de la máquina con carga.	40,00	0,50	20,00
			Total:	3681,25

Tabla 2.1. Resumen de los costos de fabricación (Cálculos y análisis teóricos).

No	Operación	Taza horaria (\$)	Tiempo empleado (h)	Costo total (\$)
1	Asesoría de especialistas.	10,70	300,00	3210,00
2	Cálculos generales.	9,25	350,00	3237,50
			Total:	6447,50

Costo total en la fabricación: \$ 13101,73

2.9. Breve valoración medioambiental y contribución a la defensa.

El proyecto prevé una contribución decisiva al cuidado del medio ambiente, pues no se utilizan elementos contaminantes que dañen el entorno. Las transmisiones que se utilizarán no emiten exceso de ruidos insoportables, ya que usan transmisiones silenciosas, como por ejemplo, motor eléctrico, transmisión flexible, reductor de velocidades y mecanismos de cuatro barras. Se utilizan los rodamientos adecuados para disminuir el efecto de la fricción en los pares

cinemáticos. Se tratará de que los elementos de las transmisiones estén balanceados, estática y dinámicamente, lo que contribuirá a disminuir el efecto de las vibraciones mecánicas.

Por otro lado, una vez que esta máquina esté en explotación, después de las pruebas correspondientes, podrá servir para hacer ensayos, tanto en la parte docente como en la parte investigativa y, en esto último, se abrirá el diapasón de posibilidades para extender los ensayos a elementos de máquinas dedicadas a la defensa.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES GENERALES

Conclusiones:

Después de concluido este trabajo se arriban a las siguientes conclusiones.

1. Se realizó un estudio sobre las condiciones o características que deben cumplir las estructuras portantes de máquinas.
2. Se hizo un análisis de los fundamentos teóricos de la resistencia de materiales que serán empleados en el cálculo de los elementos de la estructura.
3. Se hizo un estudio teórico de cómo debe ser el sistema de accionamiento de la máquina, teniendo en cuenta los recursos materiales disponibles para su ejecución.
4. Se logró fabricar la máquina como tal, donde le efectuaron algunas pruebas en vacío y con cargas, mostrando resultados consecuentes con los pronósticos trazados al inicio.
5. Se tiene toda la documentación adecuada para poder fabricar otras máquinas, si se desea, aunque se requiere hacer el estudio de todos los procesos tecnológicos para su fabricación.

Recomendaciones.

1. Se hace necesario hacerles pruebas frecuentes a la máquina y valorar más en detalles los resultados de las mediciones, para así poder, en un futuro, certificar, adecuadamente todo el proceso de mediciones de los ensayos.
2. Se debe instalar en la máquina un equipo electrónico para medir los ciclos por unidad de tiempo.
3. Realizar el análisis de los procesos tecnológicos para la fabricación de otras máquinas similares.
4. Hacer un estudio dinámico de toda la estructura y de la máquina, en general, a través de análisis tensométricos, para obtener mayor precisión en los valores de las cargas actuantes.
5. Estudiar las posibilidades de variar las velocidades del mecanismo principal, tal vez utilizando motores eléctricos de corriente directa que permitan variar sus frecuencias rotacionales con la utilización de reóstatos.
6. Hacer estudios futuros con probetas de diferentes aceros, en cuanto a su composición química.
7. Proyectar cuáles deben ser las dimensiones óptimas de las probetas de ensayos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Almaguer Zaldívar, P y otros. Ingeniería Mecánica. Vol. 12. No.3, septiembre - diciembre de 2009.
- [2] Beer, Ferdinand P. y Russell Johnston, E. Mecánica Vectorial para Ingenieros (Tomos I y II) Estática y Dinámica. Ediciones Revolución, 2008.
- [3] Berry, J. W. La fatiga del aluminio como afectada por la temperatura y períodos intermitentes de descanso. Pasadena. Tesis para optar al grado de ingeniero aeronáutico. Instituto de Tecnología de California.1956.
- [4] Colangelo et al. La fatiga como causa principal de las fallas de los metales, 1997
- [5] CYRIL. M Harris. Manual de medidas acústicas y control de ruido, 2006.
- [6] De Weibull, W. Pruebas de fatiga y el análisis de resultados. Belfast... Pergamon Press, pp. 36-38, 1961.
- [7] Dieter, G. Mechanical Metallurgy. Tokyo, Editorial McGraw – Hill, 1986.
- [8] Faires, Virgil M. Diseño de elementos de máquinas Limusa S.A. 1997.
- [9] Fernández, Gilda. Resistencia de Materiales (Tomo I), pp 86 – 127, Editorial “Pueblo y educación”, 1986
- [10] Feodosiev, V. Resistencia de Materiales (Tomo I), pp 28 – 32, “Ediciones Revolucionarias”, 1986.

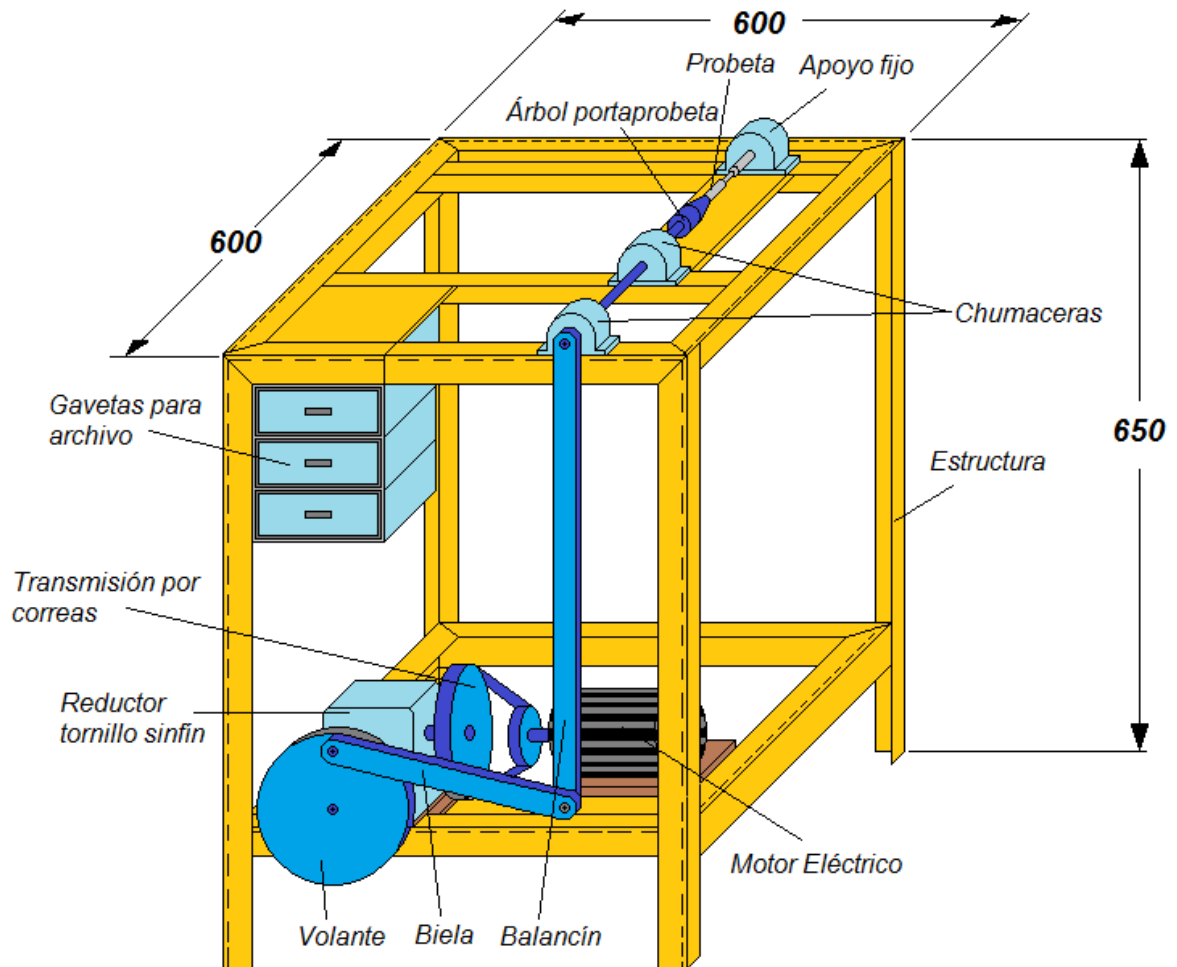
- [11] Forrest, P. G. "Fatigue of Metals", Pergamon Press LTD. 1962
- [12] Groover, Mikel P. Fundamentos de manufactura moderna: Prentice Hall Hispanoamérica México: 1997.
- [13] Norton, Robert. Diseño de máquinas, México Prentice Hall, 1999.
- [14] Ocampo, Luis Hernando, diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas. Colombia: Universidad tecnológica de Pereira, 1997.
- [15] Ralph T, Buscarello, Soluciones prácticas a problemas de vibración y mantenimiento de maquinaria, Update Internacional 1985.
- [16] Renold [On Line]. Disponible en:
<http://www.renold.com/Renold/web/site/Products/Couplings/Industrial/IndustrialCouplingsIndex.asp?menuID=28>
- [17] Reshetov, D, Elementos de máquinas. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985.
- [18] Richetta [On Line]. Disponible en:
<http://www.richetta.com.ar/tech/velocidad/default.htm>
- [19] Romero Piedrahita, Carlos. Diseño de árboles para ventiladores Ciencia y Técnica Revista No. 8 Colombia, 1998.
- [20] Romero Piedrahita, Carlos y Calle T, Gabriel. Diseño de elementos de máquinas. Universidad Tecnológica de Pereira, Marzo, 2005
- [21] Sánchez Ochoa, Ramiro. Diseño de una máquina torsional de ensayos a fatiga. Trabajo de Diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico, Universidad de Holguín, 2014.
- [22] Seto, William W. Vibraciones mecánicas, Mc. Graw – Hill 1970.

- [23] Shigley, J. E y C.R. Mischke, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw Hill. 2002.
- [24] Stiopin, P. Resistencia de Materiales, pp 72 – 76, “Ediciones Revolucionarias”, La Habana, 1976.
- [25] Thomson, William T. Teoría de Vibraciones, Prentice may Internacional 1982.
- [26] Tonon, J. M, Barbieri, R. y Barbieri, N., La investigación de la fatiga torsional con una novedosa instalación fija de ensayo de resonancia. Revista Internacional de la fatiga. Vol. 31, pp. 1271 – 1277, 2009.
- [27] Weibull, P. Clasificación de las máquinas de ensayos de materiales, 2010.

Anexos

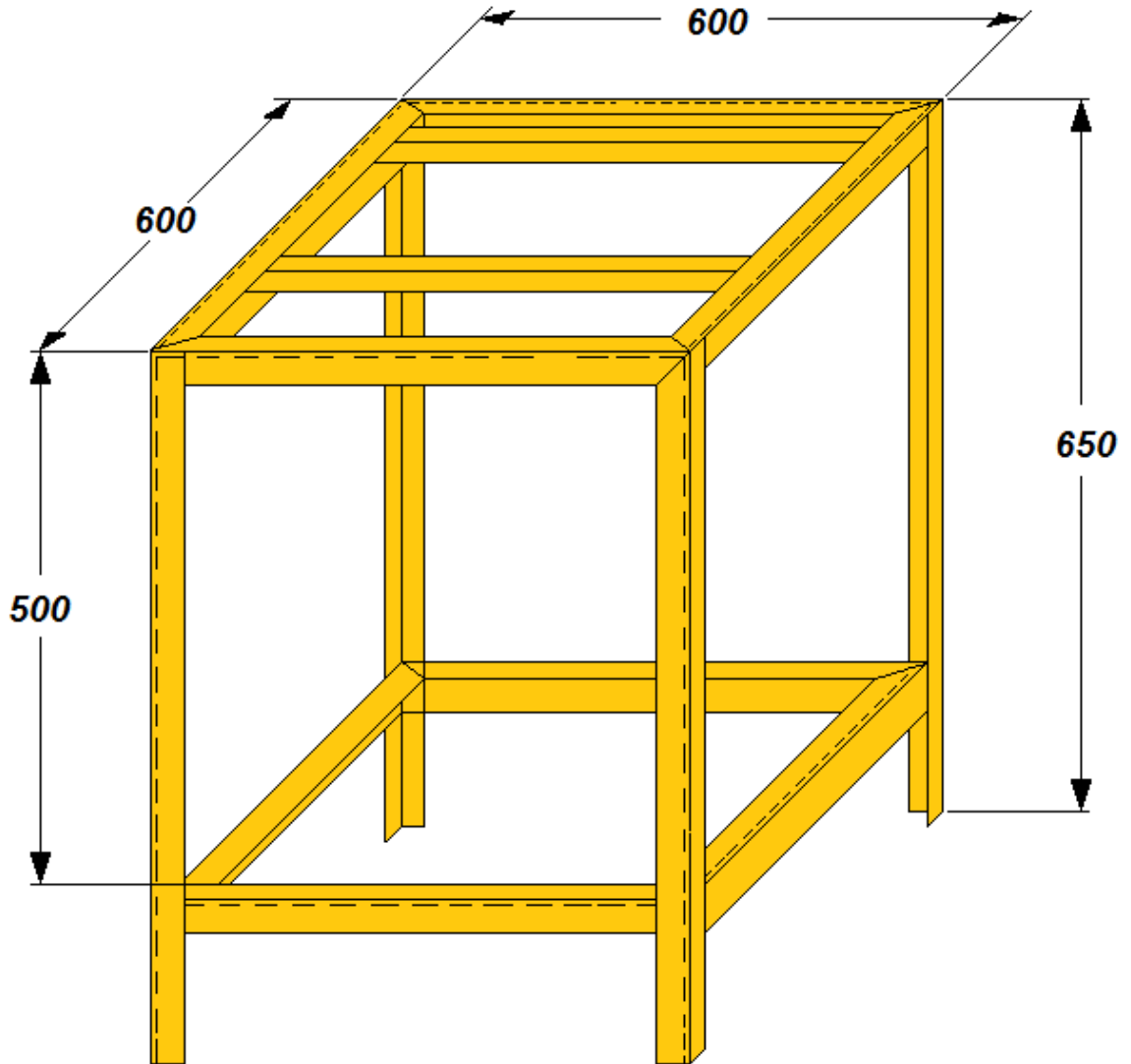
ANEXO No. 1

Esquema aproximado de la máquina de ensayo a la fatiga por torsión.



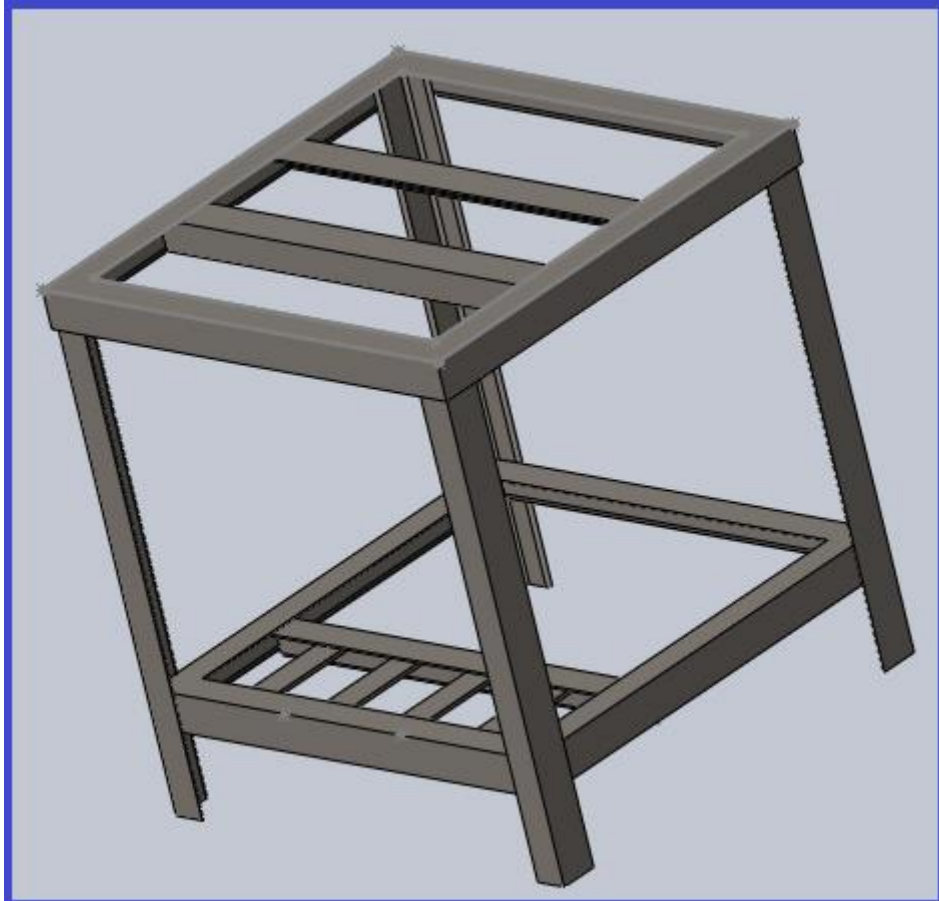
ANEXO No. 2

Estructura portante aproximada de la máquina.



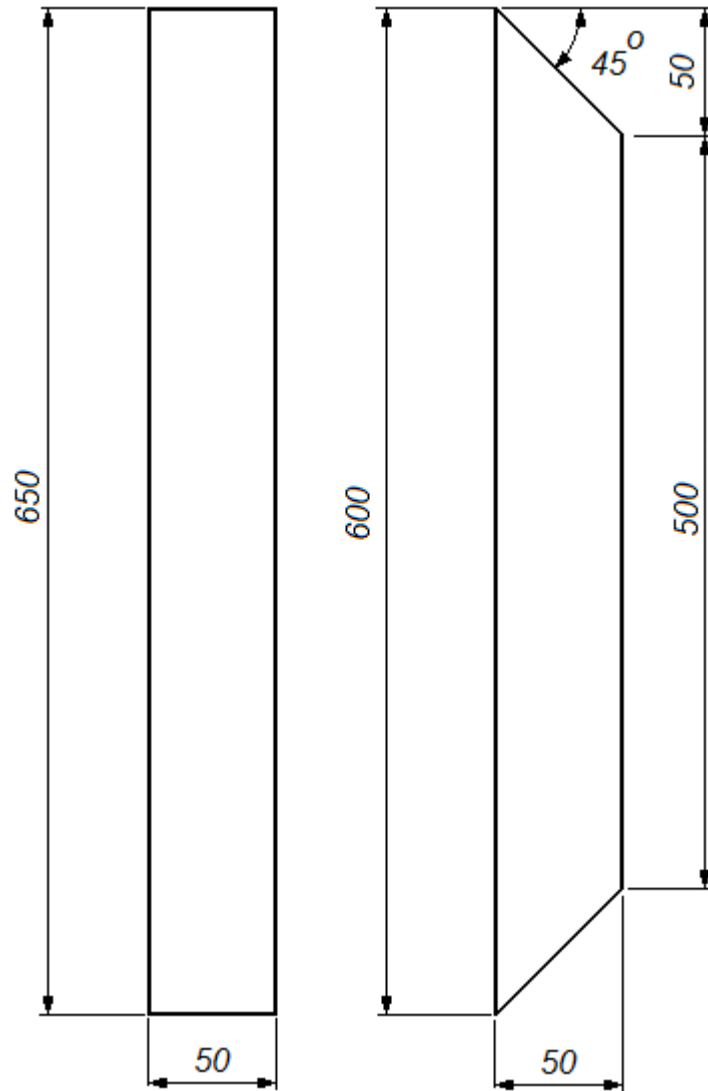
ANEXO No. 3

Estructura portante en SolidWork.



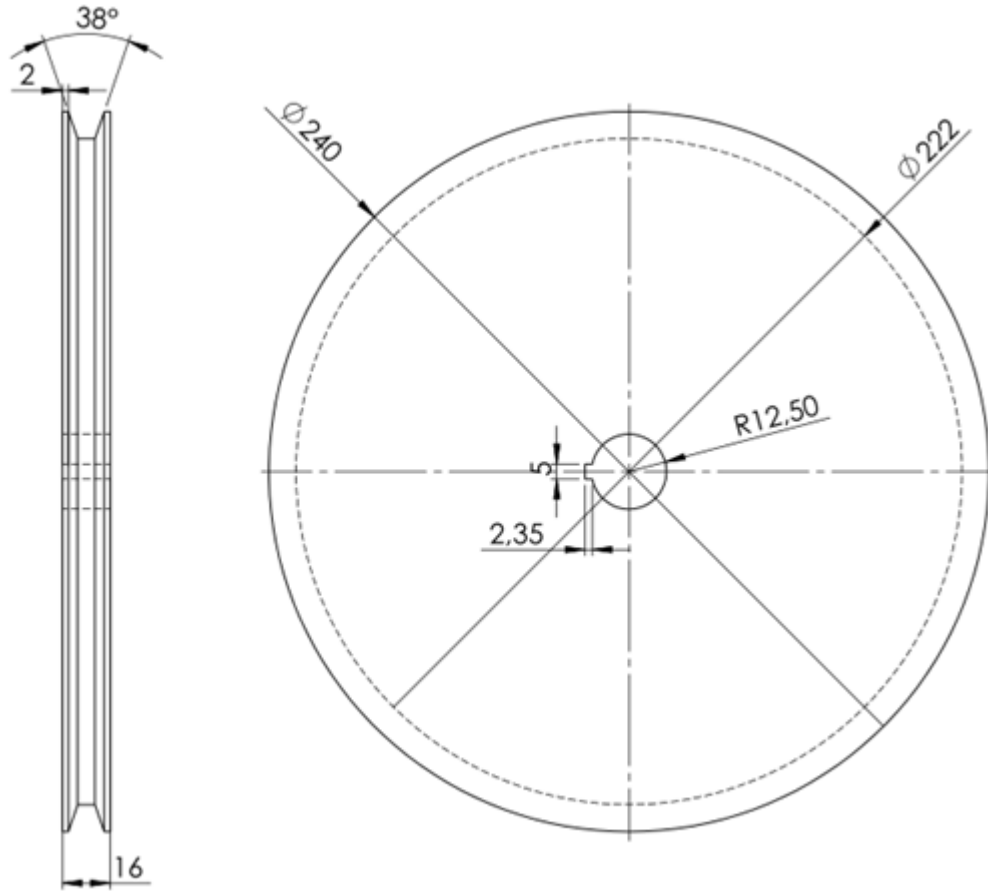
ANEXO No. 4

Dimensiones de los perfiles angulares.



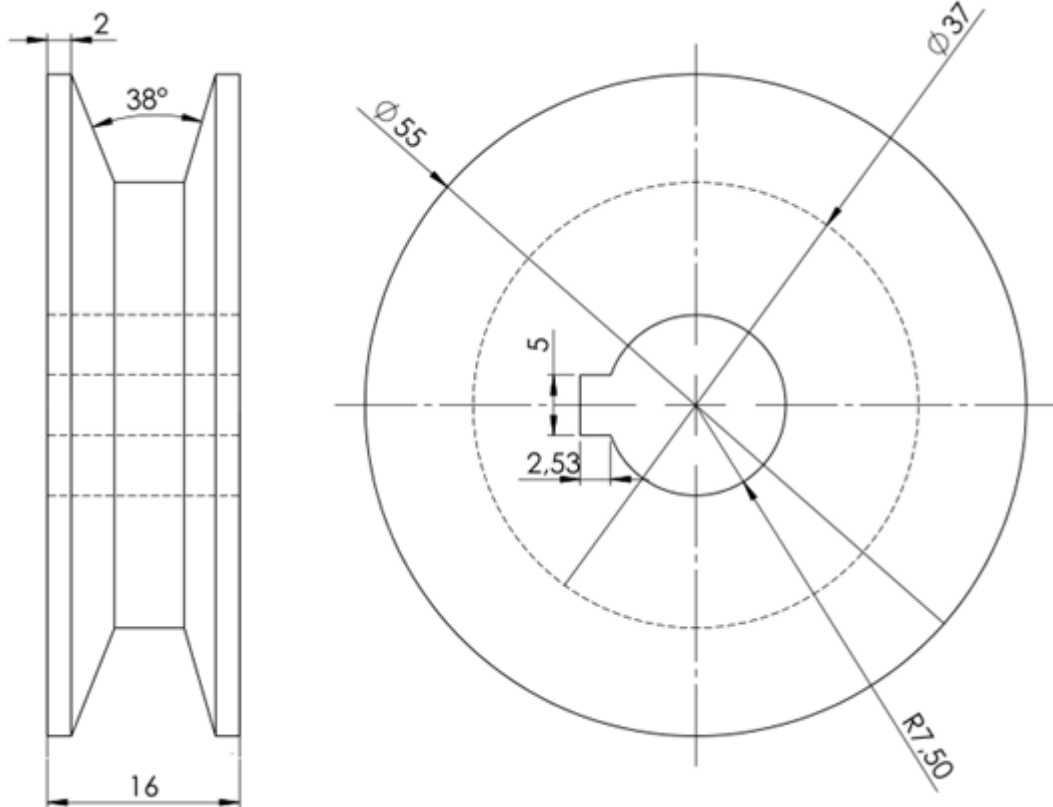
ANEXO No. 5

Dimensiones de las polea conducida.



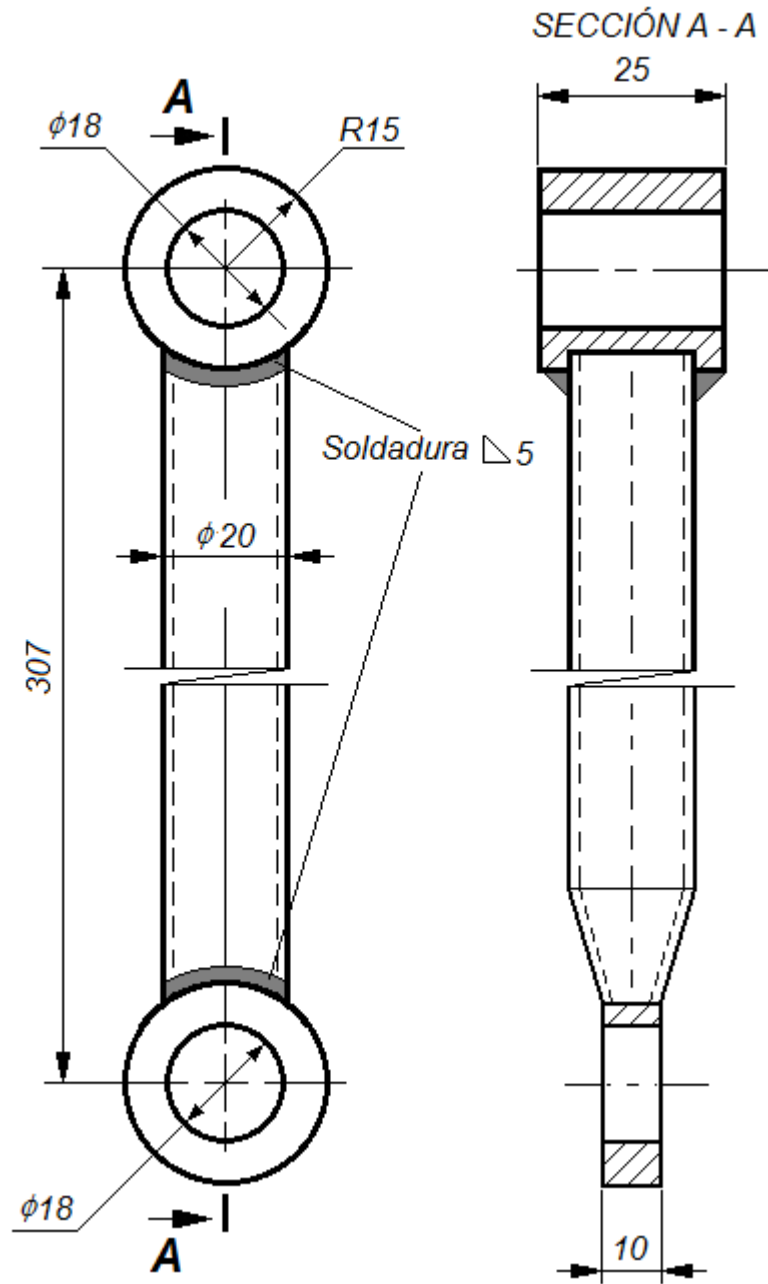
ANEXO No. 6

Dimensiones de las polea conductora.



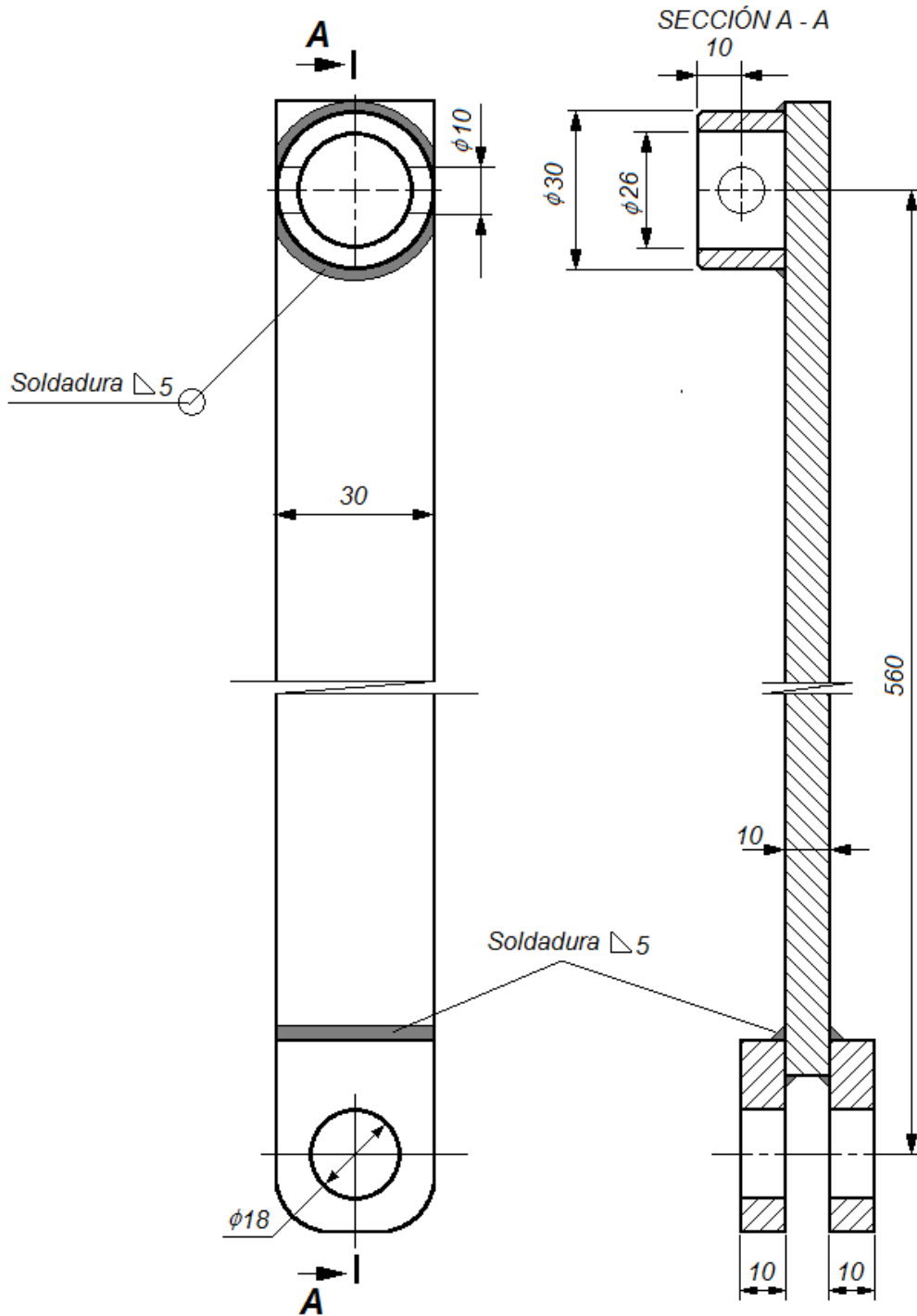
ANEXO No. 7

Biela.



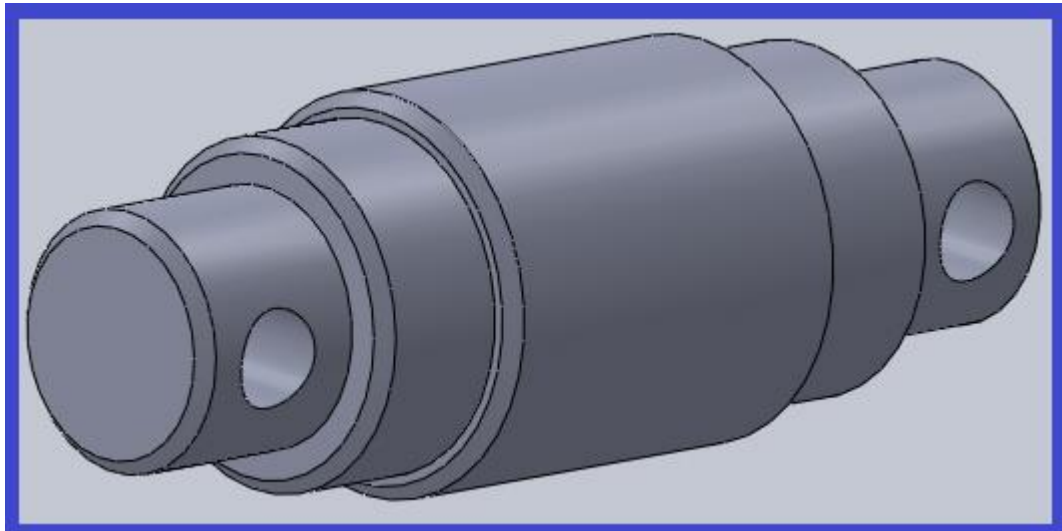
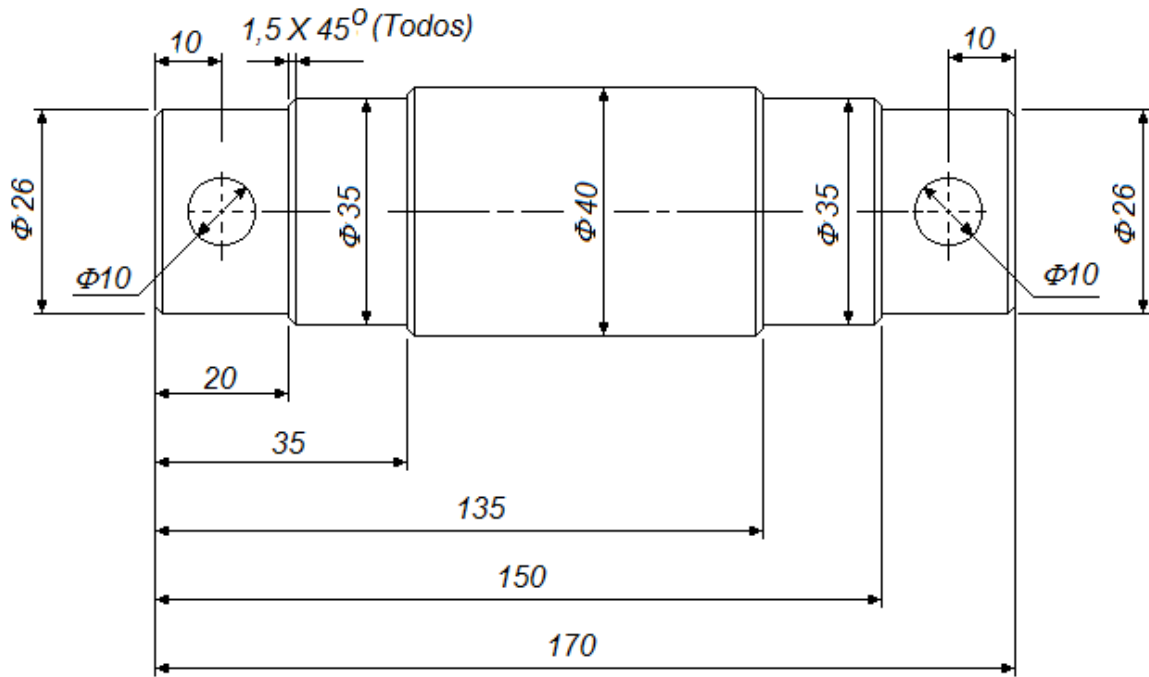
ANEXO No. 8

Balancín.



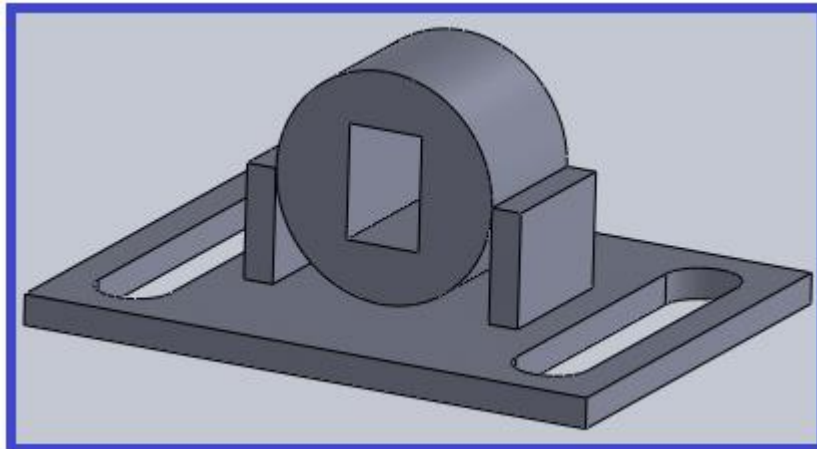
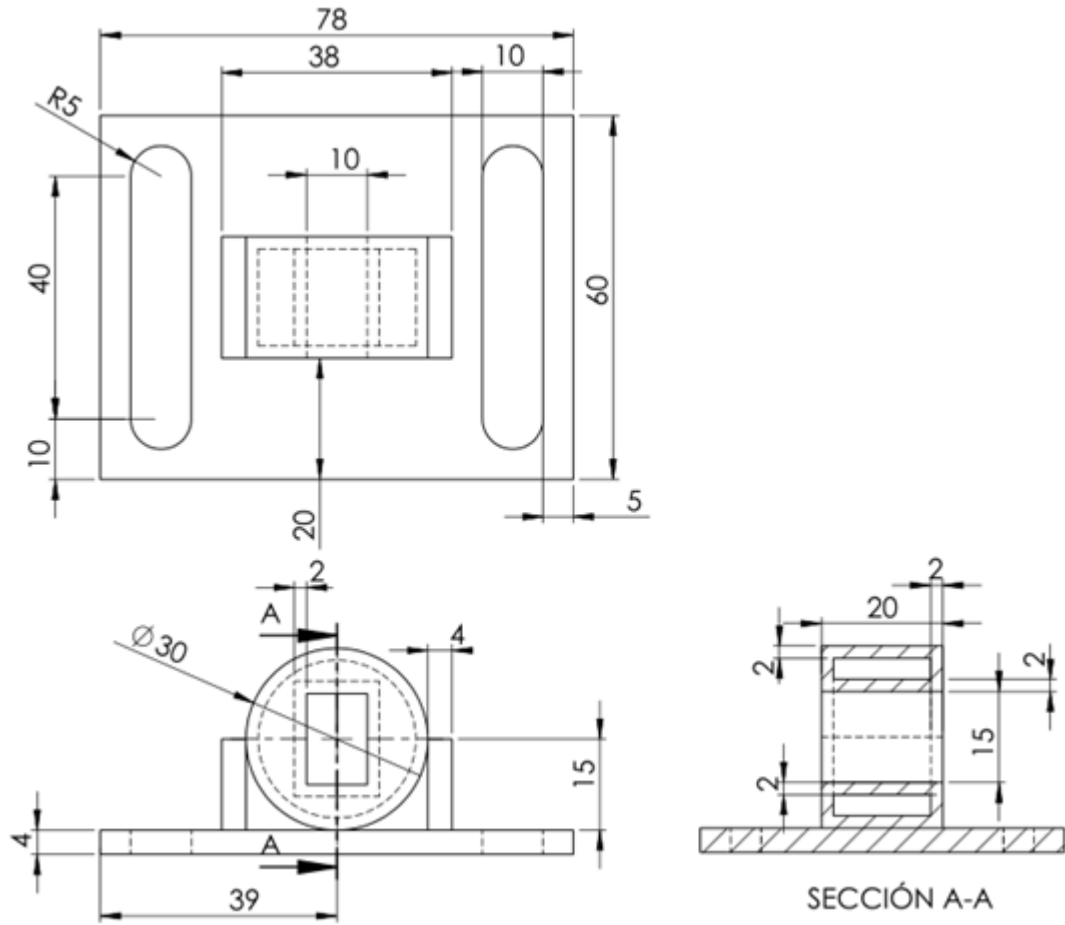
ANEXO No. 9

Árbol principal porta – probeta.



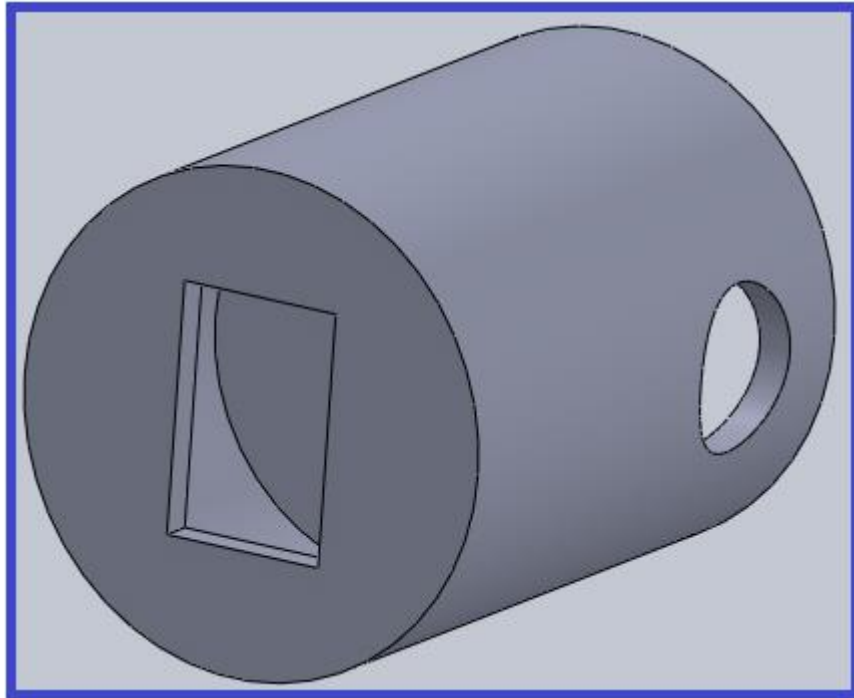
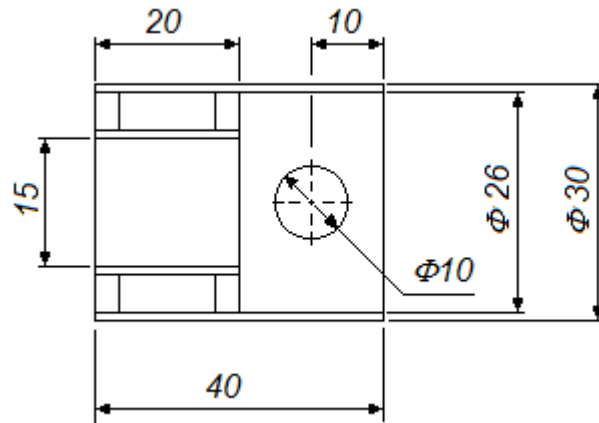
ANEXO No. 10

Soporte secundario del árbol porta probeta.



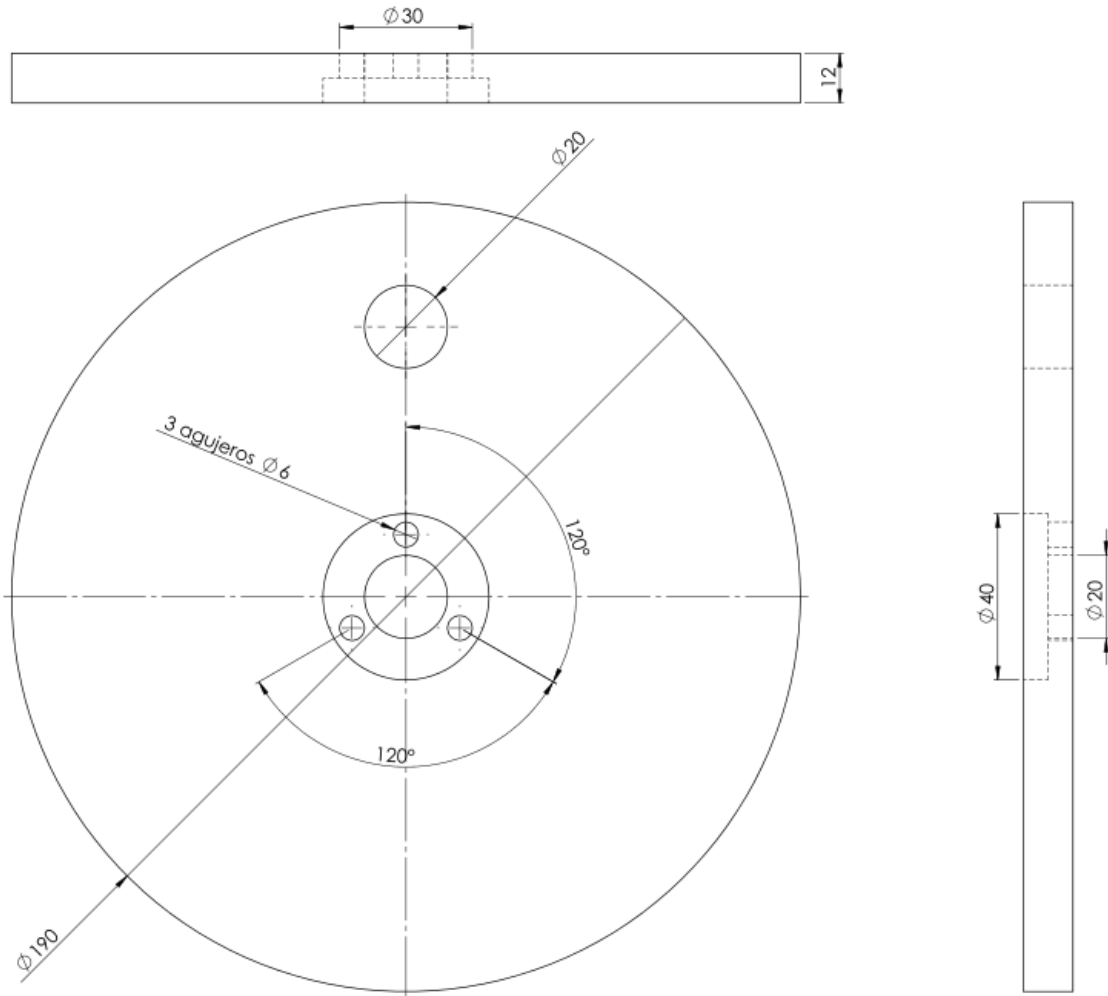
ANEXO No. 11

Soporte móvil de la probeta.



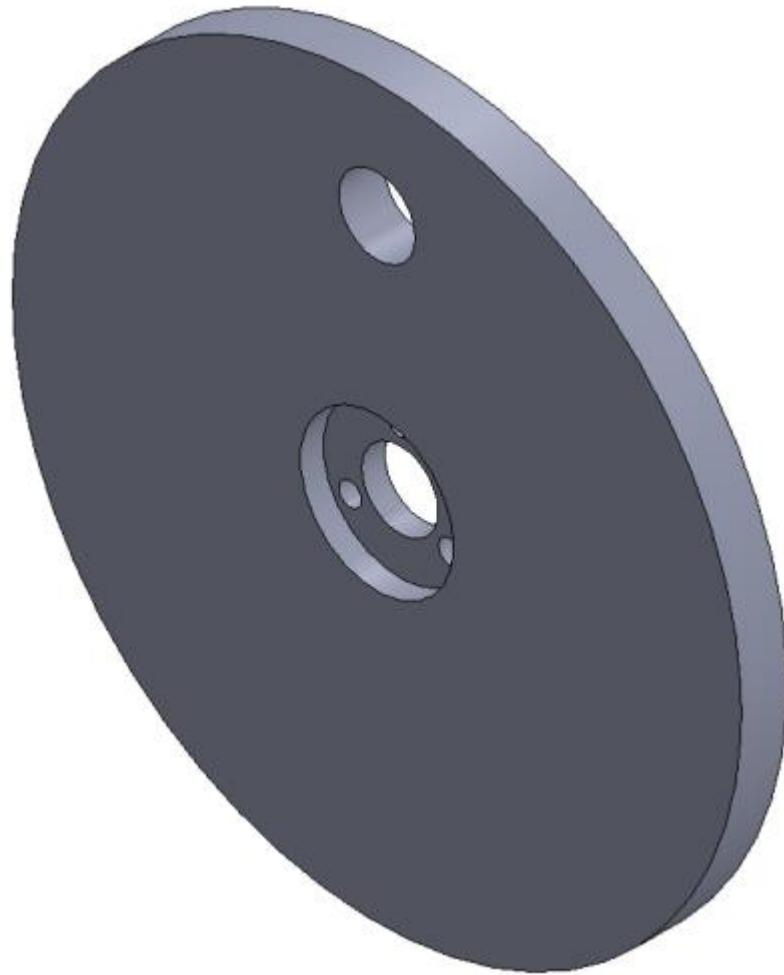
ANEXO No. 12

Disco o volante motriz del mecanismo de cuatro barras.



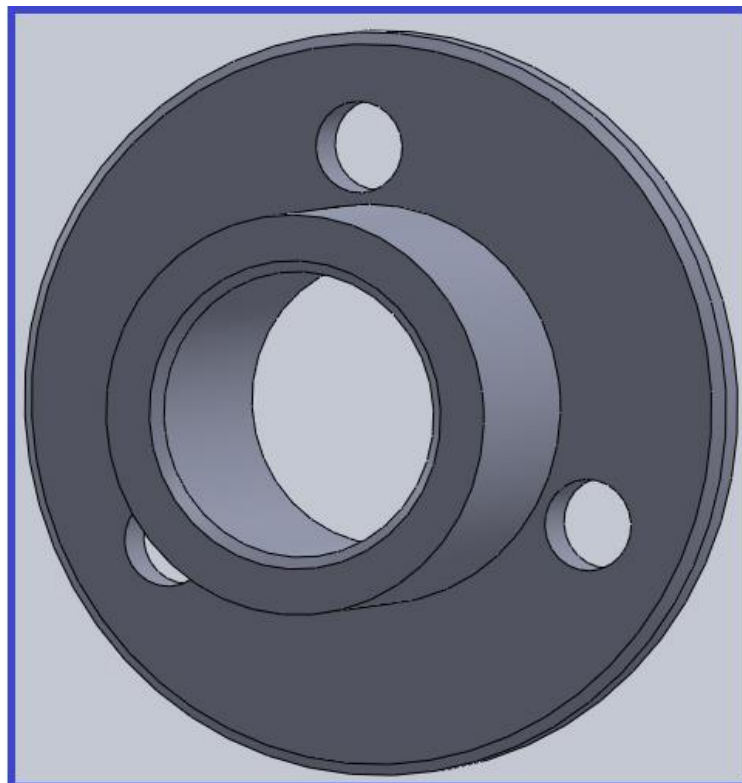
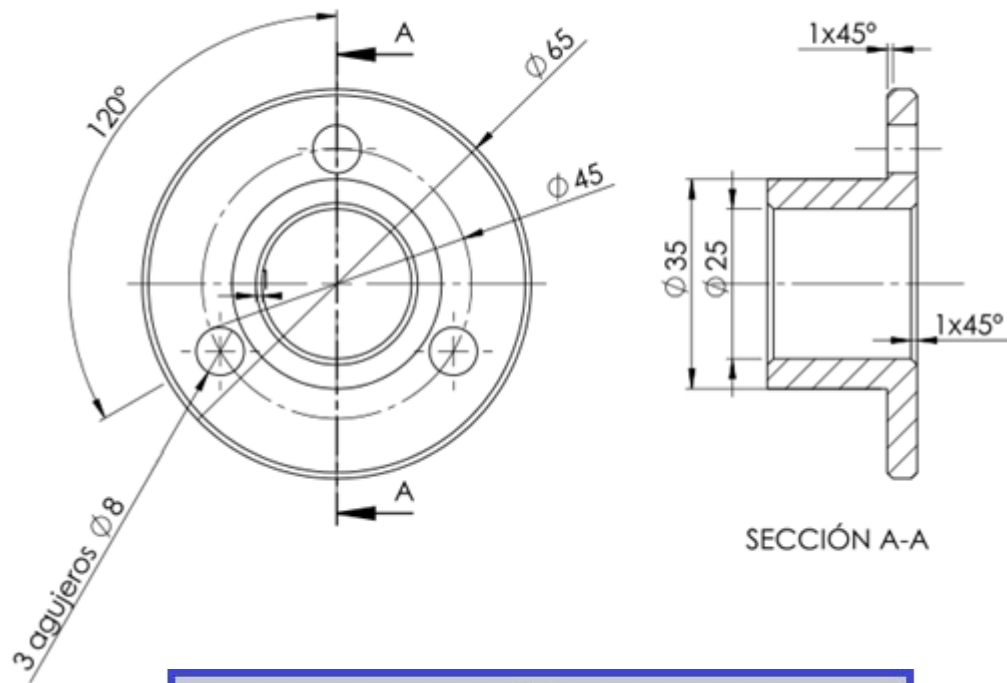
ANEXO No. 13

Volante en 3D



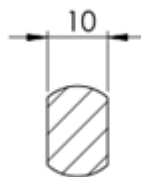
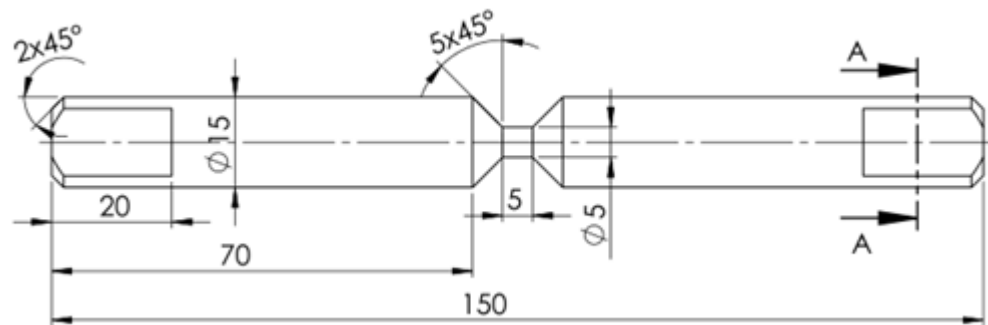
ANEXO No. 14

Acoplamiento del volante con el árbol de salida del reductor.

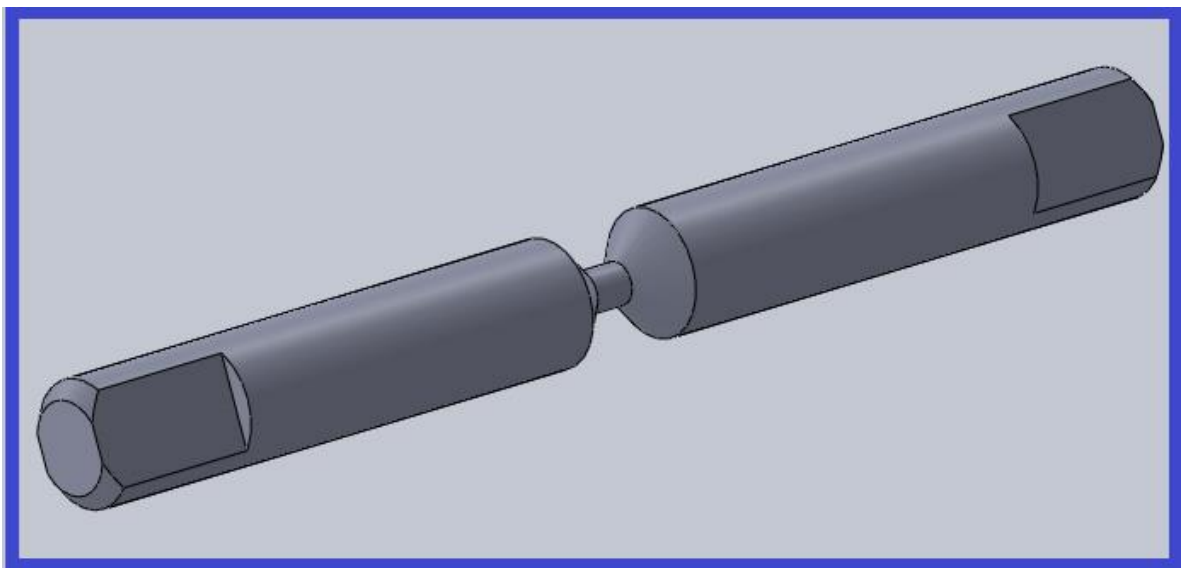


ANEXO No. 15

Probeta para ensayo (no estandarizada).



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



ANEXO No. 16

Superficie de la probeta cortada después de realizado el ensayo de prueba.

(Vista No. 1)



(Vista No. 2)



(Vista No. 3)



(Vista No. 4)



(Vista No. 5)



(Vista No. 6)



(Vista No. 7)

