



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY

Alumno: Manuel Garrido Martínez

Tutor: Prof. D. Luis Felipe Sesé

Cotutor: Prof. D. Fernando Suárez Guerra

Depto.: Ing. Mecánica y Minera

Julio, 2019



UNIVERSIDAD DE JAÉN

Escuela Politécnica Superior de Linares

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY

Depto.: Ing. Mecánica y Minera

Julio, 2019

Tutores:

Fdo.: Luis Felipe Sesé

Fdo.: Fernando Suárez Guerra

Alumno:

Fdo.: Manuel Garrido Martínez

ÍNDICE DE CONTENIDO

1. RESUMEN.....	1
2. INTRODUCCIÓN.....	2
2.1. Antecedentes e interés.....	2
2.2. Propiedades mecánicas de los materiales.	3
2.3. Ensayos.....	5
2.4. Norma ISO.....	6
2.5. Simulación de materiales metálicos mediante elementos finitos.	7
3. OBJETIVOS.....	8
3.1. Objetivo principal.	8
3.2. Objetivos secundarios.....	8
4. FUNDAMENTOS.....	9
4.1. Tenacidad y resiliencia.	9
4.2. Teoría de la fractura.....	10
4.3. Ensayo de impacto.	11
4.4. Probetas.	15
4.5. Condiciones de contorno del diseño.	17
4.5.1. <i>Condiciones de contorno por norma.</i>	<i>17</i>
4.5.2. <i>Condiciones de contorno por limitación de diseño.</i>	<i>19</i>
5. METODOLOGÍA.....	19
5.1. Planteamiento y planificación del diseño.....	19
5.2. Restricciones. Rango de energía y masa.	20
5.3. Diseño y representación. Evolución.....	23
5.4. Materiales seleccionados.	42
5.5. Cálculos justificativos y de selección.....	45
5.5.1. <i>Cálculo de rodamientos.....</i>	<i>45</i>
5.5.2. <i>Cálculo de la sección del eje del péndulo.</i>	<i>48</i>
5.5.3. <i>Cálculo a pandeo.....</i>	<i>52</i>
5.5.4. <i>Cálculo del sistema de retención.....</i>	<i>57</i>
5.5.5. <i>Cálculo de la sujeción del eje de freno.....</i>	<i>60</i>
5.5.6. <i>Cálculo de uniones atornilladas.....</i>	<i>62</i>
5.5.7. <i>Cálculo de resistencia de la polea.....</i>	<i>64</i>
6. RESULTADO. DISEÑO FINAL.	66

7. SIMULACIÓN EN ABAQUS MEDIANTE MODELO JOHNSON COOK. .	68
8. CONCLUSIONES.....	73
9. RECOMENDACIONES.....	74
10. PLANOS.....	75
11. ANEXOS.	76
11.1. Anexo 1. Dimensiones y tolerancias de las probetas.	77
11.2. Anexo 2. Catálogo escuadras item.	78
11.3. Anexo 3. Catálogo de los rodamientos TIMKEN.	79
11.4. Anexo 4. Catálogo de la pinza de freno RINGSPANN.	83
11.5. Anexo 5. Catálogo FASTEN para jaula.	84
11.6. Anexo 6. Catálogo sensor EC11B.....	85
11.7. Anexo 7. Procedimiento y resultados obtenidos en la simulación.....	86
12. BIBLIOGRAFÍA.....	91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Curva tensión - deformación [16].	4
Figura 2. Ensayo con péndulo de Charpy [5].	5
Figura 3. Diferencia entre el ensayo Charpy e Izod [18].	6
Figura 4. Curva tensión - deformación para un material genérico.	9
Figura 5. Modos de propagación de grieta [4, p. 233].	10
Figura 6. Ángulos de caída y salida [17].	12
Figura 7. Sección fracturada de la probeta [17].	13
Figura 8. Resiliencia a diferentes velocidades de aplicación de carga [17].	13
Figura 9. Resiliencia y temperatura [17].	14
Figura 10. Resiliencia y radio de entalla [17].	14
Figura 11. Concentrador de tensiones [17].	16
Figura 12. Probeta con entalla en V [7].	16
Figura 13. Probeta con entalla en U [7].	16
Figura 14. Elementos de la máquina.	23
Figura 15. Primer diseño del bastidor.	24
Figura 16. Base del bastidor.	25
Figura 17. Esqueleto de la base del bastidor.	25
Figura 18. Columna y escuadra.	26
Figura 19. Placa soporte principal.	26
Figura 20. Placa soporte retención izquierda y derecha.	27
Figura 21. Yunque.	27
Figura 22. Eje principal y detalle del agujero para el sensor.	28
Figura 23. Eje del péndulo.	29
Figura 24. Maza.	29
Figura 25. Percutor de 8 mm.	30
Figura 26. Eje de la retención.	31
Figura 27. Retención.	31
Figura 28. Palanca del sistema de retención.	32
Figura 29. Tapa pasante.	32
Figura 30. Casquillo eje principal.	33
Figura 31. Casquillo eje retención.	33
Figura 32. Tope casquillo.	34

Figura 33. Casquillo eje del freno.	34
Figura 34. Rodamiento Timken LSM40BXHS.	35
Figura 35. Rodamiento DIN 722.	35
Figura 36. Rodamiento Timken SUCSP206F.	36
Figura 37. Disco de freno.	36
Figura 38. Pinza de freno.....	37
Figura 39. Eje del freno.	37
Figura 40. Sujeción del eje.	37
Figura 41. Elevación.....	38
Figura 42. Sujeción, polea y eje.	38
Figura 43. Esquema del sistema de elevación (izquierda) y cabestrante (derecha) [20].	39
Figura 44. Jaula.....	40
Figura 45. Encoder EC11B [21].	40
Figura 46. Diagrama del péndulo antes del impacto [19].	48
Figura 47. Diagrama del péndulo después del impacto [19].	48
Figura 48. Diagrama sección del péndulo.	50
Figura 49. Sección de pandeo.....	52
Figura 50. Pandeo con carga excéntrica.	54
Figura 51. Gráfica genérica para pandeo con carga excéntrica [4, p. 178].	55
Figura 52. Diagrama sólido retención.	57
Figura 53. Diagrama garra.....	58
Figura 54. Esquema de la situación general y diagrama de la sujeción.	60
Figura 55. Diagrama de la polea.....	64
Figura 56. Diseño final con vista en perspectiva (izquierda) y frontal (derecha).	66
Figura 57. Distancia entre percutor y probeta (izquierda) y entre apoyos (derecha).	67
Figura 58. Diseño final dentro de la jaula.	67
Figura 59. Resultados del impacto inicial.	70
Figura 60. Resultados de la fractura inicial.	71
Figura 61. Resultados de la fractura avanzada.	71
Figura 62. Resultados de los desplazamientos.	72
Figura 63. Plano del rodamiento LSM40BXHS [22].	80
Figura 64. Plano del rodamiento SUCSP206/F [22].	82
Figura 65. Modelos del percutor y probeta.....	86
Figura 66. Comportamiento del material del percutor.	86

Figura 67. Comportamiento del material de la probeta.	87
Figura 68. Secciones de la probeta.	87
Figura 69. Ensamblaje del percutor y la probeta.	87
Figura 70. Step.....	88
Figura 71. Interacción de contacto entre el percutor y la probeta.	88
Figura 72. Condiciones de contorno del percutor.....	88
Figura 73. Condiciones de contorno de la probeta.	89
Figura 74. Condición inicial del percutor.	89
Figura 75. Mallado.	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Energía absorbida por diferentes aceros [15].	20
Tabla 2. Configuraciones posibles para el péndulo.	22
Tabla 3. Acero AISI 1045.	42
Tabla 4. Acero AISI 4820.	43
Tabla 5. Bronce.	43
Tabla 6. Hormigón.	44
Tabla 7. ABS.	44
Tabla 8. Recomendaciones de vida para rodamientos [4].	45
Tabla 9. Factores de aplicación de carga [4].	45
Tabla 10. Datos de los tornillos seleccionados.	62
Tabla 11. Resistencia a tracción.	63
Tabla 12. Resistencia a cortante.	63
Tabla 13. Propiedades mecánicas del ABS para impresión 3D.	64
Tabla 14. Parámetros del modelo para el comportamiento plástico.	70
Tabla 15. Parámetros del modelo para el comportamiento de la fractura.	70
Tabla 16. Dimensiones y tolerancias de las probetas [7].	77
Tabla 17. Especificaciones del rodamiento LSM40BXHS.	79
Tabla 18. Características del rodamiento LSM40BXHS.	79
Tabla 19. Especificaciones del rodamiento SUCSP206/F.	81
Tabla 20. Características del rodamiento SUCSP206/F.	81

1. RESUMEN.

La Escuela Politécnica Superior de Linares cuenta con laboratorios asociados a áreas como la de Ing. Mecánica o la de Medios Continuos y Teoría de Estructuras, donde se realizan diferentes ensayos, a nivel docente e investigador, con la intención de determinar las propiedades mecánicas de los materiales. Dentro de las tareas docentes, se realizan prácticas guiadas en las enseñanzas de grado, máster, así como la realización de trabajos finales grado/máster. Sin embargo, estos laboratorios no cuentan con una máquina de ensayos de impacto con péndulo de Charpy, cuyo objetivo es medir la energía que absorbe una probeta de un material seleccionado después de fracturarse tras un impacto, lo que permite estimar la tenacidad de un material. El ensayo está normalizado siguiendo las normas ISO 148 y sus derivaciones.

Por este motivo, en este Trabajo Final de Grado se pretende diseñar un prototipo que pudiera ser fabricado y empleado en los laboratorios de la EPS de Linares. Para el diseño del prototipo se realizó una investigación del rango de energías que absorben los materiales metálicos, con el fin de acotar la energía que debe desarrollar la máquina. En función de esta energía, se comenzó el diseño de las piezas, teniendo en cuenta su función, colocación, zona de trabajo y si están normalizadas. Los materiales seleccionados para cada una de ellas dependen de su objetivo individual, definiendo materiales más resistentes para las piezas sometidas a mayor esfuerzo. Se realizaron ciertos cálculos justificativos, para asegurar la integridad estructural de la máquina y sus elementos.

Finalmente, se realizó una simulación mediante software de elementos finitos, en este caso, ABAQUS. Se utilizó un modelo de impacto denominado Modelo de Johnson Cook, que, a partir de una serie de parámetros dependientes del material, determina las tensiones a las que está sometido el elemento estudiado. De esta forma, se puede aproximar la fractura del material.

2. INTRODUCCIÓN.

2.1. Antecedentes e interés.

A lo largo de la historia, la aplicación de diferentes materiales en la etapa del diseño ingenieril ha dado origen a muchos problemas y dificultades. Con el aumento progresivo del uso de materiales metálicos, en la mayoría de estructuras se producían fallos catastróficos inesperados. Fue entonces la Industria Naval la que despertó el interés en el desarrollo de la Mecánica de la Fractura, debido a la gran cantidad de accidentes producidos entre los años 40 y 50. [1, pp. 15-16]

El problema de la fractura frágil se hizo especialmente notable por los fallos de construcción de buques durante la Segunda Guerra Mundial. Se fabricaron aproximadamente 3000 buques Liberty, adoptando una técnica de fabricación consistente en cascos de buques enteramente soldados. De todos estos buques, 1289 presentaron roturas considerables, 233 presentaron roturas frágiles especialmente graves y 12 se partieron en dos. Incluso algunos de ellos se rompieron en los muelles, sin estar sobrecargos, por la acción del frío. [1, pp. 16-18]

De esta forma, se inició desarrollo de la Mecánica de la Fractura, siendo uno de los campos de mayor interés en la actualidad, al permitir estudiar y analizar la rotura de los materiales y las estructuras compuestas por éstos mismos. Pertenece a la mecánica de los sólidos deformables, y se encarga del estudio de la integridad de diferentes materiales, teniendo en cuenta la formación y propagación de los defectos o grietas presentes en los mismos.

A lo largo de la historia, se han desarrollado modelos de la mecánica de la fractura cuyo objetivo era explicar el fallo de los materiales. Dos de las personas más importantes en este ámbito fueron el ingeniero Alan Arnold Griffith, con su relación energética y el científico George Rankine Irwin, que posteriormente modificó el modelo original de Griffith [1].

Sin embargo, las pruebas de resistencia al fallo de los materiales, utilizando la mecánica de la fractura tienen un elevado costo. Es por esto que se recurre a pruebas con mayor simplicidad y menor presupuesto pero que otorgan la información precisa y necesaria sobre las propiedades requeridas para la selección de los materiales.

2.2. Propiedades mecánicas de los materiales.

En el ámbito de la ingeniería, en la mayoría de ocasiones es necesario conocer una o varias propiedades de los materiales que se van a utilizar en la producción de algún elemento individual que, finalmente, compondrá una máquina, estructura o construcción.

Estas propiedades físicas de los materiales describen su comportamiento ante la aplicación de fuerzas de tracción, compresión y torsión. Existen diferentes propiedades mecánicas como son: dureza, plasticidad, maleabilidad, elasticidad, tenacidad, resiliencia, etc. [2].

La dureza, definida como la oposición que ofrecen los materiales a ser rayados, penetrados o abrasados.

La plasticidad, que es la capacidad de un material de deformarse permanentemente estando sometido a tensiones por encima de su límite elástico.

La maleabilidad, definida como la propiedad de adquirir una deformación aplicando compresión sin llegar a la rotura.

La elasticidad, que es la propiedad mecánica de ciertos materiales de sufrir deformaciones reversibles cuando se les aplica fuerzas externas y recuperar su forma original si éstas cesan.

Sin embargo, las propiedades más importantes a definir dentro de este estudio son las relacionadas con la resistencia al impacto y la fractura del material. En este caso, la tenacidad y la resiliencia, cuya diferencia y relación se explicará más adelante pormenorizadamente. También se han de tener en cuenta la fragilidad y la ductilidad de los materiales, que repercutirán directamente en el tipo de fractura de los mismos.

Las propiedades de fractura están íntimamente relacionadas con la curva tensión – deformación de los materiales, obtenida mediante un ensayo de tracción y que permite diferenciar zonas que afectan directamente al comportamiento elástico o plástico de un material en cuestión.

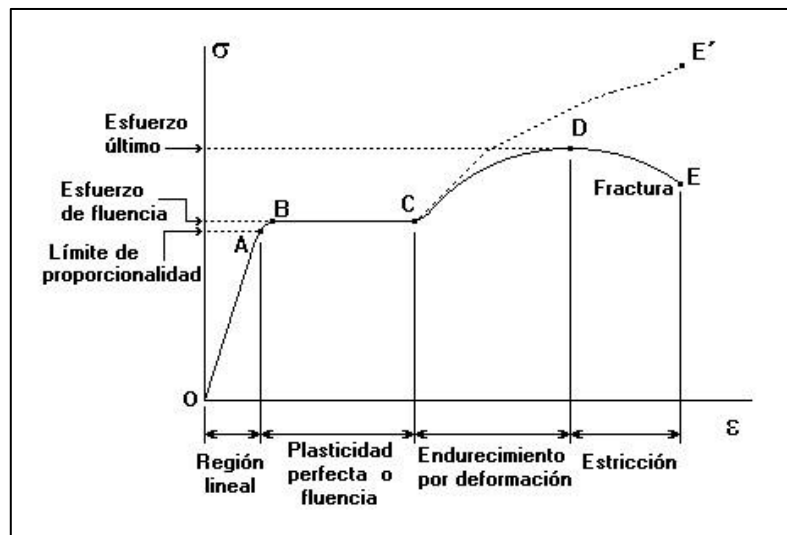


Figura 1. Curva tensión - deformación [16].

En ella podemos diferenciar cuatro zonas fundamentales:

1. **Región lineal o zona elástica:** las deformaciones son completamente elásticas y reversibles si cesa la carga que las provoca. Al ser lineal, el coeficiente que relaciona la tensión con la deformación (pendiente de la recta) es denominado módulo de elasticidad o de Young, parámetro que se utilizará en apartados posteriores.
2. **Zona de fluencia o cedencia:** se produce una deformación brusca del material sin que la carga se haya incrementado.
3. **Zona plástica o de deformaciones plásticas:** en este momento, si la carga aplicada cesa el material recuperará parcialmente su forma, habiendo quedado parte del mismo deformado permanentemente.
4. **Estricción:** la sección de la probeta comienza a reducirse acusadamente, acumulándose las deformaciones en esa zona hasta la rotura completa de la probeta.

2.3. Ensayos.

Los ensayos de impacto están afectados por las condiciones externas que definen el ensayo, como puede ser la velocidad de aplicación de carga, tamaños y formas de las probetas, temperatura externa durante el ensayo, etc. Es por esto que pueden existir diferentes procedimientos para estimar la tenacidad de un material, como son, Charpy, Izod, tracción dinámica, torre de impacto, etc.

El ensayo en el que se centra este estudio técnico es el de impacto con péndulo de Charpy, ideado por Georges Charpy. Existe una variante que utiliza el mismo péndulo, denominada ensayo Izod. El ensayo consiste en dejar caer una masa (m) desde una altura inicial h_o para que golpee una probeta de un material específico ensayada a flexión por 3 puntos, los dos apoyos y el impacto.

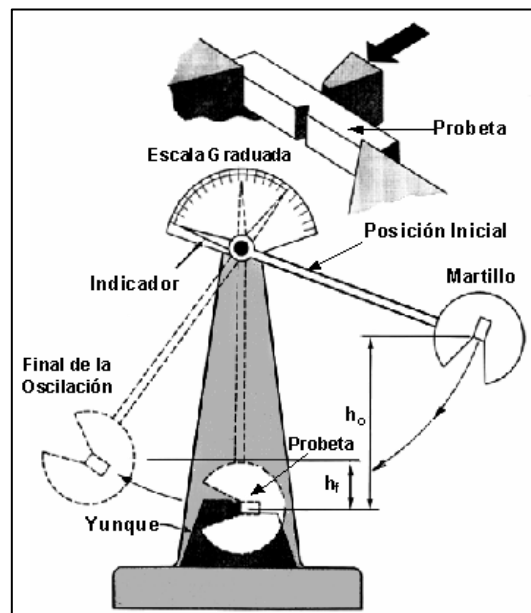


Figura 2. Ensayo con péndulo de Charpy [5].

Esta probeta debe tener una entalla, siendo golpeada por el lado contrario a la misma si es ensayo Charpy, o en su dirección si es ensayo Izod. Por último, h_f será la altura final del péndulo.

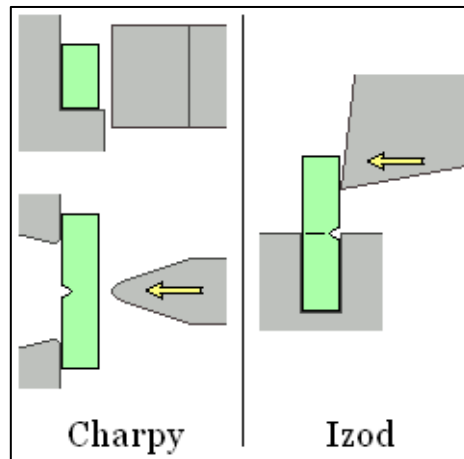


Figura 3. Diferencia entre el ensayo Charpy e Izod [18].

A pesar de que este método sirve para estimar la tenacidad de un material, de forma estricta la unidad de medida del ensayo es la resiliencia, definida como el cociente de la energía absorbida por el material, E_a y la sección de la rotura de la probeta, S_f tras la realización del ensayo.

2.4. Norma ISO.

La norma UNE-EN ISO 148, con sus correspondientes apartados, marca las directrices y consideraciones que se han de cumplir para poder realizar el ensayo correctamente. Esta norma se divide en tres, y en cada una de ellas, se hace referencia a las distintas especificaciones requeridas, ya sean geométricas, de verificación de la máquina o ensayos.

En la norma UNE-EN ISO 13849 y sus correspondientes apartados, se describen diferentes criterios de seguridad, así como especificaciones y otras consideraciones relativas a las máquinas. Se divide en dos partes diferenciadas, la primera más general, relativa al diseño y la segunda, más concreta.

- **UNE-EN ISO 148-1** Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte 1: Método de ensayo [7].

En esta parte de la norma ISO 148 se especifica el método de ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy que se aplica para determinar la energía absorbida en materiales metálicos.

- **UNE-EN ISO 148-2** Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte 2: Verificación de las máquinas de ensayo [8].

Esta parte de la norma ISO 148 cubre la verificación de las máquinas de impacto con péndulo, teniendo en cuenta sus elementos constructivos, así como su comportamiento global y calidad de los resultados obtenidos.

- **UNE-EN ISO 148-3** Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte 3: Preparación y caracterización de las probetas Charpy con entalla en V para la verificación indirecta de las máquinas de ensayo de impacto con péndulo [9].

En la última parte de la norma ISO 148 se especifican los requisitos, preparación y métodos para cualificar las probetas utilizadas en las máquinas de ensayo con péndulo.

- **UNE-EN ISO 13849-1** Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño [10].

Norma de seguridad que proporciona requisitos de seguridad y orientación sobre los principios para el diseño.

- **UNE-EN ISO 13849-2** Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 2: Validación [11].

Última parte de la norma de seguridad para máquinas de amplia gama donde se especifican procedimientos y condiciones de las funciones de seguridad.

2.5. Simulación de materiales metálicos mediante elementos finitos.

La simulación de la rotura en materiales metálicos se realiza mediante la introducción de modelos de fractura que utilizan ecuaciones para determinar la fractura dúctil o frágil de los materiales, utilizando o no ciertos parámetros característicos de los mismos, dependiendo del modelo utilizado.

Algunos de los modelos más conocidos que simulan la fractura, son el Modelo de Gurson y el Modelo de Johnson Cook. El primero de ellos, contempla la aparición y el daño en el material y se aplica principalmente en materiales dúctiles, sin embargo, el software que se utilizará en posteriores apartados permite la utilización del Modelo de Johnson Cook [14].

3. OBJETIVOS.

3.1. Objetivo principal.

- Diseño de un péndulo de impacto con péndulo de Charpy para ensayar la resiliencia y tenacidad de materiales metálicos.

3.2. Objetivos secundarios.

- Definir los requisitos de diseño en función de los parámetros establecidos por las normas UNE-EN ISO 148-1, UNE-EN ISO 148-2 y UNE-EN ISO 148-3.
- Definir los requisitos de diseño en función de las condiciones de limitación de diseño establecidas.
- Posibilidad de fabricación y montaje dentro de la EPS de Linares.
- Estudio mediante elementos finitos de una simulación del ensayo mediante modelo de impacto Johnson Cook.

4. FUNDAMENTOS.

4.1. Tenacidad y resiliencia.

En la industria se encuentran materiales que han de ser puestos a prueba para determinar ciertas propiedades mecánicas específicas, de manera que cumplan los requisitos estipulados para que puedan ejercer la función que se les requiere.

Una de estas propiedades mecánicas previamente mencionada, es la tenacidad, una medida de la capacidad que tiene un material para absorber energía durante su deformación hasta su rotura. Esta propiedad es única para cada tipo de material y además depende tanto de las impurezas o imperfecciones que pueda contener el material ensayado como de las condiciones externas al mismo.

Sin embargo, a menudo se confunde con otra propiedad cuya definición es parecida, siendo importante contemplar la diferencia entre ambas. Ésta es la resiliencia, cuya definición exacta sería la energía elástica de deformación que es capaz de recuperar un cuerpo que ha sido deformado cuando cesa la carga que está provocando tal deformación. Se corresponde con el trabajo externo que se realiza para deformar un material hasta su límite elástico.

Estrictamente, el ensayo Charpy o Izod mide la resiliencia de los materiales y no la tenacidad. A pesar de ello, en la mayoría de ocasiones se indica que estos ensayos estiman la tenacidad de los materiales ya que ésta tiene una relación monótona creciente, esto es, que cuando un material presenta mayor resiliencia que otro, también tiene mayor tenacidad, aunque la relación no sea lineal.

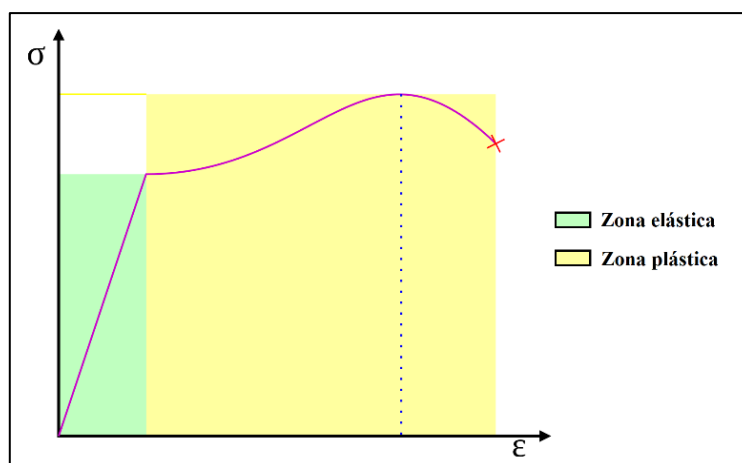


Figura 4. Curva tensión - deformación para un material genérico.

En la Figura 4, se puede observar la diferencia entre la resiliencia y la tenacidad. La primera de ellas, se corresponde con el área debajo de la curva tensión – deformación, en color verde, llegando hasta el límite elástico del material. La segunda, además del área anterior, añade la que se encuentra debajo de la misma curva, llegando hasta la fractura del material, en color amarillo. Es por esto que la tenacidad es siempre mayor que la resiliencia a pesar de que la relación no es lineal.

4.2. Teoría de la fractura.

La teoría o mecánica de la fractura se basa en la idea de la existencia de grietas en los materiales y que éstas crecen y se propagan hasta un momento crítica en el que la pieza o elemento de este material, es retirado del servicio debido a la rotura inminente del mismo. El cálculo de la propagación de grietas es posible en materiales relativamente frágiles (fractura sin fluencia que ocurre a través de la sección transversal fracturada) para los que la energía de deformación se ha medido minuciosamente [4].

Existen tres modos de propagación de la grieta, siendo el modo I el más común denominado “modo de propagación de la grieta en apertura”. El modo II es el correspondiente al deslizamiento debido a un esfuerzo cortante dentro del plano y el III el de desprendimiento debido a un esfuerzo cortante fuera del plano [4].

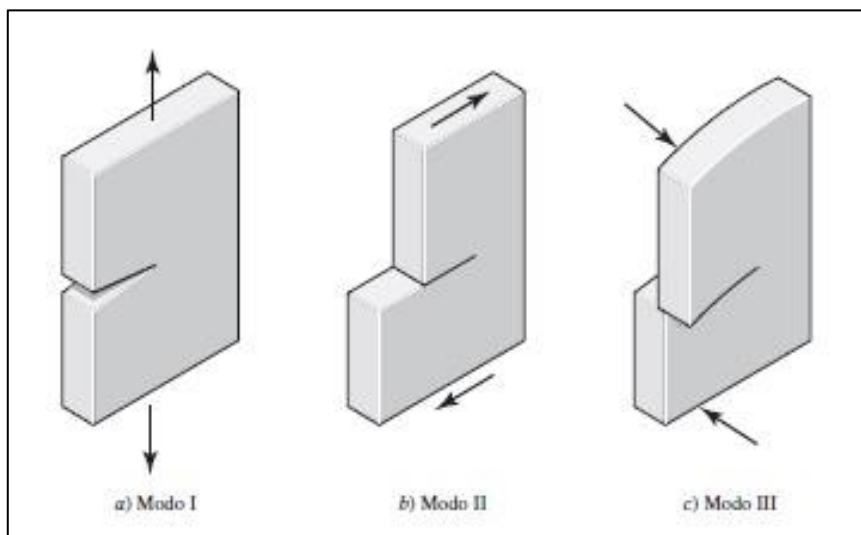


Figura 5. Modos de propagación de grieta [4, p. 233].

Se define comúnmente, para el modo I un factor K denominado *factor de intensidad de tensiones*.

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi a} \quad (1)$$

Cuando este factor alcanza en magnitud un valor crítico, se inicia la propagación de la grieta que finalmente provocará la rotura del material. El factor entonces se denomina *factor de intensidad de tensiones crítico* (K_{IC}) o *tenacidad a la fractura*. Éste depende del material, del modo de propagación de la grieta, de las cargas, temperatura, etc. [4].

La tenacidad a la fractura tiene una naturaleza cuantitativa ya que se determina una propiedad dependiente y exclusiva del material (K_{IC}). Sin embargo, la naturaleza del método de ensayo en el que se centra este Trabajo de Fin de Grado es cualitativa y se explicará por qué en un apartado posterior [5].

4.3. Ensayo de impacto.

En la actualidad, existen diferentes métodos para estimar la tenacidad de un material, como pueden ser el ensayo de tracción por choque, tracción dinámica, etc. Alguno de los más conocidos son el ensayo por torre de impacto y el de péndulo de Charpy. El primero de ellos consiste en una torre provista de un percutor cuya trayectoria es vertical al que se le puede conferir una determinada velocidad asociada a una energía. El percutor impacta en la probeta efectuando un solo golpe mientras que unas galgas extensiométricas dispuestas en la misma registran la fuerza ejercida en cada instante de tiempo. Sin embargo, el ensayo en el que se centra este Trabajo de Fin de Grado es el ensayo de impacto con péndulo de Charpy. Éste es de tipo dinámico y destructivo, pues la probeta del material ensayado debe fracturarse durante el mismo a partir de la aplicación de una carga en un instante de tiempo muy pequeño, denominado impacto. El ensayo con péndulo de Charpy también es denominado en ocasiones ensayo de flexión por choque [6] debido a que la rotura se produce después de la flexión de la probeta.

Durante el ensayo, tal y como se observa en la Figura 2, el péndulo inicia su movimiento desde una altura inicial h_o , describe un arco y posteriormente golpea la probeta, fracturándola. Finalmente, el péndulo continúa su movimiento hasta alcanzar una altura final h_f .

La energía que absorbe la probeta, despreciando las energías de rozamiento, es medida como la diferencia de energías potenciales existente entre la posición inicial del péndulo, y la posición final. La longitud del brazo del péndulo y la masa son datos que se pueden determinar y conocer, sin embargo, la altura final es difícil de medir, por tanto, la energía se calcula en función de los ángulos de caída (α) y salida (β).

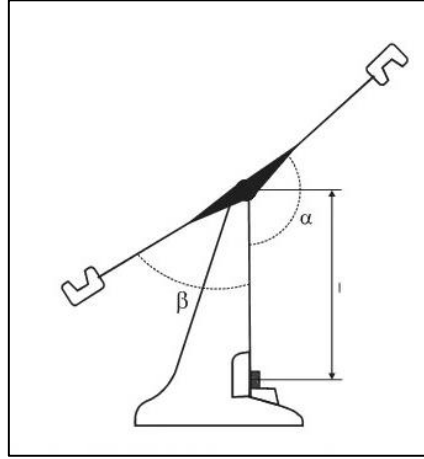


Figura 6. Ángulos de caída y salida [17].

En el cálculo de la energía absorbida por el material se desprecia la pérdida por fricción, que incluye tanto el rozamiento de la aguja indicadora, si la máquina posee indicador analógico, tanto como el de los rodamientos. La determinación de cada una de las energías perdidas por rozamiento se indica en la norma [7, p. 13].

Para el material, mediante la conservación de la energía:

$$E_{\text{caída}} = g \cdot m \cdot l \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (2)$$

$$E_{\text{salida}} = g \cdot m \cdot l \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (3)$$

$$E_a = E_{\text{caída}} - E_{\text{salida}} = g \cdot m \cdot l \cdot (\cos(\beta) - \cos(\alpha)) \quad (4)$$

La principal diferencia entre un ensayo Charpy y uno Izod es la colocación de la probeta tal y como se observa en la Figura 3. Además, el ensayo de impacto Izod se suele utilizar con materiales no metálicos.

Una vez se conoce la energía potencial absorbida por el material (E_a), se divide entre la sección fracturada de la probeta (S_f), obteniendo la resiliencia (ρ).

$$\rho = \frac{E_a}{S_f} \quad (5)$$

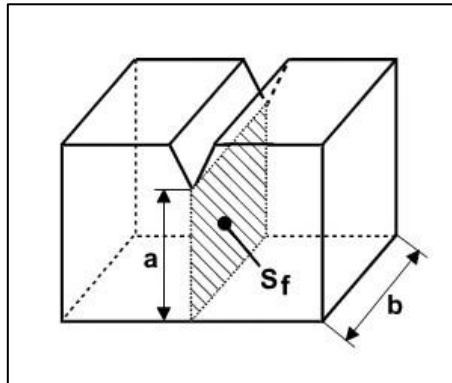


Figura 7. Sección fracturada de la probeta [17].

Las probetas pueden sufrir distintos tipos de fractura a la hora de recibir el impacto. Se diferencia entre fractura de tipo frágil y tipo dúctil dependiendo de la deformación plástica que haya sufrido el material. Si presenta una deformación plástica elevada y además alta absorción de energía, se denomina rotura dúctil. Por otro lado, si apenas existe deformación plástica y además se ha absorbido poca energía, se denomina rotura frágil.

Existen factores que afectan directamente a la resiliencia de un material, como es la velocidad de aplicación de la carga. La resiliencia es inversamente proporcional a la velocidad de aplicación, es decir, a menor velocidad de impacto, la resiliencia del material será mayor y a velocidades mayores será menor.

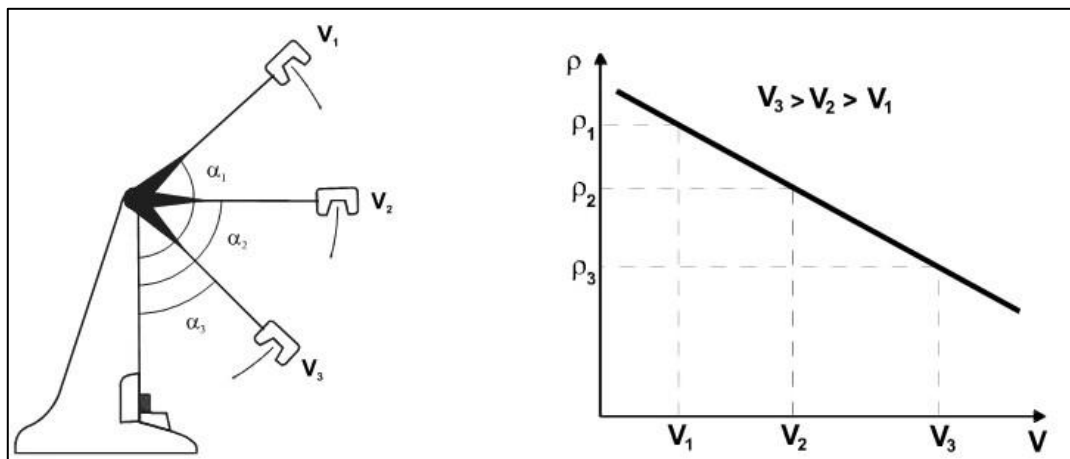


Figura 8. Resiliencia a diferentes velocidades de aplicación de carga [17].

Otro factor que afecta de forma determinante es la temperatura, que esta vez es directamente proporcional, es decir, al disminuir la temperatura, disminuye la resiliencia, ya que a menores temperaturas los materiales se fragilizan, siendo propensos a fracturarse.

La temperatura es el parámetro fundamental en el tipo de rotura de la probeta. A mayor temperatura, el material se comporta de forma dúctil aumentando la deformación producida antes de la fractura. Cuando la temperatura es menor, el material presenta fractura frágil, sin aparente deformación en el momento del impacto.

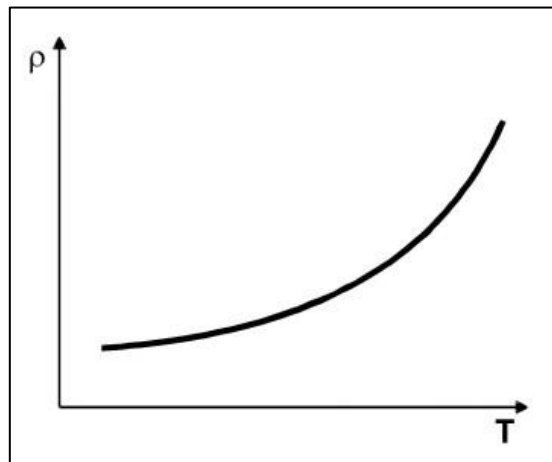


Figura 9. Resiliencia y temperatura [17].

El tercer factor que afecta directamente a la resiliencia es el ya mencionado radio de entalla. Si se incrementa el radio de entalla, aumenta la resiliencia pues el fenómeno de concentración de tensiones se reduce.

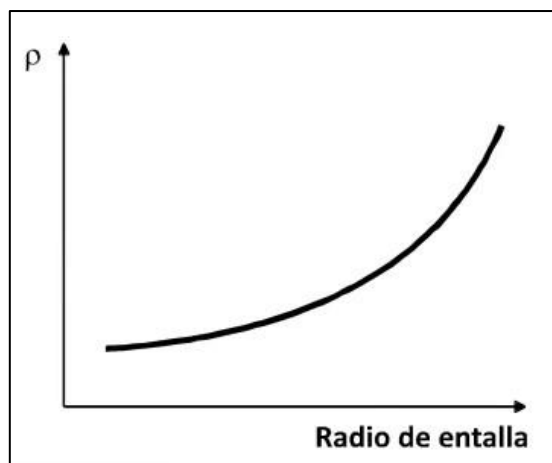


Figura 10. Resiliencia y radio de entalla [17].

Los resultados obtenidos en ensayos de impacto poseen un fin mayormente cualitativo, tal y como se expuso en el apartado 4.2, en lugar de cuantitativo. Las energías de impacto tienen un interés comparativo ya que los valores absolutos tienen escaso significado, esto es, como se expuso anteriormente, debido a que dependen de una serie de condiciones tanto internas como externas, además del tipo de ensayo utilizado. Por este motivo, si se desea conocer qué material sería óptimo para una utilización específica, se comparan los niveles de resiliencia obtenidos entre varios candidatos aplicando el mismo ensayo, conociendo así los requerimientos exigidos [5].

4.4. Probetas.

Las probetas utilizadas en los ensayos de impacto tipo Charpy están normalizadas y deben cumplir una serie de requisitos de tamaño y forma para, de esta manera, poder comparar los resultados obtenidos entre diferentes materiales ensayados.

Tal y como viene descrito en la norma [7, p. 11] “la probeta debe tener una longitud de 55 mm y una sección transversal cuadrada de 10 mm de lado. En el punto medio de su longitud debe tener una entalla en V o en U”.

Además, si no es posible obtener esta geometría en la probeta del material a ensayar, se utilizará una sección reducida de 7,5 mm, 5 mm o 2,5 mm.

La probeta será colocada en un soporte denominado yunque, apoyada en sus dos extremos de manera que su plano de simetría coincida, no variando más de 0,5 mm, con el plano medio que pasa entre los apoyos de los yunques. El percutor golpeará a la misma en el plano contrario al que se encuentra la entalla como se observa en la Figura 2.

Por otro lado, se debe asegurar la fractura de la probeta para que el ensayo se considere válido. Por ello, se realizan las entallas ya mencionadas en la cara contraria al impacto del percutor aumentando la tensión en la probeta mediante el fenómeno de concentrador de tensiones. Si no existe entalla, las tensiones se reparten uniformemente por la superficie de la probeta, sin embargo, al existir, se concentrarán las tensiones en la misma y de forma más acusada cuanto menor sea el radio de acuerdo.

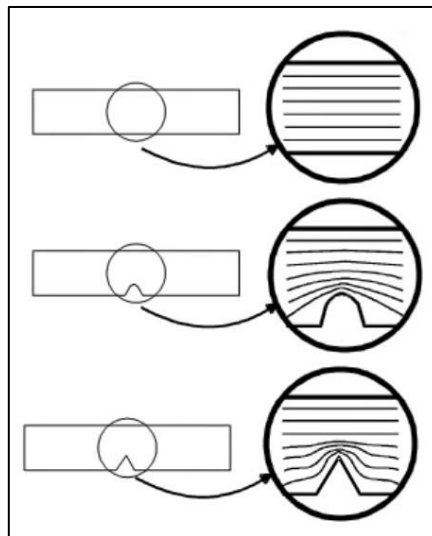


Figura 11. Concentrador de tensiones [17].

La tabla correspondiente a las cotas de las probetas y sus tolerancias, en función de la entalla escogida, se encuentra en el Anexo 1.

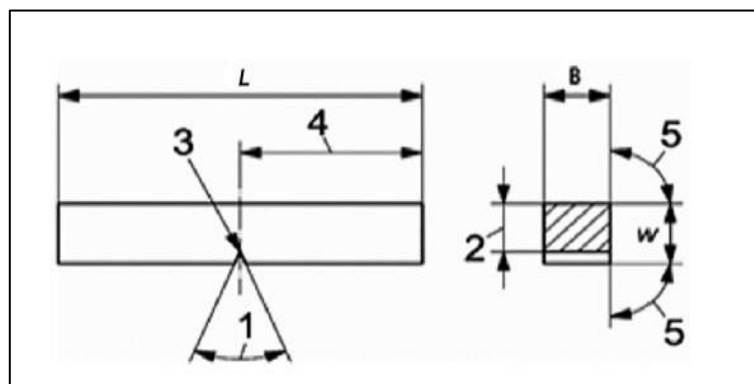


Figura 12. Probeta con entalla en V [7].

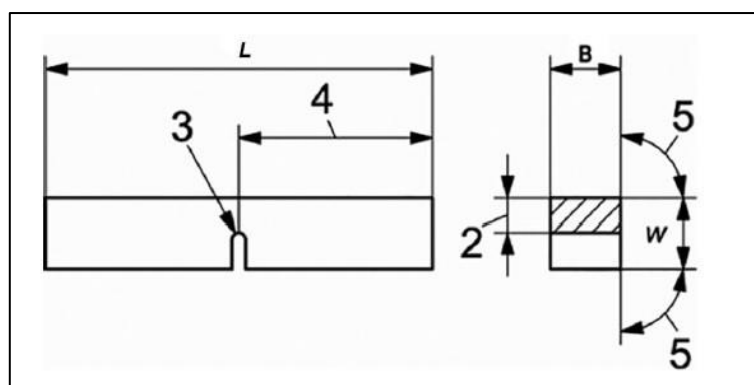


Figura 13. Probeta con entalla en U [7].

4.5. Condiciones de contorno del diseño.

4.5.1. Condiciones de contorno por norma.

A partir de la norma [8], se proponen las condiciones de contorno que afectan a cada uno de los elementos que, ensamblados, conformarán la máquina.

Condiciones de contorno:

1. Cimentación/instalación:

- 1.1. La masa de cimentación debe tener un mínimo de 40 veces la masa del péndulo.
- 1.2. No debe haber presentes vibraciones en el momento del ensayo por parte de la masa de cimentación de la máquina.

2. Bastidor de la máquina:

- 2.1. El borde de impacto del péndulo debe quedar a una distancia máxima de 2,5 mm de la probeta en el momento en el que cuelgue de forma libre.
- 2.2. El péndulo debe rotar en un plano perpendicular al eje de rotación del eje principal de la máquina.
- 2.3. El percutor acoplado al péndulo debe contactar en todo el espesor de la probeta en el momento del impacto.
- 2.4. El centro del percutor debe coincidir con el plano medio entre los yunques.
- 2.5. La masa de la base del bastidor debe ser al menos 12 veces la masa del péndulo.

3. Péndulo:

- 3.1. El ángulo de caída del péndulo puede ser mayor de 90°.
- 3.2. Las marcas de graduaciones de la escala deben corresponder aproximadamente a los valores de energía absorbida del 0%, 10%, 20%, 30%, 50% y 80% de la energía nominal.
- 3.3. La velocidad en el momento del impacto debe estar comprendida entre 5 y 5,5 m/s.

Esta velocidad puede ser calculada mediante conservación de energía:

$$E_{\text{caída}} = g \cdot m \cdot h = g \cdot m \cdot l \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (6)$$

$$E_{\text{cinética}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (7)$$

$$E_{\text{caída}} = E_{\text{cinética}} \quad (8)$$

Despejando:

$$v = \sqrt{2gl(1 - \cos(\beta))} \quad (9)$$

- 3.4. La energía absorbida por el rozamiento incluye la del aire y la de los rodamientos.
- 3.5. Existen y se pueden utilizar dos tipos de percutor, el de 2 mm y el de 8 mm.
- 3.6. La parte del percutor y maza que pasa entre yunques debe tener una anchura máxima comprendida entre 10 mm y 18 mm.
- 3.7. En el momento de impacto, la línea de impacto del percutor debe ser perpendicular con el eje horizontal de la probeta.
- 3.8. El mecanismo que libera el péndulo en su posición inicial y genera el movimiento pendular, no debe provocar una velocidad inicial, vibraciones o fuerzas laterales.
- 3.9. Si la máquina dispone de mecanismo de freno, deben existir medios para impedir que el freno pueda ser activado accidentalmente. Además, también debe existir un medio para desacoplar el mecanismo de freno, por ejemplo, durante la medición del periodo de las pérdidas por rozamiento.

4. Yunque y apoyos.

- 4.1. Los planos de las superficies de apoyo deben ser paralelos, y la distancia entre ellos no debe ser mayor a 0,1 mm. Los apoyos deben ser tales que el eje de la probeta sea paralelo al eje de rotación del péndulo.
- 4.2. Los planos que contienen las superficies del yunque enfrentadas a la probeta deben ser paralelos, y la distancia entre ellos no debe ser mayor de 0,1 mm. Los dos planos de apoyos y los yunques deben estar a 90° uno con respecto al otro.
- 4.3. Debe existir un espacio libre suficiente para asegurar que las probetas rotas puedan abandonar fácilmente la máquina con un mínimo de interferencia y sin rebote contra la maza antes de que el péndulo complete su oscilación. Ninguna parte del péndulo que pase entre los yunques debe ser mayor de 18 mm de anchura.
- 4.4. Si se utiliza una maza tipo C, las probetas no rebotarán siempre y cuando exista una distancia libre de cada extremo de la probeta de al menos 13 mm.

5. Equipo indicador:

5.1. Indicador analógico.

5.1.1. La escala debe estar graduada en unidades de ángulo o en unidades de energía.

5.2. Indicador digital.

5.2.1. La escala debe estar graduada en unidades de ángulo o en unidades de energía.

Con relación a la seguridad, se detallan en la norma [11] aspectos fundamentales de seguridad en máquinas, tales como la utilización de materiales apropiados fabricados adecuadamente, un correcto dimensionamiento de los elementos, adecuada disposición y montaje de los mismos, posiciones seguras, etc.

4.5.2. Condiciones de contorno por limitación de diseño.

Estas condiciones vienen impuestas por el límite espacio, tiempo, presupuesto y adición de elementos no normalizados. Es decir, la máquina debe tener un tamaño adecuado, adaptado al entorno de trabajo, por otro lado, se deben diseñar mecanismos que eviten procedimientos excesivamente complejos, que lleven demasiado tiempo o de elevado presupuesto. Además, se pretende colocar cámaras que permitan la toma de imágenes en el momento del impacto a alta velocidad. Estas condiciones se tendrán en cuenta en el diseño de los elementos, que se detallarán en un apartado posterior.

5. METODOLOGÍA.

5.1. Planteamiento y planificación del diseño.

El planteamiento de este diseño, como se comentó al principio del documento, surge de la ausencia de una máquina de ensayos tipo Charpy en el laboratorio de Ing. Mecánica en la Escuela Politécnica Superior de Linares.

Este ensayo es muy interesante ya que nos permite medir una propiedad específica de los materiales ensayados, ya sean metales o no metales, según el caso. Además, se pensó en proporcionar un punto de vista didáctico a la par que técnico-científico.

Respecto a la planificación, se comenzó por la búsqueda y análisis de la normativa vigente expuesta en el apartado 2.4, que detalla los requerimientos y especificaciones necesarios para que la máquina cumpla su cometido y el ensayo pueda realizarse correctamente.

Posteriormente se dio comienzo a la investigación de otras máquinas ya construidas, ya sea de forma presencial, en el laboratorio de materiales, o no presencial, en catálogos de empresas que se encargan específicamente del diseño y construcción de este tipo de maquinaria.

Finalmente se comenzó el diseño del prototipo de manera iterativa, ya que conforme avanzaba el diseño, surgían nuevas ideas o formas de abordar las complicaciones existentes. La evolución del mismo y de cada una de las partes que lo componen se observará en un apartado posterior.

5.2. Restricciones. Rango de energía y masa.

Por limitaciones de espacio en el laboratorio se fija una longitud de brazo del péndulo de 0,8 m.

Antes de comenzar con el diseño y representación de cada parte, se ha de tener en cuenta el rango de energía con el que la máquina puede trabajar, esto es, la energía máxima alcanzable por el péndulo durante su recorrido.

Por tanto, se realiza una investigación para estimar cuál es el rango de energía que absorben principalmente materiales metálicos como el acero.

AISI	TRATAMIENTO TÉRMICO	ENERGÍA CHARPY (J)
450	-	125-141
1020	Recocido a 871 °C	123,3
1035	-	27,1 – 33,9
1040	Normalizado a 900 °C	65
4320H	Templado a 845 °C	20
4620H	Templado a 900 °C	19

Tabla 1. Energía absorbida por diferentes aceros [15].

Por otro lado, se especifica en la norma [9, p. 12] que “las energías certificadas no deben exceder el 80 % de la capacidad de la máquina”. Teniendo en cuenta esta restricción, y tomando como valor de referencia el mayor valor de energía de la Tabla 1, la energía máxima que debe desarrollar el dispositivo sería de 176,25 J. Este valor se aumentó hasta los 250 J, para compensar las pérdidas por rozamiento y, además, tener un mayor uso futuro en el caso de que surjan nuevas aleaciones.

Una vez conocida la máxima energía que proporciona el prototipo, se puede determinar la masa pendular encargada de desarrollarla. Esto es teniendo en cuenta la energía desarrollada, junto a la velocidad y el ángulo de salida del péndulo.

Aplicando la ecuación (9) se obtiene, para un ángulo inicial $\beta = 120$:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,8 \text{ m} \cdot (1 - \cos(120))} = 4,852 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La masa, entonces, es la necesaria para que se produzca la energía cinética en el punto más bajo del péndulo, donde se encuentra la probeta, apoyada en los yunques.

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (10)$$

A partir de la ecuación (10), se obtiene:

$$m = \frac{2 \cdot E_c}{v^2} = \frac{2 \cdot 250 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2}}{4,852^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 21,239 \text{ kg}$$

Tal y como se explica en la norma [8] el rango de velocidades admisible debe ser de 5 a 5,5 m/s. Por tanto, a continuación, se presenta una tabla con todas las configuraciones posibles que cumplan el rango de velocidad establecido.

Ángulo de salida β (°)	Altura inicial (m)	Velocidad (m/s)	Masa (kg)
120	1,2	4,852	21,239
130	1,314	5,0779	19,391
140	1,413	5,265	18,0374
150	1,493	5,412	17,0708
160	1,552	5,518	16,421

Tabla 2. Configuraciones posibles para el péndulo.

Como se observa en la Tabla 2, para ángulos de salida de 120 y 160 grados respectivamente, se encuentran los límites de diseño admisibles por norma. Por tanto, se ha de elegir uno de los valores que se encuentra dentro de este rango. En este caso, se seleccionó un ángulo de salida de 150°.

5.3. Diseño y representación. Evolución.

Con los datos calculados anteriormente, se puede dar comienzo al diseño de cada una de los elementos del prototipo, exceptuando los elementos comerciales.

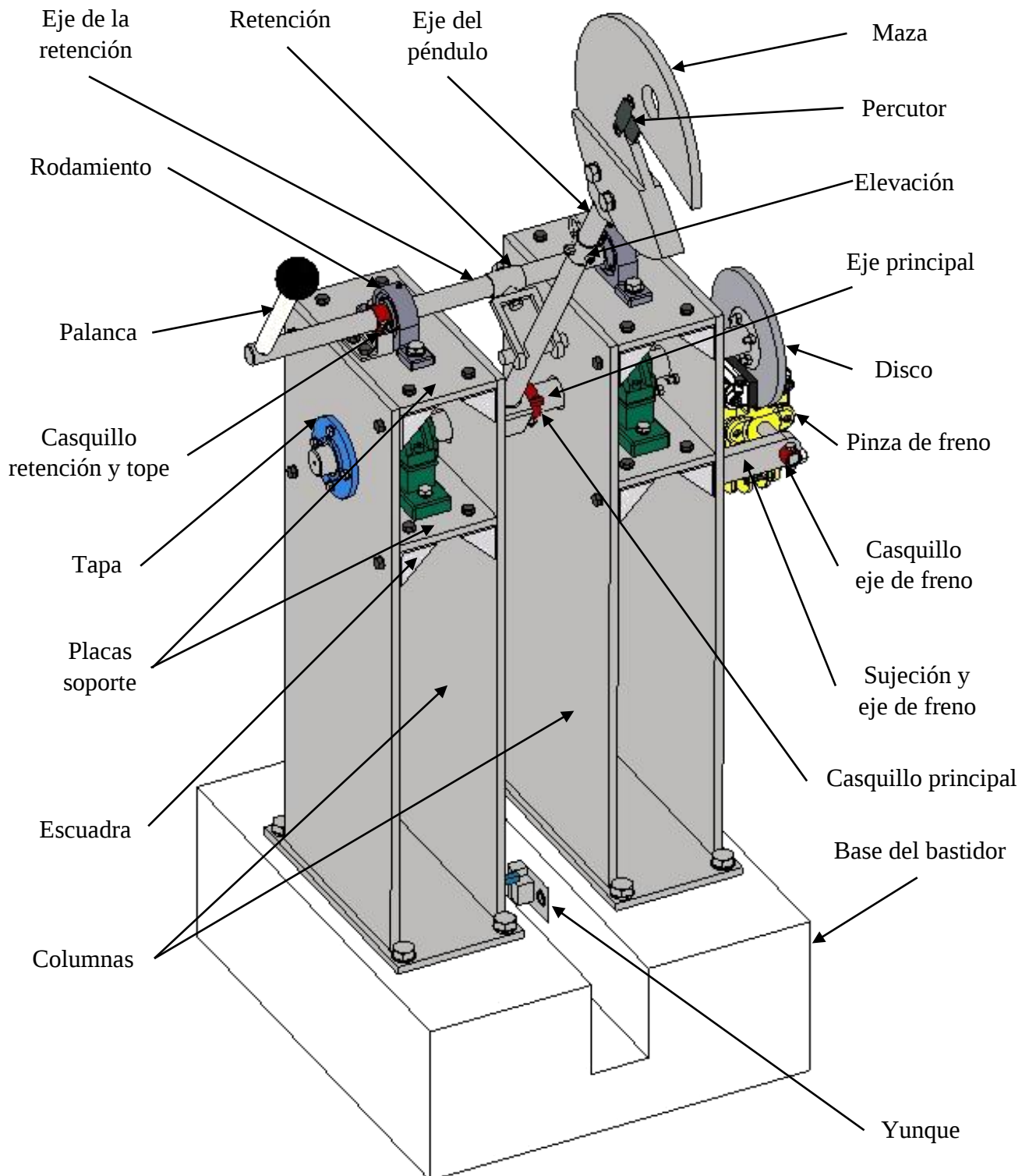


Figura 14. Elementos de la máquina.

- **Base del bastidor:**

El primer elemento es la base del bastidor. En un primer diseño, se representó el bastidor como un solo elemento sólido de fundición. Sin embargo, al tener en cuenta las condiciones de contorno de limitación de diseño, se descartó este primer diseño, pues es una pieza de grandes dimensiones y el presupuesto para realizarlo local e individualmente en la EPS de Linares sería elevado. Además, existen otras opciones más económicas con una geometría de diseño simple y funcional.

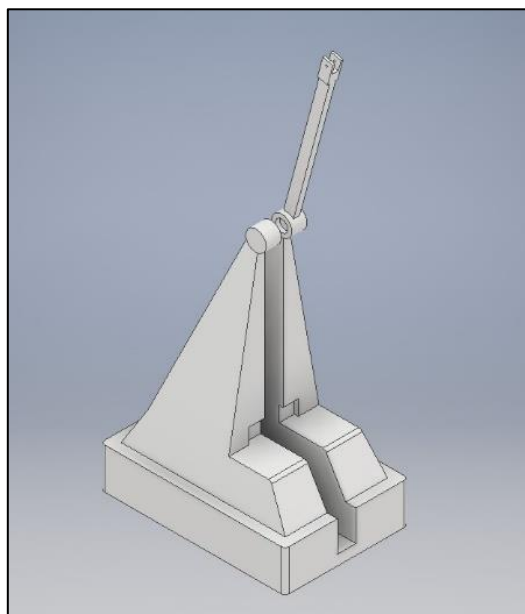


Figura 15. Primer diseño del bastidor.

Por tanto, se decidió separar el bastidor principal, de la base del mismo. Ésta se compone de hormigón con una densidad mínima de $2,4 \text{ g/cm}^3$ para asegurar la recomendación normativa de que la masa sea al menos 12 veces superior a la del péndulo. Sus dimensiones principales son $250 \times 600 \times 700 \text{ mm}$ y en el plano medio de la base se encuentra el hueco por donde se podrá realizar el movimiento pendular. En las paredes interiores, se encuentran dos cavidades donde se acoplarán los yunques. En la parte posterior divergen las paredes en forma de V para posibilitar la colocación de cámaras capaces de grabar el momento del impacto, así como aumentar el espacio libre de salida para las probetas fracturadas. En la zona superior se anclarán las columnas que actuarán como bastidor para la máquina.

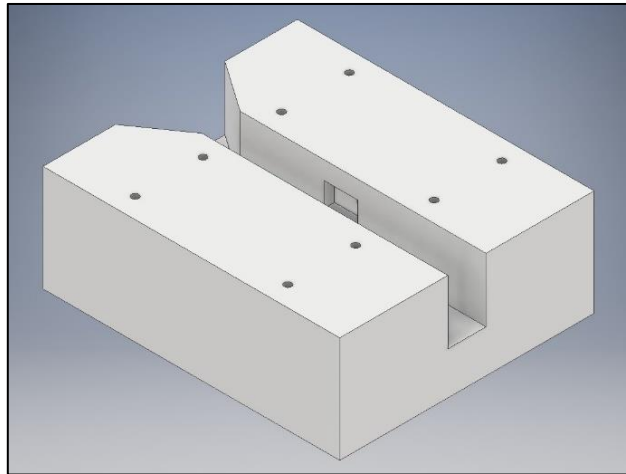


Figura 16. Base del bastidor.

Para que tanto las columnas como los yunques puedan ser acoplados a la base del bastidor, se diseñó un esqueleto metálico, formado por ángulos normalizados con extremos a 45 ° (salvo excepciones) para facilitar su unión, y unas placas soldadas a los mismos, con insertos roscados para la tornillería necesaria.

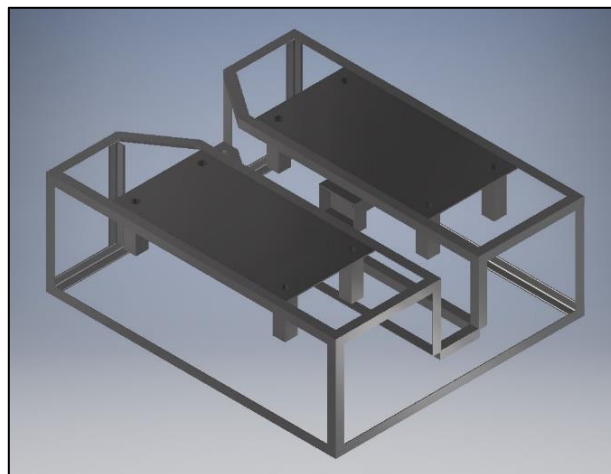


Figura 17. Esqueleto de la base del bastidor.

- **Bastidor (columnas):**

El bastidor está compuesto de dos columnas formadas por láminas metálicas de acero. De los aceros seleccionados, se decidió utilizar el AISI 1045, de alta resistencia y durabilidad que cumple los requerimientos solicitados. La base de las mismas sirve de anclaje con la base del bastidor a través de tornillería métrica (M) con arandelas de compresión para evitar aflojamientos. Se realizaron orificios de 51 mm de diámetro por donde cruzará, atravesando ambas columnas, el eje principal al que irá acoplado el

péndulo. La altura a la que se encuentran dichos orificios está diseñada de manera que se corresponde con la longitud del brazo que realiza el movimiento pendular, siendo medido desde el centro del eje principal hasta el centro del percutor acoplado a la maza. Finalmente, se acoplarán placas soporte mediante sujeción mecánica con escuadras cuyas características y dimensiones se pueden observar en el Anexo 2.

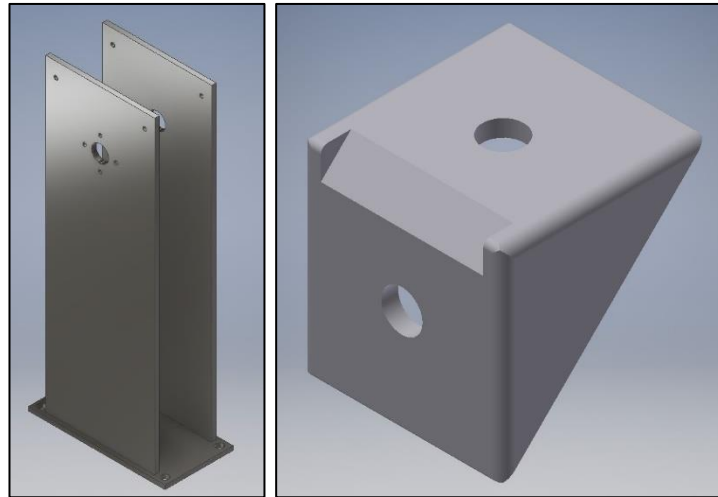


Figura 18. Columna y escuadra.

- **Placas soporte:**

Las placas soporte se han diseñado para servir de apoyo a los rodamientos mediante tornillería. Son del mismo material que las columnas (AISI 1045) y se anclan mecánicamente mediante cuatro escuadras comerciales indicadas anteriormente. Se diferencia entre dos diseños principales.

El primero diseño, es el de las placas soporte principales, donde apoyan los rodamientos del eje principal de la máquina.

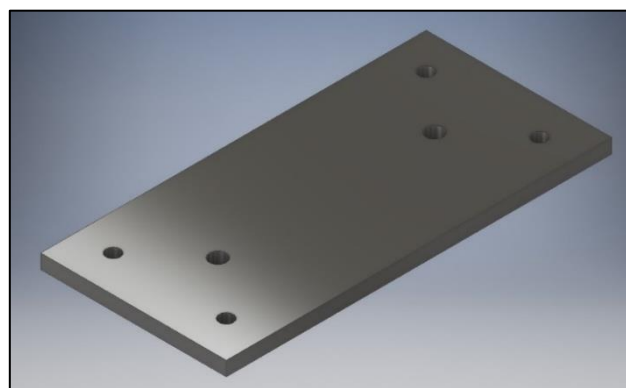


Figura 19. Placa soporte principal.

El segundo, es de las placas soporte de la retención. Éste a su vez se subdivide en dos diseños diferenciados, la placa soporte de la retención derecha e izquierda. La única diferencia entre ambos diseños es que en la placa de la izquierda se presentan dos agujeros más, incluidos para acoplar un tope mecánico que se comentará más adelante.

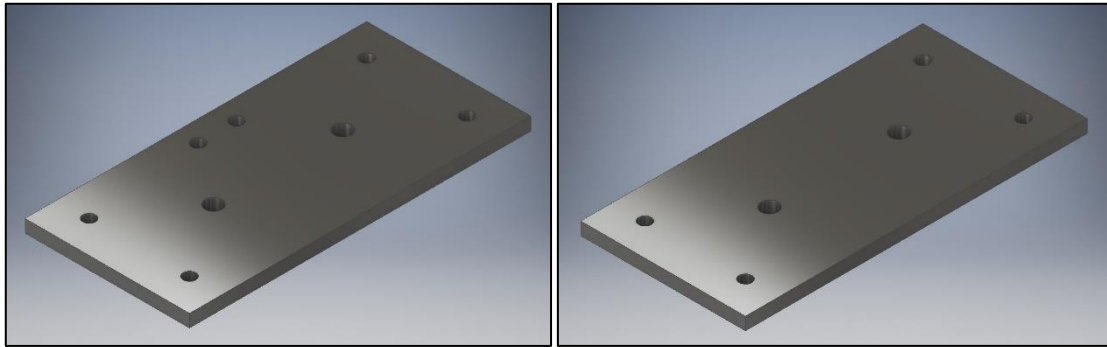


Figura 20. Placa soporte retención izquierda y derecha.

- **Yunques:**

Los yunques son elementos normalizados, por tanto, se diseñaron de tal manera que cumplieran los requisitos estipulados en la normativa. El acero seleccionado es el AISI 1045 y en este caso, tienen forma de L, facilitando el acoplamiento a la base del bastidor mediante tornillería tipo M16. El orificio del tornillo es escariado, para que la cabeza del mismo quede oculta, imposibilitando la interferencia con alguna parte del péndulo en su movimiento. La distancia entre los apoyos de la probeta está normalizada, siendo de 40 mm. De la misma forma, la cara paralela a la sección transversal de la probeta, tiene un ángulo de 11° y un empalme con la pared pegada a la cara interior de la probeta de 1 mm.

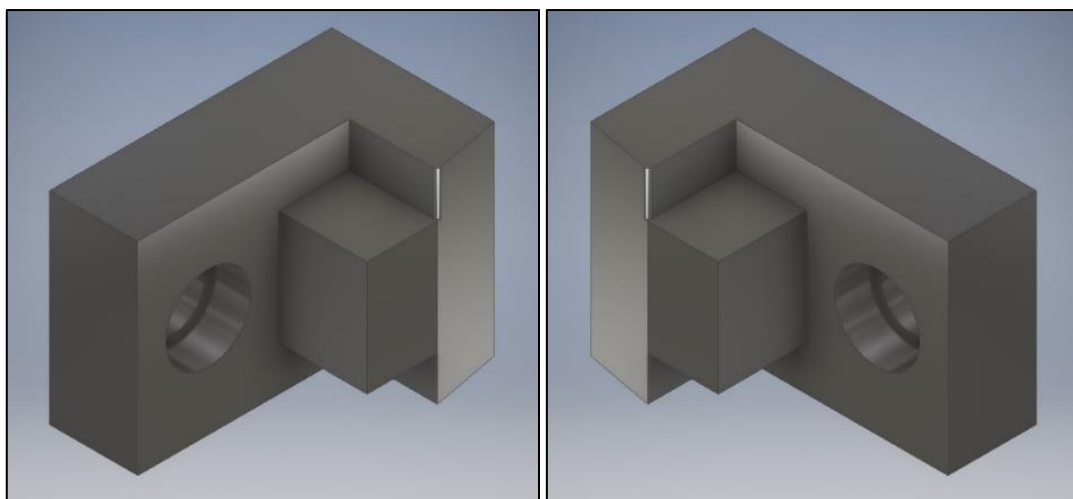


Figura 21. Yunques.

- **Eje principal:**

El eje principal es el que genera el movimiento pendular y se encuentra apoyado entre dos rodamientos divisibles, sujetados en las placas, de fácil montaje en zonas con difícil acceso. En los extremos de las columnas, el eje se encuentra encerrado con rodamientos de empuje alojados en tapas, evitando movimientos axiales indeseados. El material seleccionado es acero AISI 1045 y consta de un diámetro principal de 40 mm y una longitud total de 691 mm. En el extremo izquierdo del eje se encuentra un chaflán de 2 mm a 45°, facilitando la introducción y salida del mismo en los rodamientos de empuje, y un agujero roscado que mantendrá en su posición el sensor incremental de ángulo. A 275,5 mm de este extremo se diseñaron seis nervios que acoplarán con las seis ranuras del eje del péndulo de manera que el acoplamiento es directo. A cada lado de la parte nervada del eje, se encuentran dos agujeros pasantes de 10 mm para los casquillos que evitarán el movimiento axial del eje del péndulo. En el extremo derecho, se encuentra el acople para el disco de freno, de 90 mm de diámetro y con cuatro orificios de 10 mm para la tornillería.

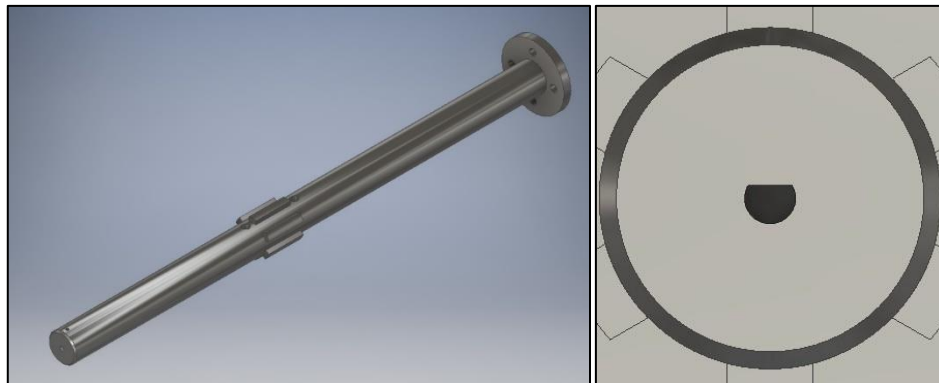


Figura 22. Eje principal y detalle del agujero para el sensor.

- **Eje del péndulo (brazo):**

El eje del péndulo o brazo, tiene un diámetro de 30 mm y una longitud de 715 mm. El material seleccionado es acero AISI 1045 y en el extremo superior se encuentra el orificio nervado que acoplará al eje principal de la máquina. En el extremo inferior, se diseñó un sistema de alojamiento con tornillería pasante, de forma transversal al mismo y al péndulo, de manera que se evitan posibles roturas de los tornillos por esfuerzo cortante. A una altura 512,5 mm medida desde el extremo inferior, se diseñó un eje transversal para la retención de la posición inicial.



Figura 23. Eje del péndulo.

- **Maza:**

La maza o martillo es el elemento que aporta la mayor masa en el momento del impacto. El material seleccionado es acero AISI 1045. La maza lleva acoplada el percutor, que es el que golpea la probeta, fracturándola. Consta de un diámetro de 350 mm y de orificios escariados, para el acople del percutor mediante dos tornillos M10, y pasantes de 18 mm de diámetro en el alojamiento donde se introduce el eje del péndulo. Es importante que la zona del percutor que cruza entre ambos yunques esté comprendida entre 10 mm y 18 mm, tal y como se expresa en la norma [8]. Esta zona central tiene un espesor de 15 mm, el espesor de la zona superior del martillo es mayor para el alojamiento anteriormente descrito, situado a 165 mm del eje de simetría de la maza, con una profundidad de 50 mm. La zona inferior cuenta con un taladrado que resta masa, de manera que se alcancen las condiciones requeridas en la Tabla 2.

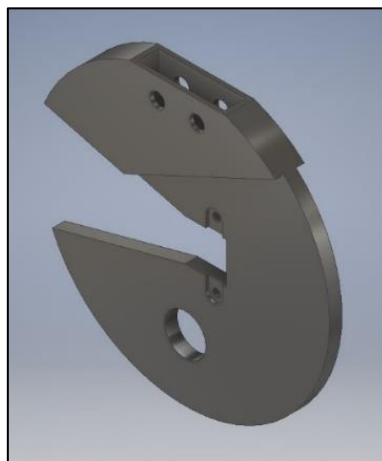


Figura 24. Maza.

- **Percutor:**

El percutor es el elemento que provocará el impacto, por tanto, debe estar construido en un material que aguante esta sollicitación. Finalmente, se seleccionó un acero aleado con níquel AISI 4820, que aumenta la tenacidad y resistencia al impacto. Está normalizado y puede ser de dos tipos, de 2 mm y de 8 mm. Estas cotas se corresponden con el radio de acuerdo que impactará en la probeta. En este caso, se ha diseñado el de 8 mm, añadiendo a cada lado del percutor, unas aletas con orificios de 10 mm de diámetro que alojan los tornillos donde se acopla a la maza.

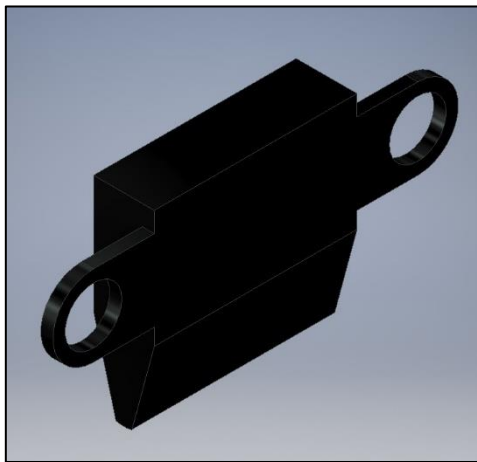


Figura 25. Percutor de 8 mm.

- **Sistema de retención:**

Este sistema es el que asegura que el eje del péndulo se encuentra en la posición inicial fijada ($\theta = 150^\circ$) que desarrolla los 250 J de energía.

Está formado por tres elementos, los cuales se unen entre sí para componer el sistema en su totalidad. Todos ellos se componen de acero AISI 1045 que cumple los requerimientos solicitados.

El primero es el eje de la retención, que se encuentra apoyado entre dos rodamientos de fricción, resistentes a la corrosión de tipo bloque. El eje tiene un diámetro de 30 mm, aumentando el mismo 5 mm en el extremo derecho. A 225 mm de este extremo se encuentra un agujero roscado M20, donde se acopla la retención. Justo al lado del rodamiento izquierdo se encuentra un agujero para la tornillería del casquillo, cuyo objetivo se comentará más adelante. En el extremo izquierdo se encuentra otro agujero roscado tipo M20 donde se acopla la palanca actuadora.

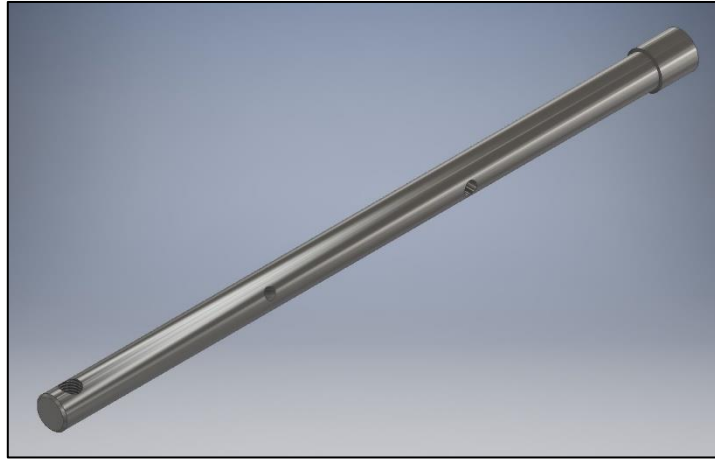


Figura 26. Eje de la retención.

El segundo elemento es la retención en forma de U o garra. Está diseñada de manera que, si en el futuro se quisiera añadir un motor como actuador de giro del eje principal, el eje transversal del brazo la elevara automáticamente chocando con ambos ganchos, con un radio de 15 mm. Se acopla al eje de la retención mediante sujeción mecánica por tornillo pasante de tipo M20.

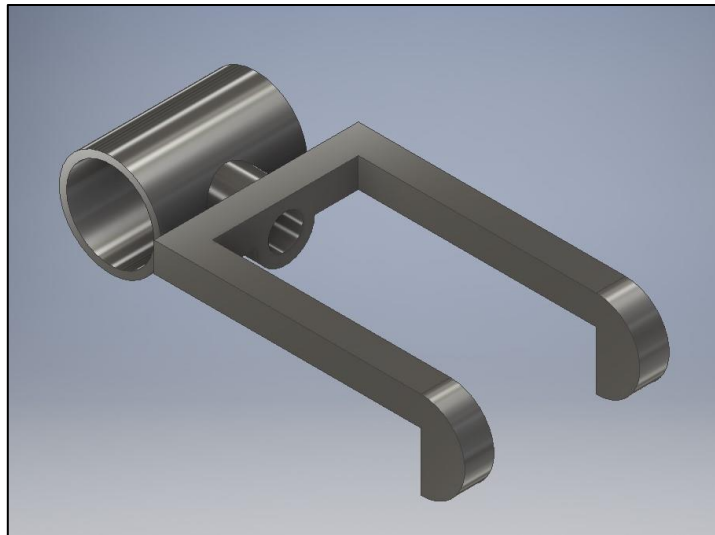


Figura 27. Retención.

Por último, la palanca de accionamiento, siendo el elemento actuador manual del sistema. El extremo superior posee un pomo de agarre y el inferior está roscado con métrica M20, para ensamblarlo junto al eje de la retención.

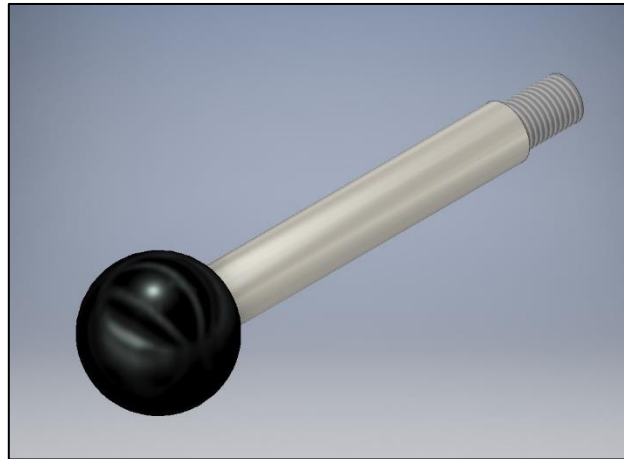


Figura 28. Palanca del sistema de retención.

- **Tapas:**

Las tapas son los elementos atornillados a ambos lados externos de las columnas, cuya función es alojar los rodamientos de empuje. Debido al punto de vista didáctico añadido a este Trabajo de Fin de Grado, el material seleccionado es ABS, utilizado en la impresión 3D, un campo llamativo y de reducido presupuesto. Tienen un diámetro externo de 120 mm.

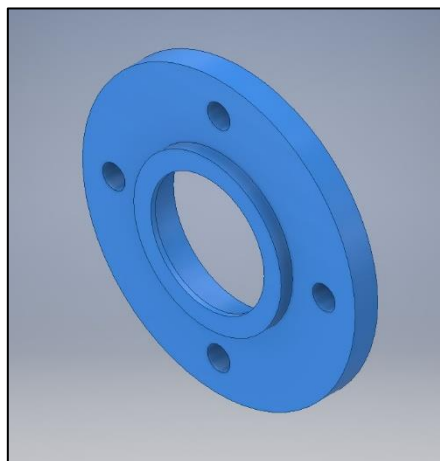


Figura 29. Tapa pasante.

- **Casquillos:**

Para evitar el desplazamiento axial de los ejes, se decidió colocar casquillos de bronce, dos para el eje principal, uno para el de la retención y otro para el del freno.

Los dos primeros tienen un diseño específico para facilitar su colocación. Tienen un diámetro interior de 40 mm y son divisibles en dos elementos simétricos, unidos por tornillos tipo M5 y acoplados al eje mediante un tornillo pasante tipo M10.

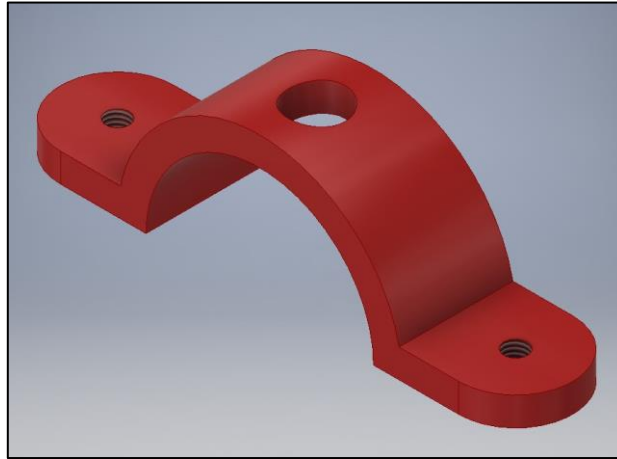


Figura 30. Casquillo eje principal.

El segundo también tiene un diseño específico, pero no por la dificultad de la colocación del mismo. Tiene un diámetro interior de 30 mm y su objetivo es, además de evitar el movimiento axial, servir como tope para el movimiento del eje, asegurando dos posiciones máximas admisibles, la de retención del eje principal y la de liberación del mismo.

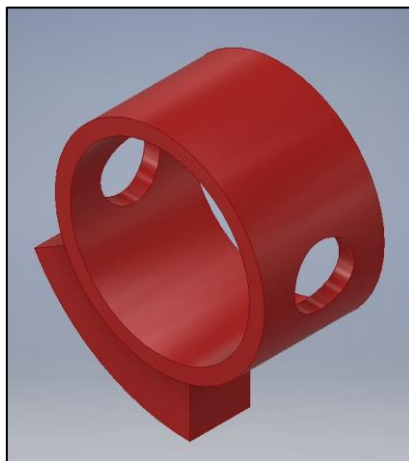


Figura 31. Casquillo eje retención.

Para conseguir ambas posiciones máximas, se diseñó un elemento que actúa como tope del casquillo. Éste se encuentra acoplado en la placa principal izquierda mediante dos tornillos tipo M10. En un principio se pensó incluir solo un tornillo, pero esto podría

derivar en un giro del elemento sobre la propia placa, por tanto, se solucionó incluyendo uno más.

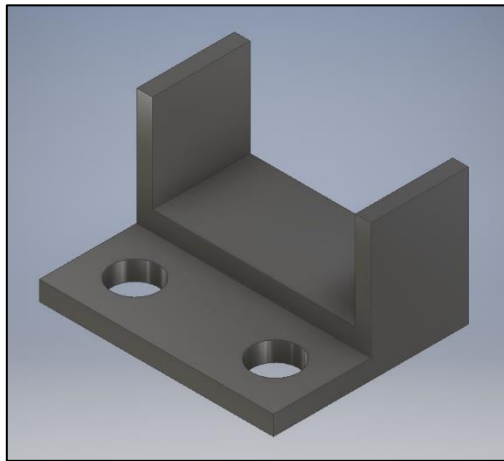


Figura 32. Tope casquillo.

El tercero y último cumple la función de retener el eje que sujeta la pinza de freno, que será comentada más adelante, en su posición, evitando movimiento axial. Tiene un diámetro interior de 21 mm.

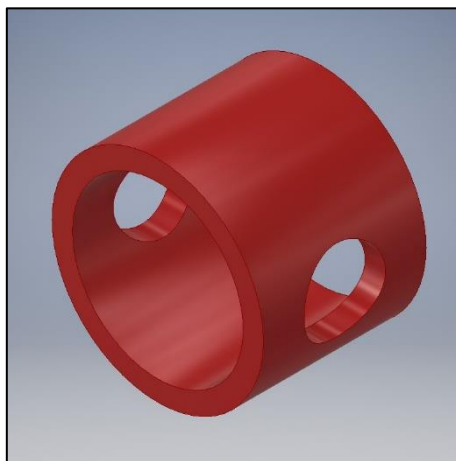


Figura 33. Casquillo eje del freno.

- **Rodamientos:**

Los rodamientos seleccionados son comerciales. Éstos servirán de apoyo para ambos ejes, el principal y el de la retención. Todas sus características y dimensiones se encuentran en el Anexo 3.

Para el eje principal de la máquina se seleccionaron dos pares de rodamientos diferenciados. El primer par, se corresponde con rodamientos tipo bloque, partidos y de rodillos cilíndricos. Éstos están indicados para soportar cargas radiales, como es el caso, y al estar partidos, su montaje es ideal para zonas con difícil acceso.

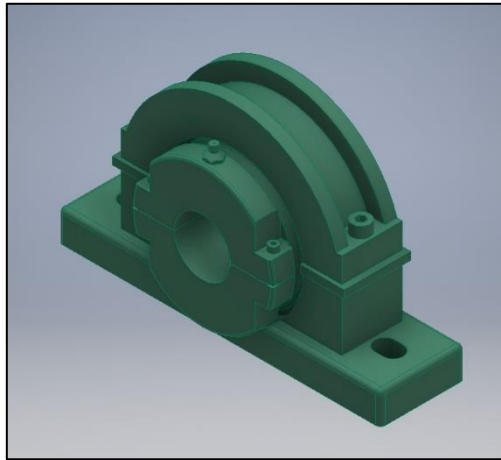


Figura 34. Rodamiento Timken LSM40BXHS.

El segundo par, se corresponde con rodamientos de empuje de rodillos cilíndricos. Su función será retener el eje en la posición deseada, evitando así, desplazamientos axiales indeseados. Se alojan en el interior de las tapas anteriormente descritas.

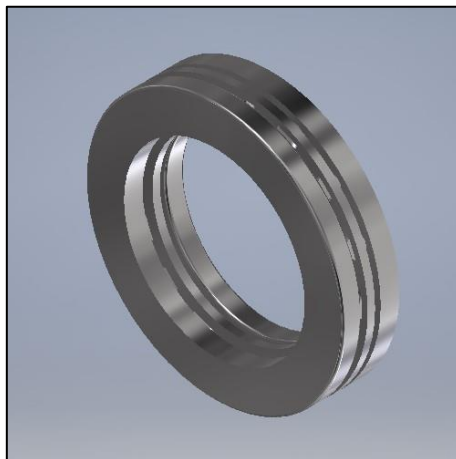


Figura 35. Rodamiento DIN 722.

Para el eje de la retención, al tener un movimiento de corto recorrido y de acción manual mediante palanca, se seleccionaron rodamientos de fricción, resistentes a la corrosión y de bajo peso. Ambos se anclan al bastidor de la máquina mediante tornillería.

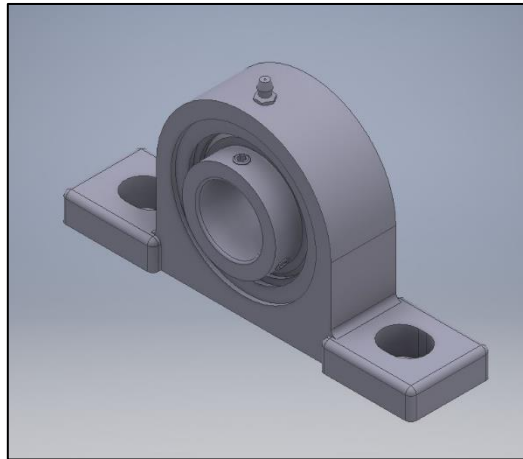


Figura 36. Rodamiento Timken SUCSP206F.

- **Sistema de freno:**

Para proporcionar un punto de vista didáctico al diseño, se pensó en realizar un sistema de freno mediante disco y pinza de freno, el cual podría ser objeto de cálculo en futuras prácticas de laboratorio. De esta forma, se diseñó el disco de freno acoplado al eje principal mediante tornillería tipo M8. El disco es macizo de fundición y no autoventilante debido a que las velocidades de giro no son lo suficientemente elevadas.

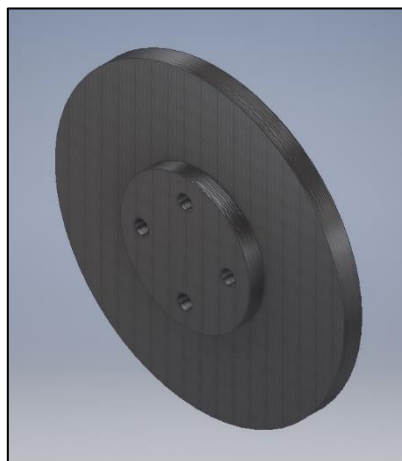


Figura 37. Disco de freno.

Por otra parte, diseñar la pinza de freno en su totalidad se aleja de los objetivos de este trabajo, por tanto, se seleccionó como prototipo una pinza de freno comercial de acción manual por muelle, cuyas características y plano se pueden observar en el Anexo 4.

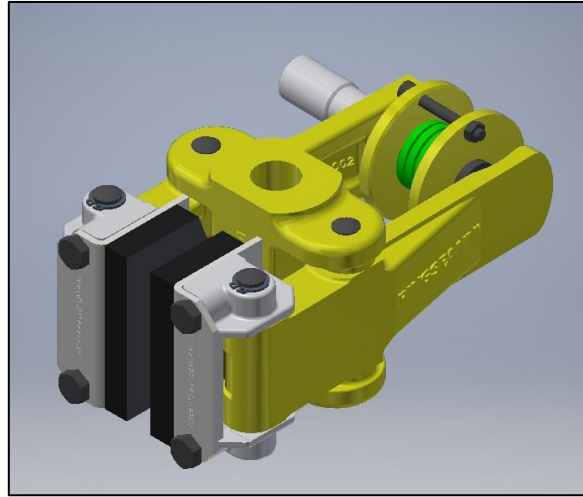


Figura 38. Pinza de freno.

Para sujetar el freno en su posición, se diseñó un eje pasante, acoplado a un sistema atornillado a la columna, cuyos materiales se corresponden con acero AISI 1045. El eje se mantiene en su posición mediante el casquillo ya mencionado con anterioridad.

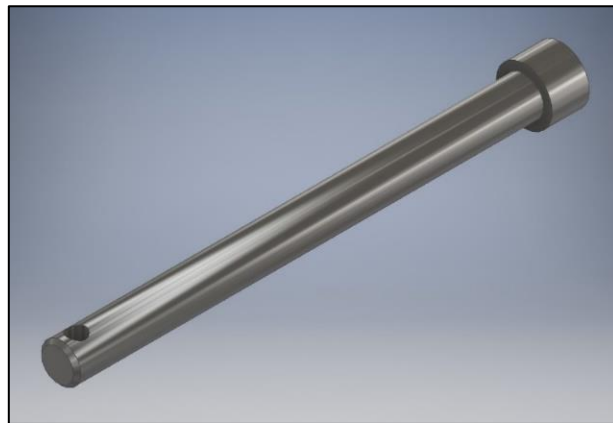


Figura 39. Eje del freno.

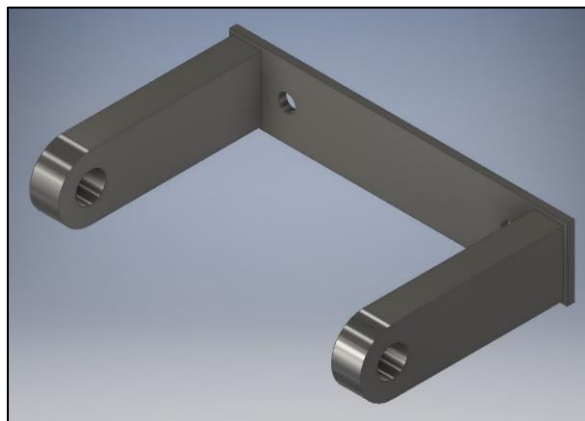


Figura 40. Sujeción del eje.

Su funcionamiento se basa en el accionamiento por muelle de forma manual. La propia empresa, tal y como figura en el catálogo, oferta el cable de tiro RCS y la palanca de freno. Ambos están unidos, siendo la última la que tiene dos posiciones disponibles, abierta o cerrada, facilitando su uso.

- **Sistema de elevación:**

Se ideó un sistema de elevación mediante cabestrante. Para elevar el eje a su posición inicial se diseñó una polea para redirigir la cuerda del cabestrante y un elemento de sujeción en forma de U, acoplado al eje del péndulo mediante un tornillo pasante M10. Este elemento es divisible, para facilitar su montaje.

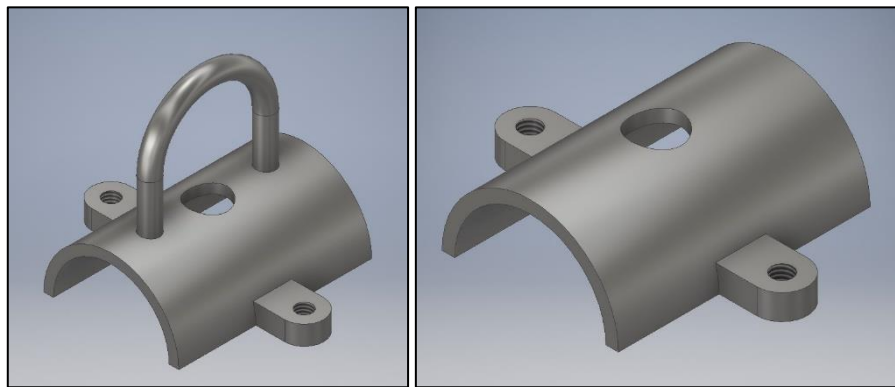


Figura 41. Elevación.

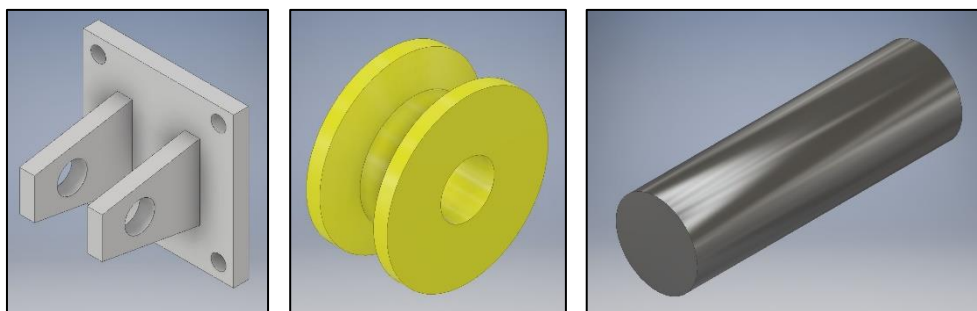


Figura 42. Sujeción, polea y eje.

El funcionamiento del sistema es simple. El cabestrante estará colocado en un lugar estratégico de manera que un ser humano pueda accionarlo manualmente y sin necesidad de entrar en contacto con la máquina. La cuerda del cabestrante es redirigida por la polea anclada en el techo de la jaula y el extremo se une al elemento de sujeción en forma de U mediante un perno extraíble o gancho de seguridad.

Su orden de funcionamiento reduce el peligro existente para el ser humano, puesto que cuando la máquina está en reposo, es decir, el eje del péndulo y la maza están su posición más baja, simplemente hay que unir el extremo de la cuerda del cabestrante con el elemento de sujeción mediante el perno o gancho. Una vez realizado el procedimiento, y del lado de la seguridad, se acciona la manivela del cabestrante recogiendo la cuerda manualmente, a la vez que eleva el eje del péndulo y la maza hasta la posición inicial mantenida por el sistema de la retención ya comentado anteriormente.

En el momento en el que se quiera liberar el péndulo, bastará con retirar el perno y accionar la palanca del sistema de la retención, estando el operario siempre fuera del alcance de la maza.

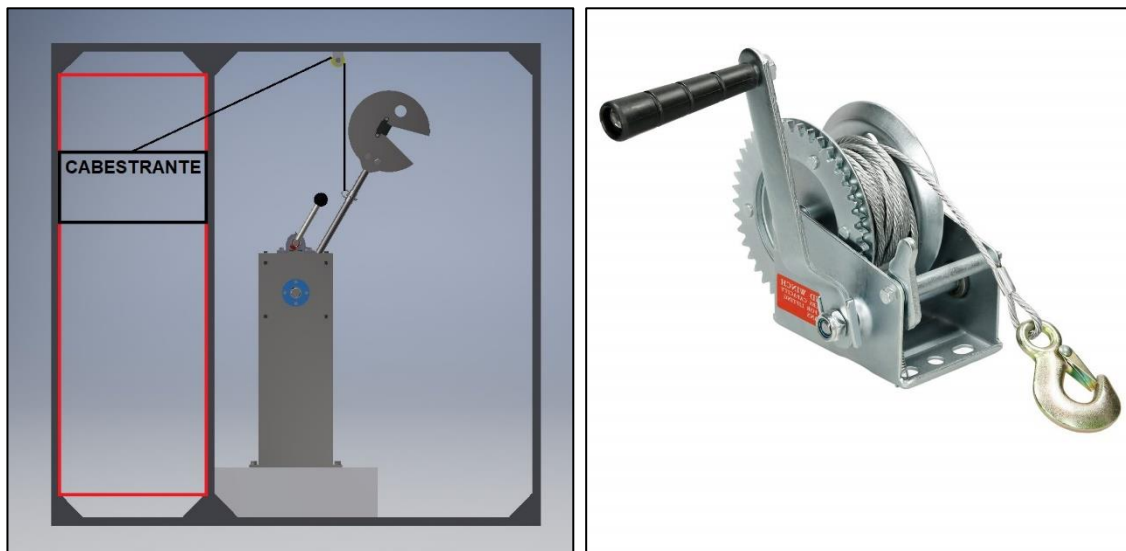


Figura 43. Esquema del sistema de elevación (izquierda) y cabestrante (derecha) [20].

Tal y como se observa en la Figura 43, el cabestrante puede ser colocado en cualquier posición dentro del área delimitada en color rojo, siendo accesible para un ser humano. Éste es comercial y puede ser encontrado en multitud de localizaciones, además, todos los cabestranes encontrados soportan pesos máximos mucho más elevados del requerido, por lo que el sistema resistirá las solicitaciones derivadas del peso del eje del péndulo y la maza.

- **Jaula de protección:**

Como criterio de selección para las medidas de seguridad de la máquina, se diseñó una jaula que impedirá el contacto humano con la misma mientras ésta se encuentre activa [10] [11]. Esta jaula está compuesta por perfiles comerciales conectados mediante escuadras ya preparadas para unirlos transversalmente, así como incluir ventanas o rejillas. En el techo está anclada la polea de redirección de la cuerda del cabestrante.

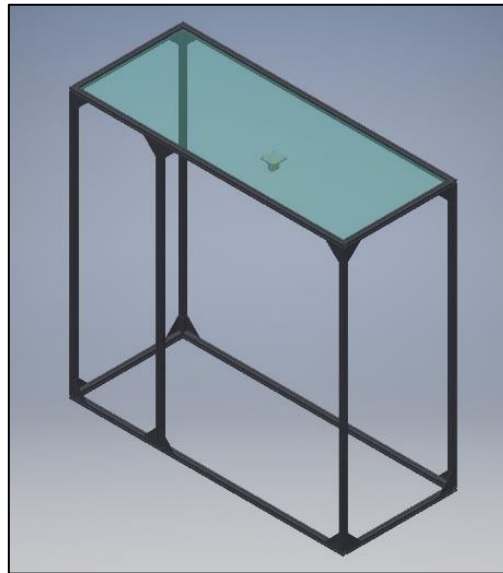


Figura 44. Jaula.

- **Sensor:**

El sensor seleccionado es un encoder rotacional de salida digital que se acopla directamente al eje insertando su eje ranurado en el agujero del eje principal indicado anteriormente. Para evitar que el sensor se salga durante la rotación del eje, se aprieta mediante un tornillo.



Figura 45. Encoder EC11B [21].

Con este sensor se pretende medir el ángulo de giro (observar en condiciones por norma que sólo se permite medir ángulo o energía) del eje principal de la máquina, en específico, el ángulo desde que el percutor golpea la probeta hasta la altura final que adquiera la maza.

El encoder es de tipo incremental, esto quiere decir que posee dos formas de ondas cuadradas desfasadas 90° , denominadas normalmente canal A y B. Con el primer canal se puede medir la velocidad de rotación y con el segundo el sentido de la rotación. En este caso diferenciar el sentido de la rotación puede ser útil debido a que el eje principal gira en ambos sentidos, en uno cuando cae y en el otro al volver a su posición inicial.

Mediante las salidas que posee el sensor, se puede conectar un arduino que interprete ambas señales y una vez obtenido el ángulo de giro bastaría con aplicar las ecuaciones previamente desarrolladas a lo largo del documento.

5.4. Materiales seleccionados.**ACERO AISI 1045**

DENSIDAD (ρ)	7,85 g/cm ³
VOLUMEN	
COLUMNA DERECHA	8426,48 cm ³
COLUMNA IZQUIERDA	8429,42 cm ³
PLACA SOPORTE PRINCIPAL x2	582,24 cm ³
PLACA SOPORTE RETENCIÓN D.	581,11 cm ³
PLACA SOPORTE RETENCIÓN I.	578,39 cm ³
EJE PRINCIPAL	862,074 cm ³
EJE PÉNDULO	730,46 cm ³
EJE FRENO	99 cm ³
SUJECCIÓN EJE FRENO	290,22 cm ³
EJE RETENCIÓN	442,78 cm ³
RETENCIÓN	44,7 cm ³
PALANCA	206,63 cm ³
YUNQUE x2	149,42 cm ³
TOTAL	
VOLUMEN	21422,92 cm ³
MASA	168,17 kg

Tabla 3. Acero AISI 1045.

ACERO AISI 4820

DENSIDAD (ρ)	7,85 g/cm ³
-------------------------------------	------------------------

VOLUMEN

PERCUTOR	33,32 cm ³
-----------------	-----------------------

TOTAL

VOLUMEN	33,32 cm ³
MASA	0,262 kg

Tabla 4. Acero AISI 4820.

Para tener un presupuesto inicial de los elementos básicos de la máquina (chapa), se contactó con un almacén de aceros (Aceros del Sol) situada en Linares. El precio del metro cuadrado de chapa de 12 a 15 mm es de 91 €. Se obtienen 1,51 m² que tendrían un precio de 137,4 €.

BRONCE

DENSIDAD (ρ)	8,9 g/cm ³
-------------------------------------	-----------------------

VOLUMEN

CASQUILLO	10,14 cm ³
CASQUILLO RETENCIÓN	7,82 cm ³
CASQUILLO FRENO	3,29 cm ³

TOTAL

VOLUMEN	21,25 cm ³
MASA	0,19 kg

Tabla 5. Bronce.

HORMIGÓN

DENSIDAD (ρ)	2,4 g/cm ³
-------------------------------------	-----------------------

VOLUMEN

BASE BASTIDOR	93624,64 cm ³
----------------------	--------------------------

TOTAL

VOLUMEN	93624,64 cm ³
MASA	224,7 kg

Tabla 6. Hormigón.

ABS

DENSIDAD (ρ)	1,07 g/cm ³
-------------------------------------	------------------------

VOLUMEN

TAPA PASANTE	85,86 cm ³
SUJECCIÓN POLEA	140,68 cm ³
POLEA	51,31 cm ³
EJE POLEA	20,42 cm ³
TOTAL	
VOLUMEN	298,27 cm ³
MASA	0,32 kg

Tabla 7. ABS.

5.5. Cálculos justificativos y de selección.

Para asegurar, tanto la integridad de las partes sometidas a ciertos esfuerzos de la máquina, así como la elección correcta de los elementos comerciales elegidos, se realizaron una serie de cálculos justificativos.

5.5.1. Cálculo de rodamientos.

- Rodamientos para el eje principal:

$$d_{\text{int}} = 40 \text{ mm}$$

Los siguientes datos son recomendaciones de diseño extraídas de [4].

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Tabla 8. Recomendaciones de vida para rodamientos [4].

Recomendación de vida para rodamientos en función del tipo de aplicación:
instrumentos y aparatos de uso poco frecuente $\rightarrow L_d = 500 \text{ h}$

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

Tabla 9. Factores de aplicación de carga [4].

Factor de aplicación de carga en función del tipo de aplicación: maquinaria con impactos moderados $\rightarrow \alpha_f = 1.5-3 \rightarrow \alpha_f = 2$

Se necesita conocer la velocidad de giro en rpm. Se conoce la velocidad máxima pendular, así como el radio de giro del péndulo, por tanto:

$$v = 5,41 \text{ m/s}$$

$$w = \frac{v}{r} = \frac{5,41 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,8 \text{ m}} = 6,76 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$w = \frac{2\pi}{60} \rightarrow n = \frac{w \cdot 60}{2\pi} = \frac{6,76 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{2\pi \frac{\text{rad}}{\text{vuelta}}} = 64,55 \text{ rpm} \cong 65 \text{ rpm}$$

Por otro lado, no existe carga axial, únicamente se presenta carga radial. Esta corresponde a las reacciones de apoyo de los rodamientos, por tanto:

$$m = m_{\text{eje principal}} + m_{\text{péndulo}}$$

$$m = 8,6 \text{ kg} + 17 \text{ kg} = 25,6 \text{ kg}$$

$$P = 25,6 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 251,136 \text{ N}$$

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = \frac{251,136}{2} = 125,568 \text{ N}$$

Se supone una confiabilidad $R_D = 0,96$ para ambos rodamientos. La vida de diseño adimensional de ambos cojinetes es:

$$x_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{60 L_D n_D}{60 L_R n_R} \quad (11)$$

Sustituyendo en la ecuación (11), se obtiene:

$$x_D = \frac{60 \cdot 500 \text{ h} \cdot 65 \text{ rpm}}{10^6 \text{ ciclos}} = 1,95$$

Debido a la ausencia de información por parte del fabricante acerca de los parámetros Weibull se usarán los establecidos en [4], el factor de aplicación de carga indicado y el coeficiente a correspondiente a rodamiento de rodillos, la clasificación de catálogo debe ser mayor o igual que:

$$x_0 = 0,02 \quad \theta = 4,459 \quad b = 1,483 \quad a = 10/3$$

$$C_{10} = \alpha_f \cdot F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad (12)$$

Sustituyendo los parámetros anteriores, se obtiene:

$$C_{10} = 2 \cdot 125,568 \text{ N} \left[\frac{1,95}{0,02 + 4,439 \cdot (1 - 0,96)^{\frac{1}{1,483}}} \right]^{\frac{3}{10}} = 371,95 \text{ N}$$

La carga de entrada a catálogo tiene un valor muy limitado debido a la ausencia de grandes cargas en el eje. Cualquier rodamiento con el diámetro interior adecuado cumple la función solicitada. En este caso se seleccionó, debido a su diseño partido, un rodamiento TIMKEN con una carga estática de 68 kN.

El cálculo de los rodamientos del eje de la retención no es necesario puesto que tanto la velocidad de giro del eje como sus sollicitaciones son muy reducidas.

En el Anexo 3 se indican las características y dimensiones de los rodamientos seleccionados.

5.5.2. Cálculo de la sección del eje del péndulo.

En el momento del impacto, la zona de unión del eje del péndulo con la maza está sometida a un esfuerzo cortante y momento flector. Para determinar la tensión que éstos producen, primero se ha de calcular la fuerza de impacto con la que el percutor golpea la probeta. Esta fuerza depende de muchas variables y es difícil encontrar datos experimentales precisos de otras máquinas ya fabricadas que sirvan para este prototipo. Por tanto, se realizará un balance energético para estimar la fuerza, teniendo en cuenta la energía absorbida por un material específico. De este modo:

- **Antes del impacto:**

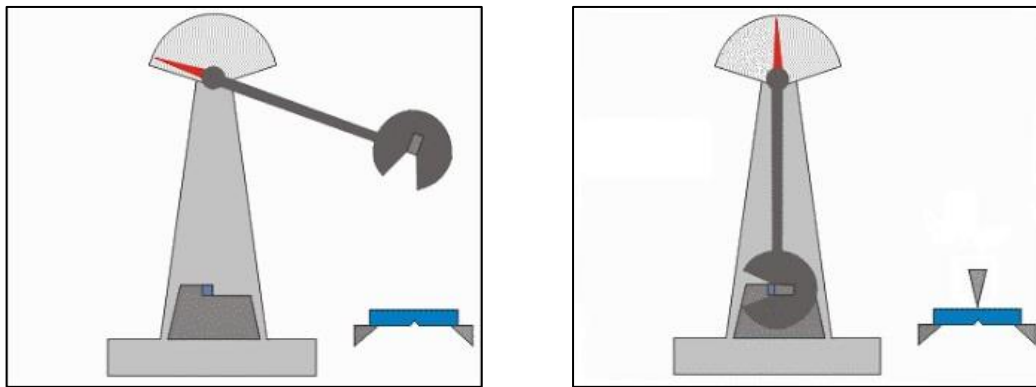


Figura 46. Diagrama del péndulo antes del impacto [19].

Antes del impacto, la energía desarrollada por la maza es de 250 J, siendo completamente potencial en la posición inicial, transformándose en energía cinética hasta justo antes de impactar a la probeta, donde la velocidad es máxima.

- **Después del impacto:**

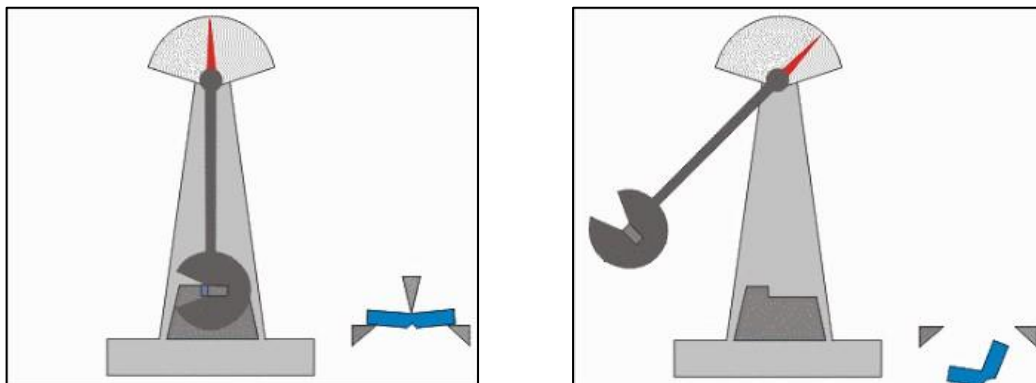


Figura 47. Diagrama del péndulo después del impacto [19].

Tras el impacto, la probeta absorbe parte de esa energía. Se considera una probeta de un material que absorbe 200 J, ya que como se indicó en apartados anteriores, la energía absorbida por la probeta no debe superar el 80 % de la capacidad máxima de la máquina, por tanto, consideramos el caso más desfavorable, siendo 200 J el 80 % de 250 J. La fractura se produce casi de forma de inmediata, por lo que el tiempo y el espacio son tan pequeños que se considera que la energía restante (considerada como la energía antes del impacto menos la que absorbe la probeta) sigue siendo cinética, transformándose en potencial conforme la maza se eleva.

Con la velocidad máxima justo antes del impacto y la velocidad inicial de subida de la maza, se puede calcular la aceleración (en este caso, deceleración) que ha sufrido la misma. Por tanto, es necesario obtener la velocidad inicial de subida y para ello:

$$E_{\text{cinética}} = \frac{1}{2}mv^2 \rightarrow v = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{\text{cinética}}}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (250 - 200) \text{ J}}{17 \text{ kg}}} = 2,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se calcula la aceleración, teniendo en cuenta el tiempo de impacto. Éste es difícil de estimar, pero suele medirse en ms. Se supondrá entonces un tiempo de impacto de 50 ms.

$$|a| = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{5,41 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 2,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,05 \text{ s} - 0 \text{ s}} = 59,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Por tanto, la fuerza de impacto se calcula directamente como:

$$F = m \cdot a = 17 \text{ kg} \cdot 59,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1016,6 \text{ N}$$

A partir de esta fuerza, se puede proceder a calcular la resistencia de la sección considerada.

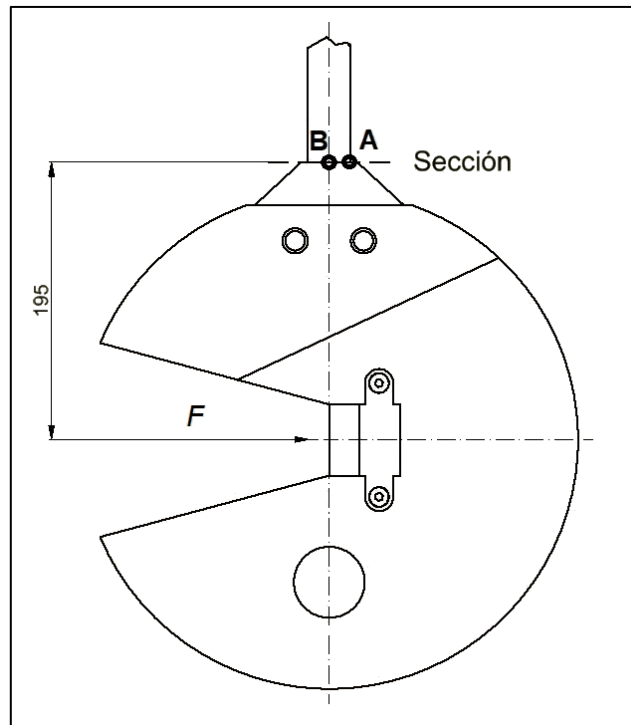


Figura 48. Diagrama sección del péndulo.

- **Punto A:**

En el punto A, de la sección considerada, se produce esfuerzo por momento flector. La fuerza del impacto está sometida en el plano de simetría del eje del péndulo, coincidente con su baricentro, por tanto:

$$\sigma = \frac{M}{W_{\min}} \quad (13)$$

Sustituyendo en la expresión anterior y teniendo en cuenta:

$$W_{\min, \text{sección circular}} = \frac{\pi R^3}{4} \quad (14)$$

$$\sigma = \frac{1016,6 \text{ N} \cdot 195 \text{ mm}}{\frac{\pi \cdot 15^3 \text{ mm}^3}{4}} = 74,79 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta que el límite elástico del acero AISI 1045 es 310 MPa, la sección aguanta el esfuerzo por momento flector.

- **Punto B:**

En el punto B, de la sección considerada, se produce esfuerzo por cortante. En sección circular, el máximo esfuerzo cortante viene dado por la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (15)$$

Sustituyendo en la expresión anterior:

$$\tau = \frac{4 \cdot 1016,6 \text{ N}}{3 \cdot \pi \cdot 15^2 \text{ mm}^2} = 1,92 \text{ MPa}$$

La sección aguanta el esfuerzo por cortante.

5.5.3. Cálculo a pandeo.

Las columnas que actúan como bastidor de la máquina son relativamente esbeltas con una sección transversal reducida. Por esto, se comprueba su inestabilidad a pandeo. En este caso, se realizarán dos estudios, el primero de la columna en su totalidad, y el segundo teniendo en cuenta sólo uno de los lados de ésta con carga excéntrica [3] [4].

- **Columna completa:**

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \quad (16)$$

Donde,

C : constante dependiente de las condiciones de los extremos de la columna.

E : módulo de Young del material o resistencia a fluencia.

I : momento de inercia de la sección transversal respecto al eje de pandeo.

l : longitud de la columna.

Se determina el plano de pandeo de la columna y se calcula el momento de inercia correspondiente al eje de pandeo:

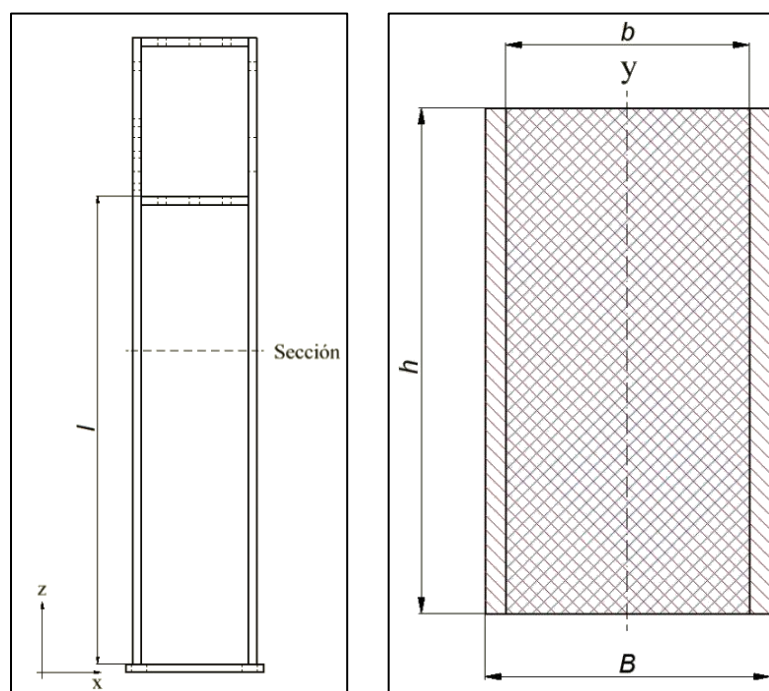


Figura 49. Sección de pandeo.

En la Figura 49, se puede observar que el plano de pandeo es el correspondiente al XZ, por tanto, el eje de pandeo es el Y.

El momento de inercia de la sección, se corresponde con la diferencia entre el momento de inercia de la sección completa (rojo) menos el de la sección hueca (azul).

$$I_y = I_y - I_y \quad (17)$$

Donde,

$$I_y = \frac{1}{12} h B^3 \quad (18)$$

$$I_y = \frac{1}{12} h b^3 \quad (19)$$

Siendo,

$$h = 320 \text{ mm}$$

$$B = 180 \text{ mm}$$

$$b = 154 \text{ mm}$$

Por tanto, sustituyendo (18) y (19) en (17) teniendo en cuenta los datos:

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot 320 \cdot 180^3 - \frac{1}{12} \cdot 320 \cdot 154^3 = 58,13 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Aplicando la ecuación (16) teniendo en cuenta los siguientes datos:

$$C = \frac{1}{4} \text{ (empotrado-libre)}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$l = 678 \text{ mm}$$

Sustituyendo en la ecuación (16):

$$P_{cr} = \frac{\frac{1}{4} \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 58,13 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}{678^2 \text{ mm}^2} = 65,52 \text{ MN}$$

Este valor representa la carga límite a partir del cual se producirá pandeo en la columna y, como se observa, es tan elevado que ninguna carga (peso de los rodamientos) producirá pandeo en la columna.

- **Columna con carga excéntrica:**

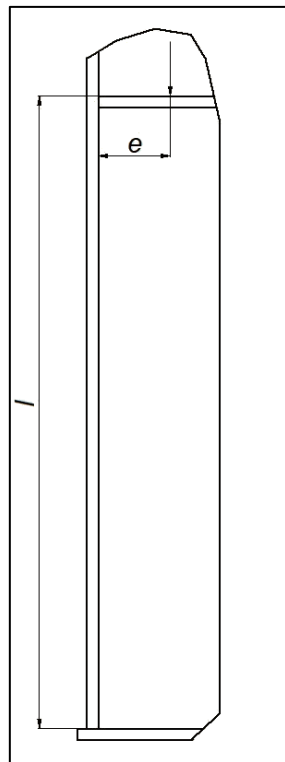


Figura 50. Pandeo con carga excéntrica.

La ecuación que permite calcular la carga crítica a la cual un pilar con carga excéntrica pandearía se conoce como fórmula de la secante de la columna [4, p. 177]. Tiene la siguiente forma:

$$\frac{P}{A} = \frac{S_y}{1 + (ec/k^2) \sec [(l/2k) \sqrt{P/AE}]} \quad (20)$$

Donde,

e : excentricidad de la carga (70,5 mm).

k : radio de giro.

A : área de la sección.

El radio de giro se calcula:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (21)$$

Sustituyendo:

$$k = \sqrt{\frac{\frac{1}{12} \cdot 320 \text{ mm} \cdot 13^3 \text{ mm}^3}{320 \text{ mm} \cdot 13 \text{ mm}}} = 3,75 \text{ mm}$$

La ecuación (20) no puede resolverse explícitamente para la carga P , sino que se preparan gráficas de diseño para cada material, en el caso de que se vayan a realizar muchos diseños.

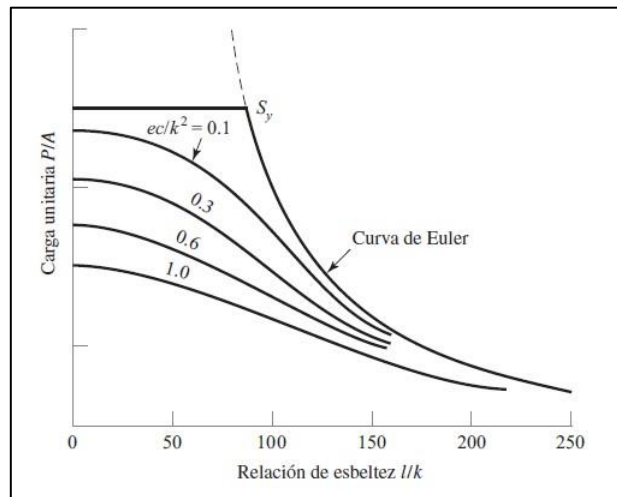


Figura 51. Gráfica genérica para pandeo con carga excéntrica [4, p. 178].

Sin embargo, este tipo de gráficas están pensadas para su utilización con perfiles tabulados. En este caso, la sección es personalizada y no se ajusta a ningún perfil, por lo que no existe gráfica que permita estimar la carga unitaria.

La única opción es recurrir a métodos numéricos para resolver la ecuación, de donde se obtiene:

$$\frac{P}{A} = 9,23 \text{ MPa} \rightarrow P_{cr} = 9,23 \text{ MPa} \cdot (320 \text{ mm} \cdot 13 \text{ mm}) = 38394,151 \text{ N}$$

La carga crítica es muy superior a la carga a la que está sometida el pilar (peso de los rodamientos), por lo que no pandeará.

5.5.4. Cálculo del sistema de retención.

Debe asegurarse que el sistema de retención del eje principal de la máquina aguante las tensiones a las que está sometido, sin llegar a deformarse plásticamente y que las deformaciones elásticas sean reducidas para aumentar la sensación de calidad percibida de la máquina. La carga a considerar será el peso de la masa pendular, que suma en el centro de masas tanto la del eje del péndulo como la de la maza.

De esta manera, el diagrama del sólido es:

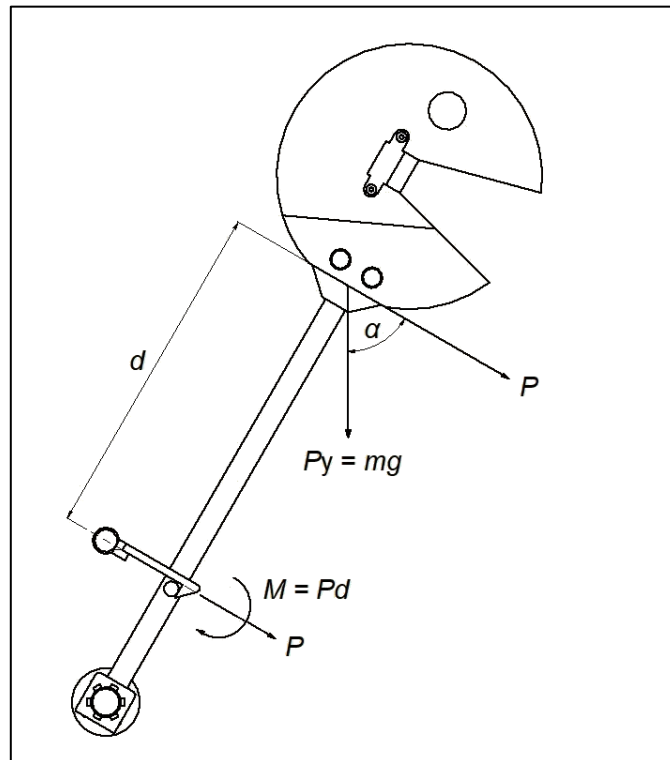


Figura 52. Diagrama sólido retención.

Donde,

$$d = 453,42 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

Como se observa en el diagrama, se proyecta el peso en el centro de gravedad de la sección en la dirección del sistema de retención. Posteriormente se traslada la fuerza a la zona considerada mediante fuerza-par.

Este par, sin embargo, no se tendrá en cuenta en el cálculo de la resistencia de la sección, pues el sistema de la retención está articulado.

$$P_y = 17 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 166,77 \text{ N}$$

$$P = \frac{166,77 \text{ N}}{\cos (60)} = 333,54 \text{ N}$$

La sección con mayor sollicitación se corresponde con la sección transversal de los brazos de la garra:

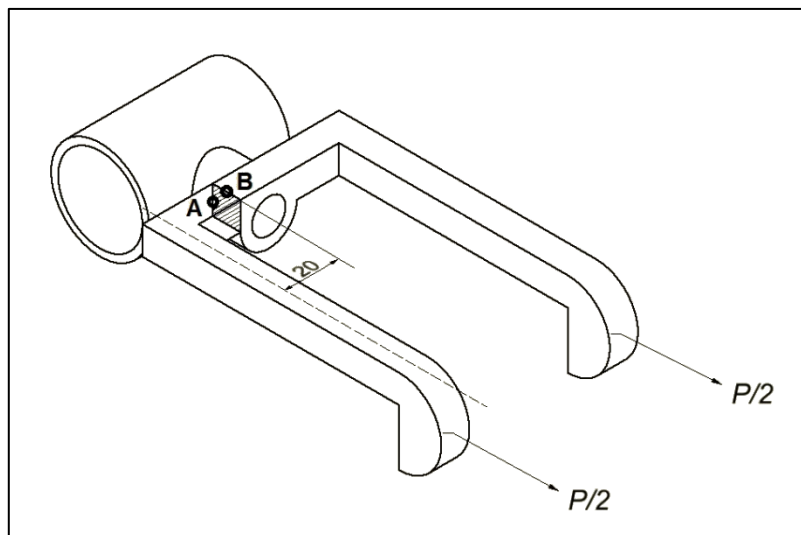


Figura 53. Diagrama garra.

La sección es cuadrada (10x10), teniendo dos puntos sometidos a diferentes esfuerzos, el A por momento flector y el B por cortante.

- **Punto A:**

Para calcular la tensión que genera el momento flector se utiliza la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{M \cdot d}{I} \quad (22)$$

Donde,

M : momento producido por la carga.

d : distancia del baricentro de la sección a la fibra considerada.

I : momento de inercia de la sección.

Por tanto, sustituyendo datos en la ecuación anterior (22):

$$\sigma = \frac{\frac{333,54}{2} \text{ N} \cdot 20 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 10^3 \text{ mm}^3} = 20 \text{ MPa}$$

La sección aguanta la tensión por el momento flector.

- **Punto B:**

La tensión cortante máxima en una sección rectangular viene dada por la expresión:

$$\sigma = \frac{3 \cdot V}{2 \cdot A} \quad (23)$$

Donde,

V : carga que produce el esfuerzo cortante.

A : área de la sección considerada.

Sustituyendo:

$$\tau = \frac{3 \cdot \frac{333,54}{2} \text{ N}}{2 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} = 2,5 \text{ MPa}$$

La sección aguanta el esfuerzo cortante.

5.5.5. Cálculo de la sujeción del eje de freno.

La sujeción del eje que soporta el peso de la pinza freno está sometida a tensiones debidas a momento flector y a cortante en dos puntos diferenciados de la sección.

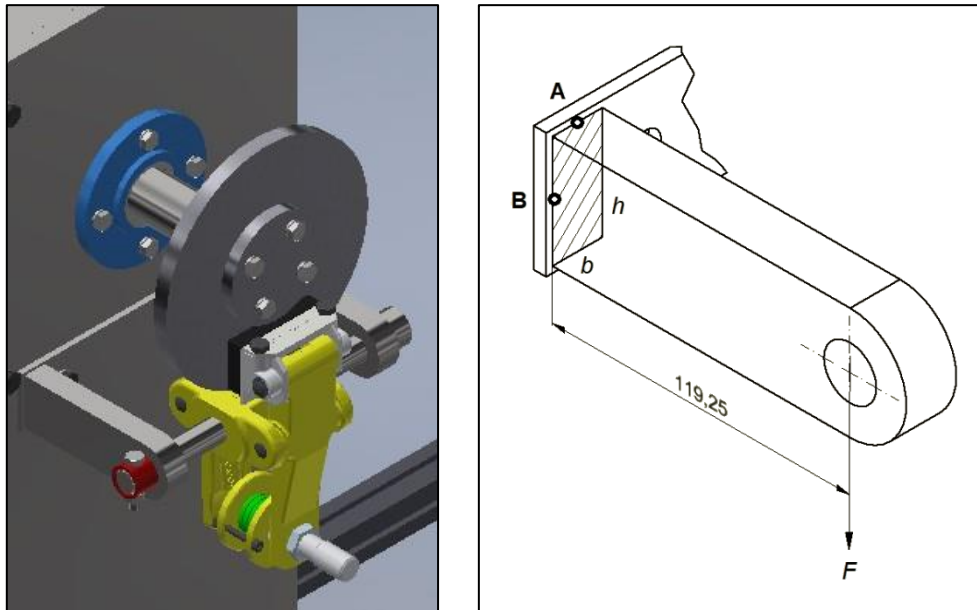


Figura 54. Esquema de la situación general y diagrama de la sujeción.

Donde,

$m = 4,4 \text{ kg}$ (se desprecia el peso del eje)

$b = 20 \text{ mm}$

$h = 45 \text{ mm}$

Por tanto:

$$P = 4,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 43,164 \text{ N}$$

Como se observa, la fuerza a la que está sometido cada brazo de la sujeción será la mitad de la carga calculada.

Se considera que la carga está aplicada en el plano de simetría de la sección.

- **Punto A:**

El punto A está sometido exclusivamente a tensión por momento flector, utilizando la ecuación (22)

$$\sigma = \frac{\frac{43,164}{2} \text{ N} \cdot 119,25 \text{ mm} \cdot 22,5 \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 20 \text{ mm} \cdot 45^3 \text{ mm}^3} = 0,38 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta que el límite elástico del acero es de 310 MPa, la sujeción aguanta holgadamente el esfuerzo por momento flector.

- **Punto B:**

El punto B, sin embargo, está sometido exclusivamente a tensión por esfuerzo cortante. Por tanto, sustituyendo en la ecuación (23), para sección rectangular:

$$\tau = \frac{3 \cdot 21,58 \text{ N}}{2 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 45 \text{ mm}} = 0,036 \text{ MPa}$$

El eje aguanta el esfuerzo cortante.

5.5.6. Cálculo de uniones atornilladas.

Las uniones atornilladas deben resistir los esfuerzos a las que están sometidas (tracción, cortante, aplastamiento, etc.) para asegurar la integridad de la máquina. En este caso, los tornillos están sometidos a tracción y cortante y los datos necesarios para el cálculo de su resistencia, son los siguientes:

Métrica	Clase	S_u (Mpa)	A_s (mm ²)	Y_m
M8	8.8	800	36,6	1,25
M10	8.8	800	58	1,25
M12	8.8	800	84,3	1,25
M16	8.8	800	157	1,25
M20	8.8	800	275	1,25

Tabla 10. Datos de los tornillos seleccionados.

Donde,

S_u : es la tensión última a tracción del tornillo.

A_s : es el área resistente del tornillo.

Y_m : es un coeficiente de seguridad.

Todas las expresiones utilizadas están descritas y explicadas en [12].

- **Resistencia a tracción:**

$$F_t = \frac{0,9 \cdot S_u \cdot A_s}{Y_m} \quad (24)$$

Sustituyendo los datos de la Tabla 10, para todas las métricas, en la ecuación anterior (24), se obtiene:

Métrica	F_t (N)
M8	21081,6
M10	33408
M12	48556,8
M16	90432
M20	158400

Tabla 11. Resistencia a tracción.

- **Resistencia a cortante:**

$$F_t = \frac{0,6 \cdot S_u \cdot A_s}{\gamma_m} \quad (25)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior (25), para todas las métricas:

Métrica	F_v (N)
M8	14054,4
M10	22272
M12	32371,2
M16	60288
M20	105600

Tabla 12. Resistencia a cortante.

Todos los tornillos seleccionados sometidos a tracción o cortante, aguantan cargas muy elevadas que cumplen los requerimientos de la máquina.

5.5.7. Cálculo de resistencia de la polea.

Es necesario comprobar si el eje de la polea aguanta el peso de la masa pendular unida con la cuerda al cabestrante. Como se indicó anteriormente, este no es de acero, si no de ABS, material utilizado en la impresión 3D, cuyas propiedades mecánicas más relevantes son:

Módulo de Young (E)	1,7 GPa
Resistencia de tracción a deformación	39 MPa
Resistencia a flexión	70,5 MPa

Tabla 13. Propiedades mecánicas del ABS para impresión 3D.

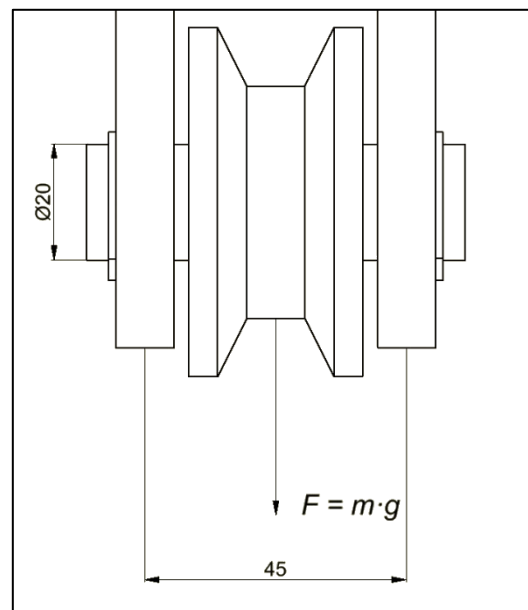


Figura 55. Diagrama de la polea.

Teniendo en cuenta el diagrama del sólido, el eje está sometido a flexión pura asemejándose a una viga biapoyada con carga centrada. La sección más solicitada es la central cuyo momento máximo es:

$$M = \frac{F \cdot L}{4} \quad (26)$$

Sustituyendo estos datos en la ecuación (13) y teniendo en cuenta (14):

$$\sigma = \frac{\frac{17 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 45 \text{ mm}}{4}}{\frac{\pi \cdot 10^3 \text{ mm}^3}{4}} = 2,39 \text{ MPa}$$

Como puede observarse, la tensión a la que está sometido el eje es pequeña siendo sus resistencias bastante superiores, por lo que aguantará el peso de la masa pendular.

6. RESULTADO. DISEÑO FINAL.

Una vez finalizado el diseño de los elementos no comerciales, y seleccionados los comerciales, se dispuso a ensamblar cada uno de los mismos, conformando el prototipo. Durante el ensamblaje, se comprobó minuciosamente la posibilidad de montaje real de la máquina, es decir, que su montaje fuera realmente alcanzable y no únicamente en un programa de diseño 3D. Esto es, por ejemplo, que todos los ejes se pudieran colocar en su posición natural, así como los casquillos diseñados, etc. Es por este motivo por el que ciertos elementos, incluidos los comerciales, son divisibles, posibilitando su acoplamiento en la zona requerida.

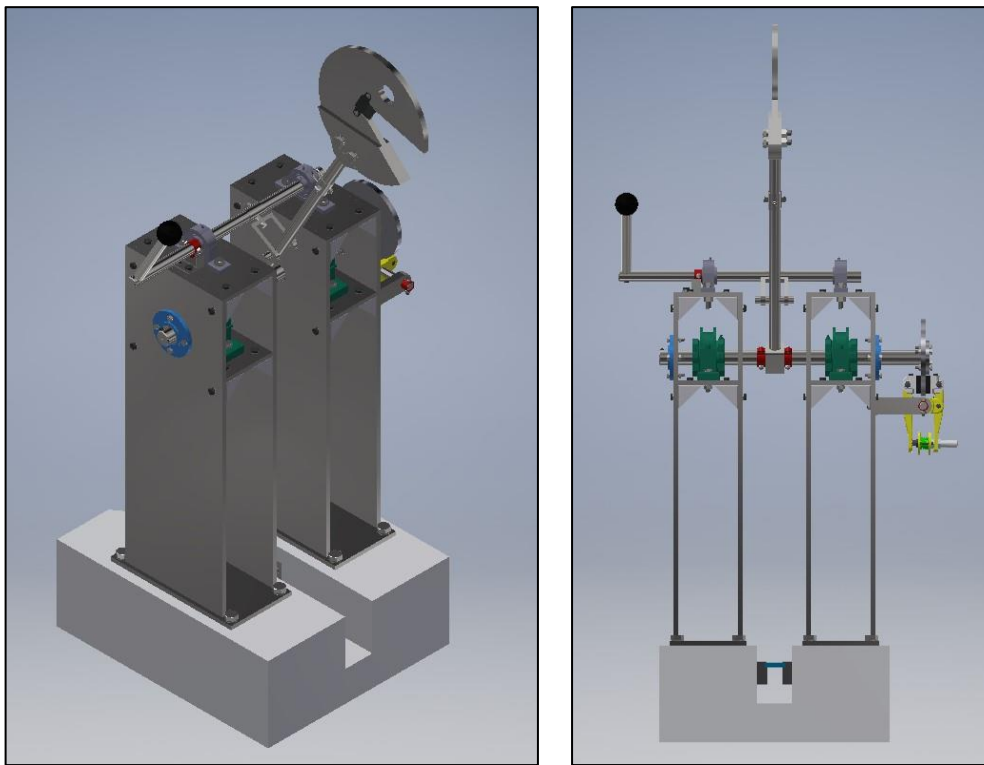


Figura 56. Diseño final con vista en perspectiva (izquierda) y frontal (derecha).

Dos comprobaciones a destacar, son que el percutor estuviese correctamente colocado, alineado con el centro de la probeta. Además, en su posición de reposo, tal como se indica en la norma, debe estar separado de la probeta un máximo de 2,5 mm.

Por otra parte, la distancia existente entre los apoyos de la probeta, debe ser de 40 mm.

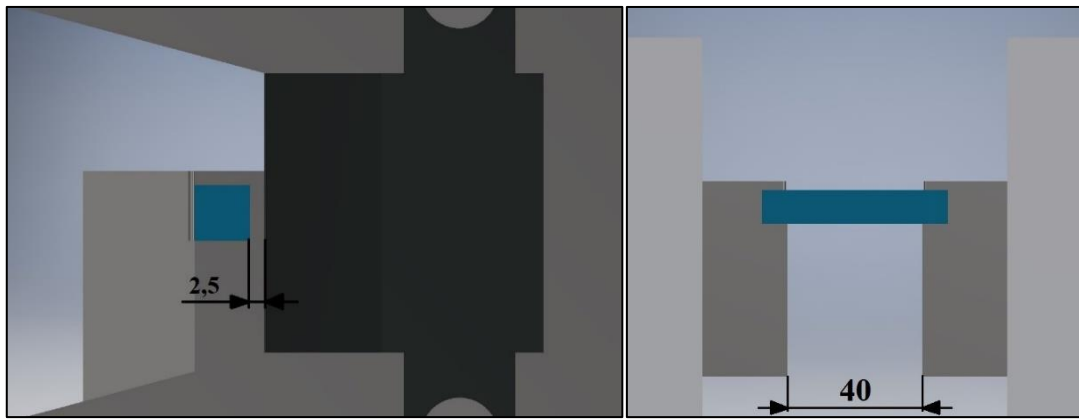


Figura 57. Distancia entre percutor y probeta (izquierda) y entre apoyos (derecha).

Respecto a la colocación de la máquina dentro de la jaula de seguridad [10] [11], se decidió aproximar el prototipo lo máximo posible a uno de los bordes la misma, dejando una distancia de 70 mm para accionar la palanca fuera de la jaula. De esta forma, la manipulación, si fuera necesaria, por parte de un ser humano, tendría mejor acceso y por motivos de diseño, el eje de la retención no tendría que ser excesivamente largo. Por otro lado, se pretendió que todos los elementos accionantes tuvieran su actuador en el mismo lado, a excepción de la pinza de freno, que por motivos de diseño se encuentra en el lado contrario. Sin embargo, no supuso un problema pues su accionamiento se puede realizar mediante un manguito neumático de la longitud requerida, que accione el muelle de la pinza.

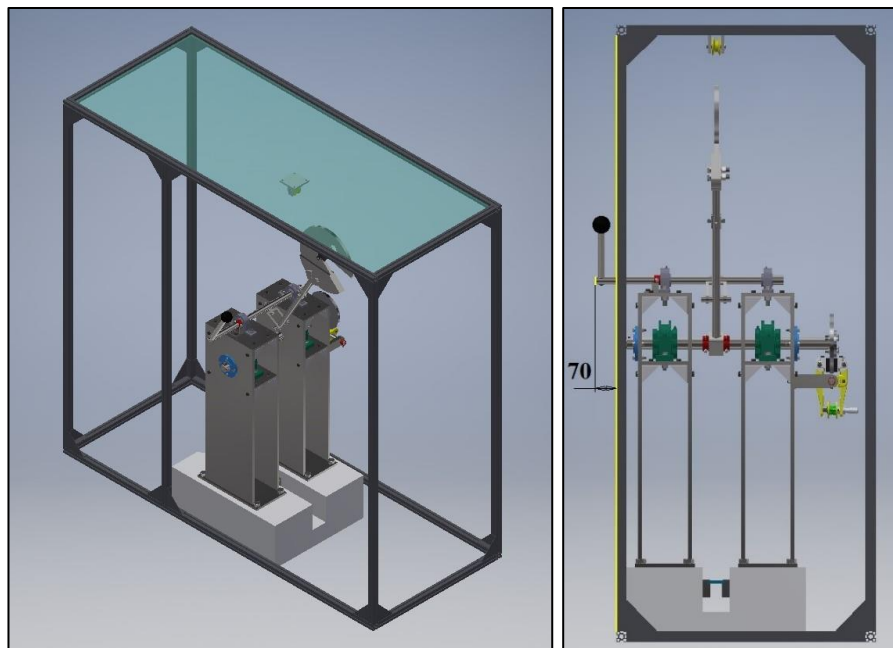


Figura 58. Diseño final dentro de la jaula.

7. SIMULACIÓN EN ABAQUS MEDIANTE MODELO JOHNSON COOK.

La realización de la simulación se lleva a cabo con el software ABAQUS, utilizando un modelo de impacto dinámico denominado Johnson Cook, que proporcionará una aproximación de la fractura de la probeta en el momento del golpe.

El modelo de Johnson Cook, también llamado viscoplástico, es un modelo sensible tanto a la velocidad de deformación como a la temperatura, sin tener en cuenta transferencia de calor. Es indicado en condiciones de altas velocidades de impacto y, por tanto, deformación, así como para situaciones en las que la temperatura afecte al comportamiento plástico del material [13].

El límite elástico a partir del cual se produce la deformación plástica, es expresado por el modelo como:

$$\sigma_y = (A + B\bar{\epsilon}^p)^n (1 + C \ln \dot{\epsilon}^*) (1 - T^{*m}) \quad (27)$$

$$\dot{\epsilon}^* = \frac{\dot{\epsilon}^p}{\dot{\epsilon}_0} \quad (28)$$

$$T^* = \frac{T - T_{\text{ambiente}}}{T_{\text{fusión}} - T_{\text{ambiente}}} \quad (29)$$

Donde,

$\bar{\epsilon}^p$: deformación plástica efectiva.

A: parámetro relacionado con el límite elástico del material.

B: parámetro ligado al endurecimiento por deformación plástica del material.

N: parámetro adimensional ligado al endurecimiento por deformación plástica del material.

C: parámetro adimensional ligado al endurecimiento con velocidad de deformación del material.

M: parámetro adimensional ligado a la sensibilidad del material a la temperatura.

$\dot{\epsilon}^*$: velocidad de la deformación plástica efectiva.

El estudio de la rotura según este modelo se expresa como:

$$\epsilon^f = \underbrace{[D_1 + D_2 e^{D_3 \sigma^*}]}_{\text{Influencia de la triaxialidad}} \underbrace{[1 + D_4 \ln \epsilon^*]}_{\text{Influencia de la velocidad de deformación}} \underbrace{[1 + D_5 T^*]}_{\text{Influencia de la temperatura}} \quad (30)$$

$$\sigma^* = \frac{p}{\sigma_{eff}} \quad (31)$$

Donde,

$D_1 - D_5$: parámetros del análisis de rotura dependientes del material.

La metodología empleada para reproducir el ensayo se contempla en el Anexo 7. Es importante aclarar, de cara a la observación de los resultados que en ABAQUS, por defecto, los elementos que alcanzan el criterio de fallo son eliminados [14], de ahí que visualmente se pueda separar la probeta.

Los materiales seleccionados para cada elemento son aluminio y acero AISI 4820 para la probeta y el percutor, respectivamente. Sus propiedades son:

$$E_{\text{aluminio}} = 7 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$$

$$E_{\text{acero}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu_{\text{aluminio}} = 0,3$$

$$\nu_{\text{acero}} = 0,28$$

$$\rho_{\text{aluminio}} = 2,7 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$$

$$*\rho_{\text{acero}} = 5,4 \cdot 10^{-7} \text{ t/mm}^3$$

*La densidad del acero es modificada, pues la masa de impacto para desarrollar la energía requerida en la máquina diseñada cuenta con la de la maza y la del eje del péndulo. Por tanto, la densidad es adaptada para adquirir la masa pendular requerida.

Parámetros de Johnson Cook para el aluminio seleccionado:

D₁	D₂	D₃	D₄	D₅
-0,77	1,45	0,47	0,001	0

Tabla 14. Parámetros del modelo para el comportamiento plástico.

A	B	n	m
324	114	0,42	0

Tabla 15. Parámetros del modelo para el comportamiento de la fractura.

Se ejecuta la simulación y se obtienen los resultados. Destacar que el tiempo de simulación se extiende en el tiempo incluso sin tener en cuenta la dependencia de la temperatura, tal y como se observa en la ecuación (30).

Las unidades de los resultados vienen impuestas por las utilizadas durante el proceso, es decir, tensiones en N/mm^2 , desplazamientos en mm, etc.

El percutor avanza con la velocidad impuesta en la condición inicial e impacta con la probeta, aumentando la tensión en la zona del golpe, tal y como se puede observar en la siguiente figura.

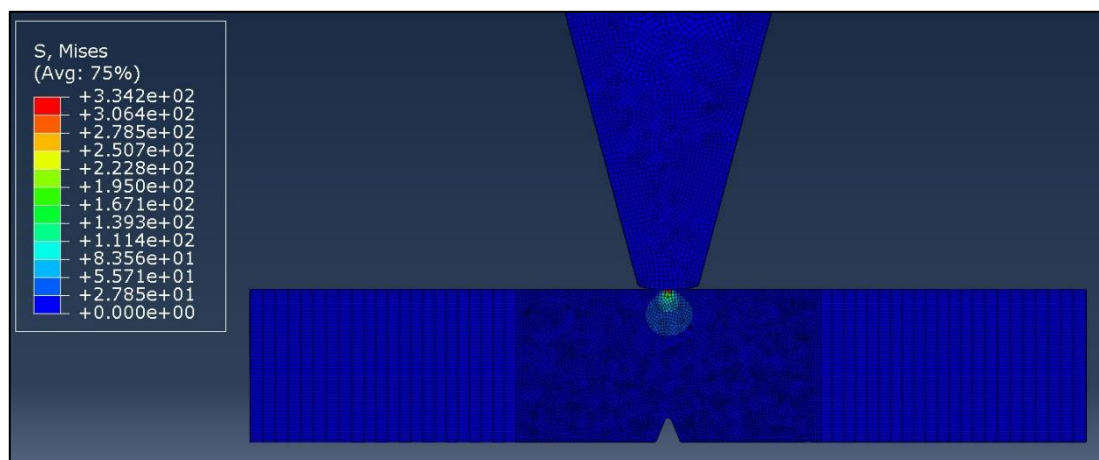


Figura 59. Resultados del impacto inicial.

Inmediatamente después del impacto, se acumulan tensiones muy elevadas cerca de la entalla, debido al efecto del concentrador de tensiones explicado con anterioridad. Por tanto, se produce la rotura inicial, que seguirá extendiéndose hasta la rotura completa del material.

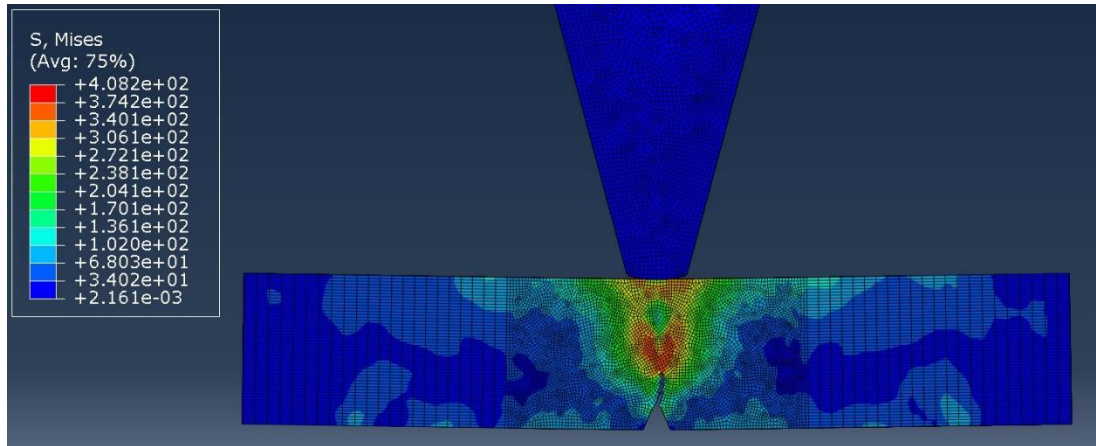


Figura 60. Resultados de la fractura inicial.

En este punto se está acumulando una tensión de 408 MPa alrededor de la zona del concentrador de tensión, superando el límite de rotura del aluminio, lo que provoca que la grieta continúe creciendo.

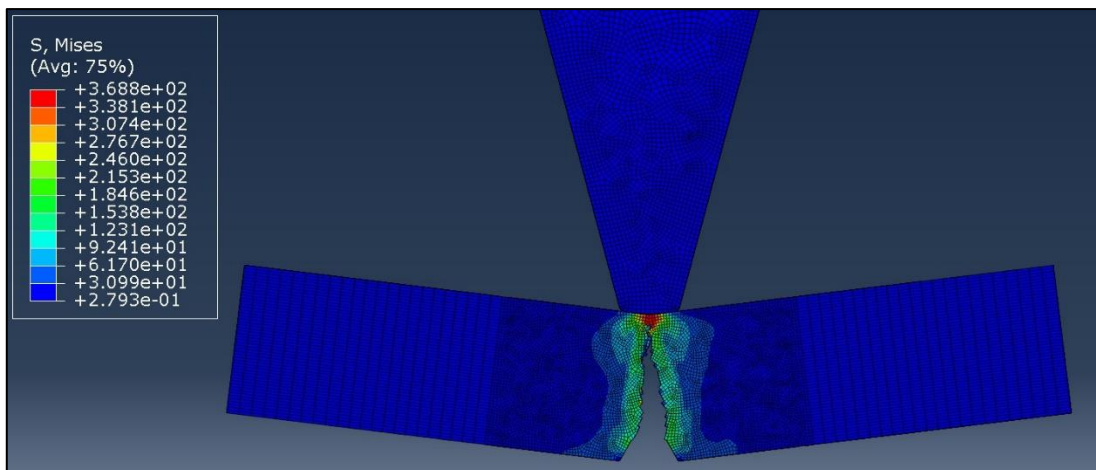


Figura 61. Resultados de la fractura avanzada.

Otro resultado e interés son los desplazamientos sufridos por la probeta, ya que está apoyada.

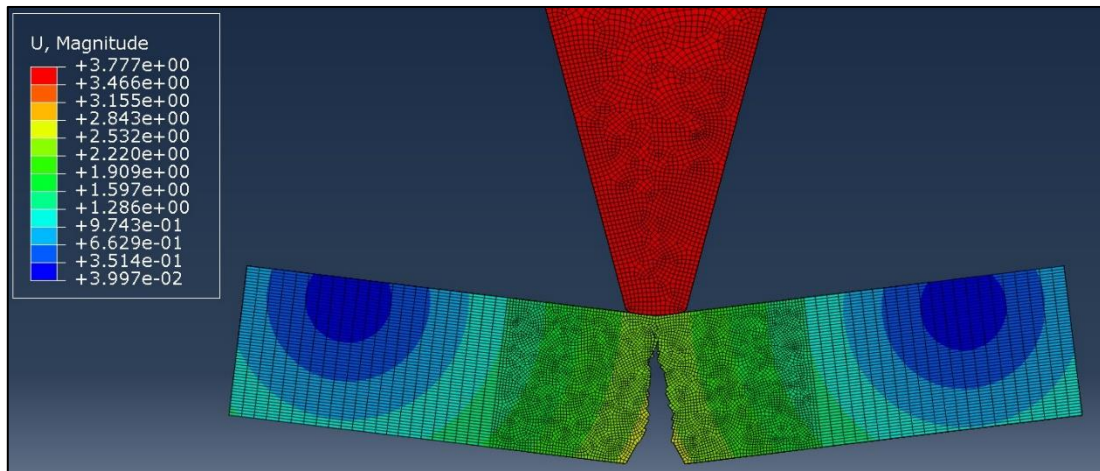


Figura 62. Resultados de los desplazamientos.

Se pueden observar en ambos extremos de la probeta que se produce un giro, como es lógico, ya que se produce la flexión de la probeta previa a su rotura, pues está apoyada en el extremo contrario al impacto.

8. CONCLUSIONES.

A partir de la planificación, diseño y selección, se ha conseguido reproducir un prototipo de máquina de ensayo de impacto con péndulo de Charpy que cumple con la normativa correspondiente a su verificación y ensayo. Se han conseguido solucionar problemas de diseño durante el desarrollo del prototipo, tales como un montaje físicamente complicado o imposible en el laboratorio de Ing. Mecánica a partir de la observación y estudio del diseño de máquinas.

En la determinación del rango de energía desarrollada por la máquina, se realizó una investigación exhaustiva de la energía absorbida por materiales metálicos durante un ensayo de impacto con péndulo de Charpy. De esta forma, se consiguió tener una representación cualitativa de los rangos normales de absorción por parte de estos materiales y de esta forma, se calculó el del prototipo. El rango fue aumentado a 250 J, teniendo previstas las pérdidas de energía por rozamientos no incluidas en todos los ensayos, así como dejar margen para su posible uso frente a materiales futuros.

El prototipo, finalmente, cumple con las condiciones de contorno previamente expuestas, así como con las condiciones de limitación de diseño, debidas al espacio en laboratorio y presupuesto, abaratando siempre que fuera posible el diseño de la máquina.

Finalmente, con las dimensiones del percutor diseñado, y la probeta normalizada, así como la velocidad máxima calculada, se consiguió realizar una simulación de la fractura de las probetas a partir de un modelo de impacto en software mediante elementos finitos ABAQUS, denominado Modelo de Johnson Cook.

Se puede concluir que, en el diseño de máquinas, representar cada uno de los elementos y ensamblarlos es una mínima parte del todo. La normativa, el trabajo de investigación, la planificación y estudio del diseño, la verificación, etc., son partes esenciales que conforman un buen diseño final.

Además, este Trabajo de Fin de Grado ha sido globalmente, un proceso iterativo, en el que se han ido solucionando los problemas surgidos, lo que ayuda a mejorar la capacidad de diseño e imaginación en futuros proyectos y en la carrera profesional posterior.

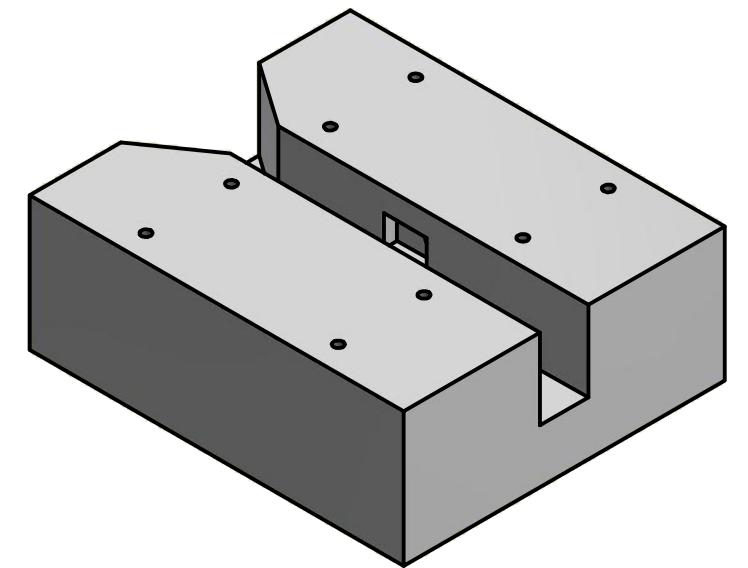
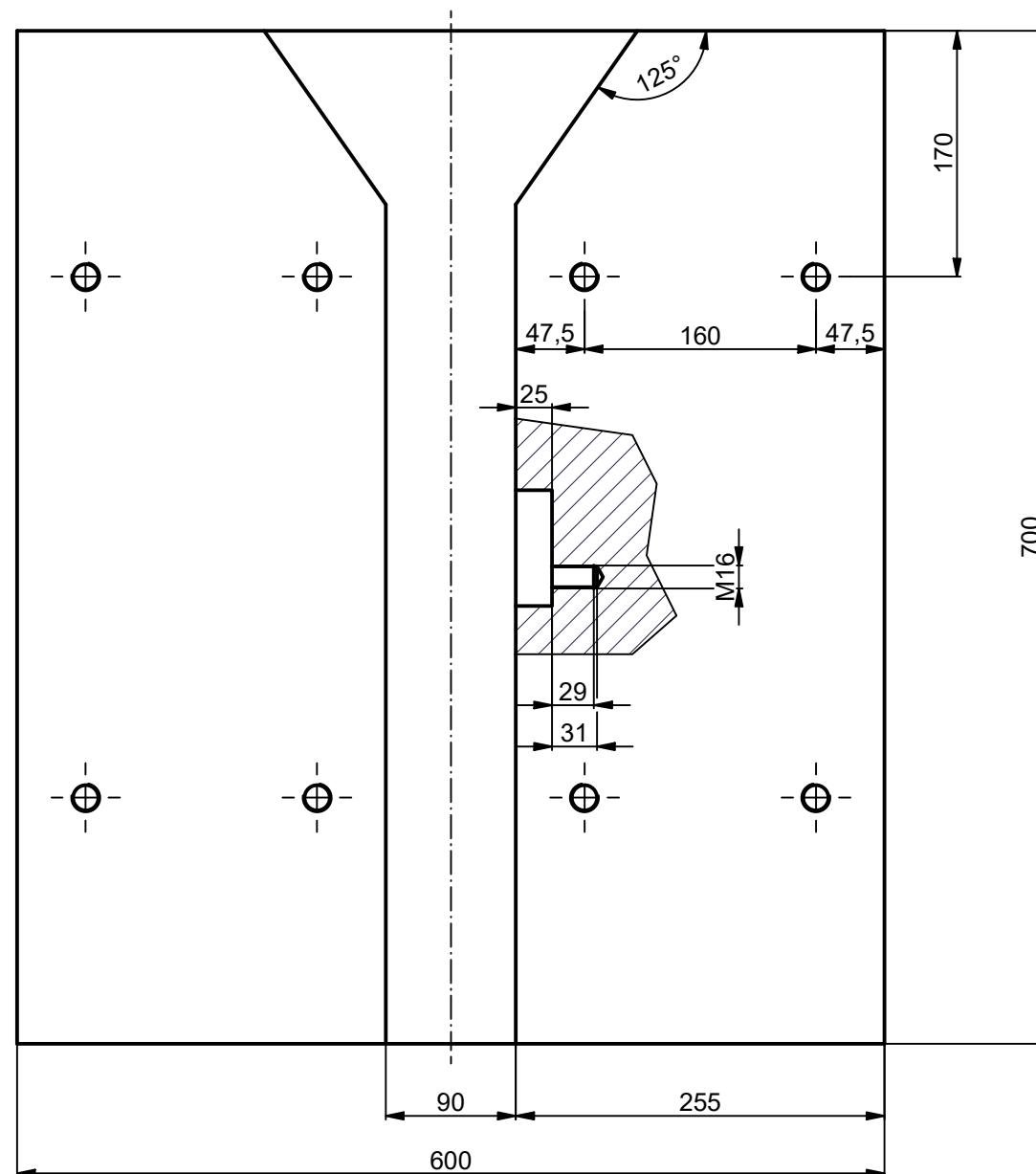
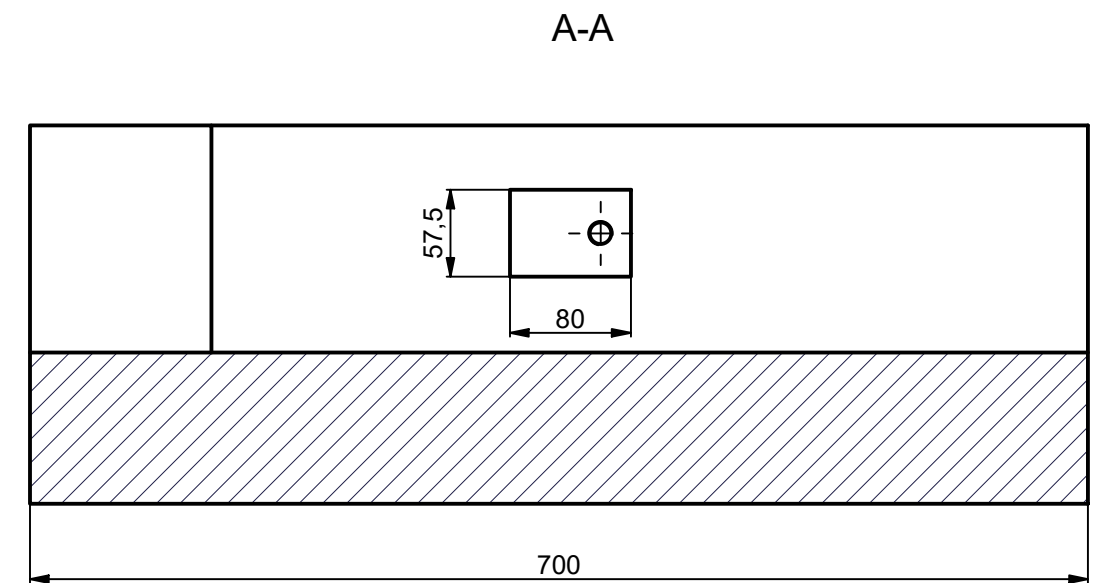
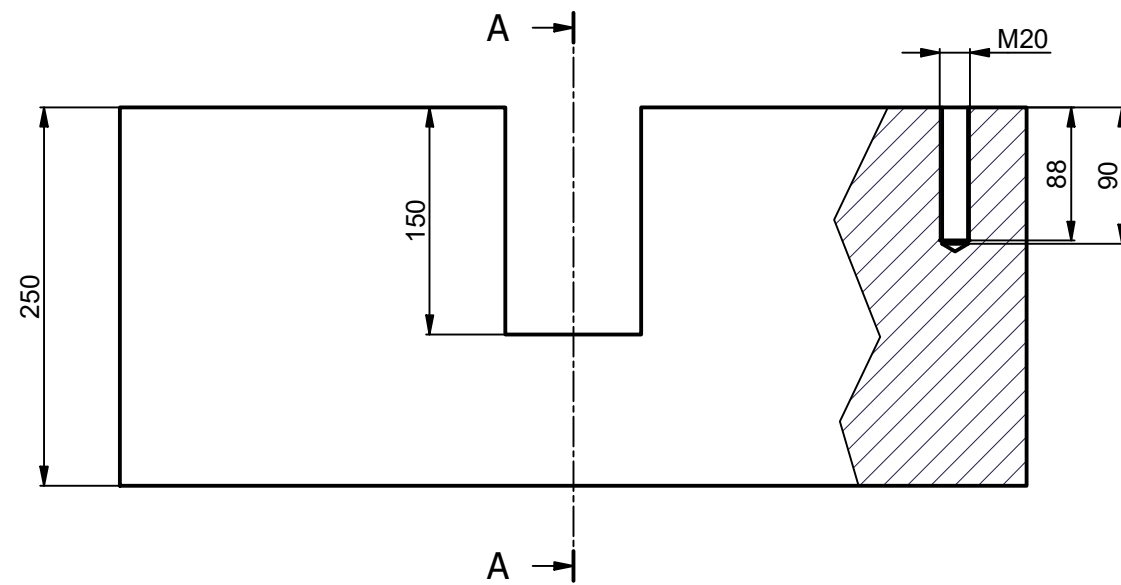
9. RECOMENDACIONES.

Debido a la falta de tiempo y presupuesto en la construcción de este prototipo a lo largo del curso natural, la Escuela Politécnica Superior de Linares debe contemplar la posibilidad de destinar recursos económicos como ayuda para proyectos futuros.

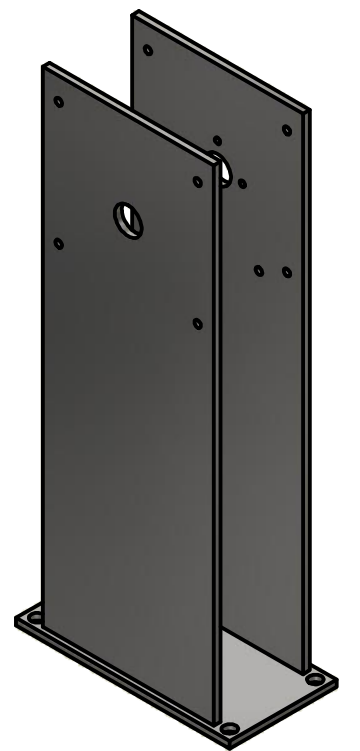
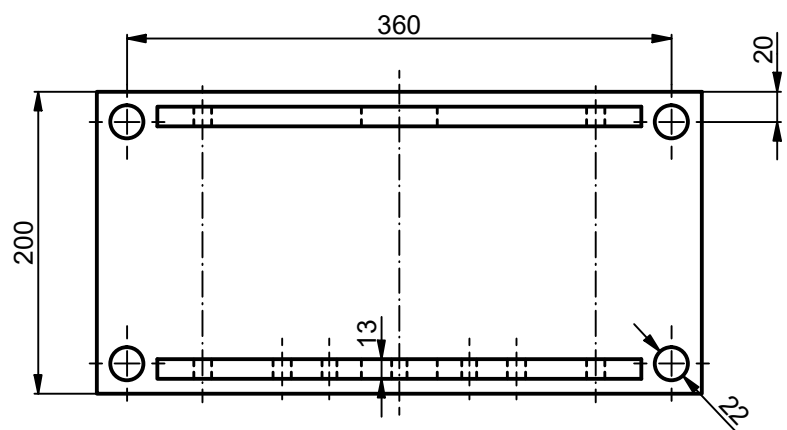
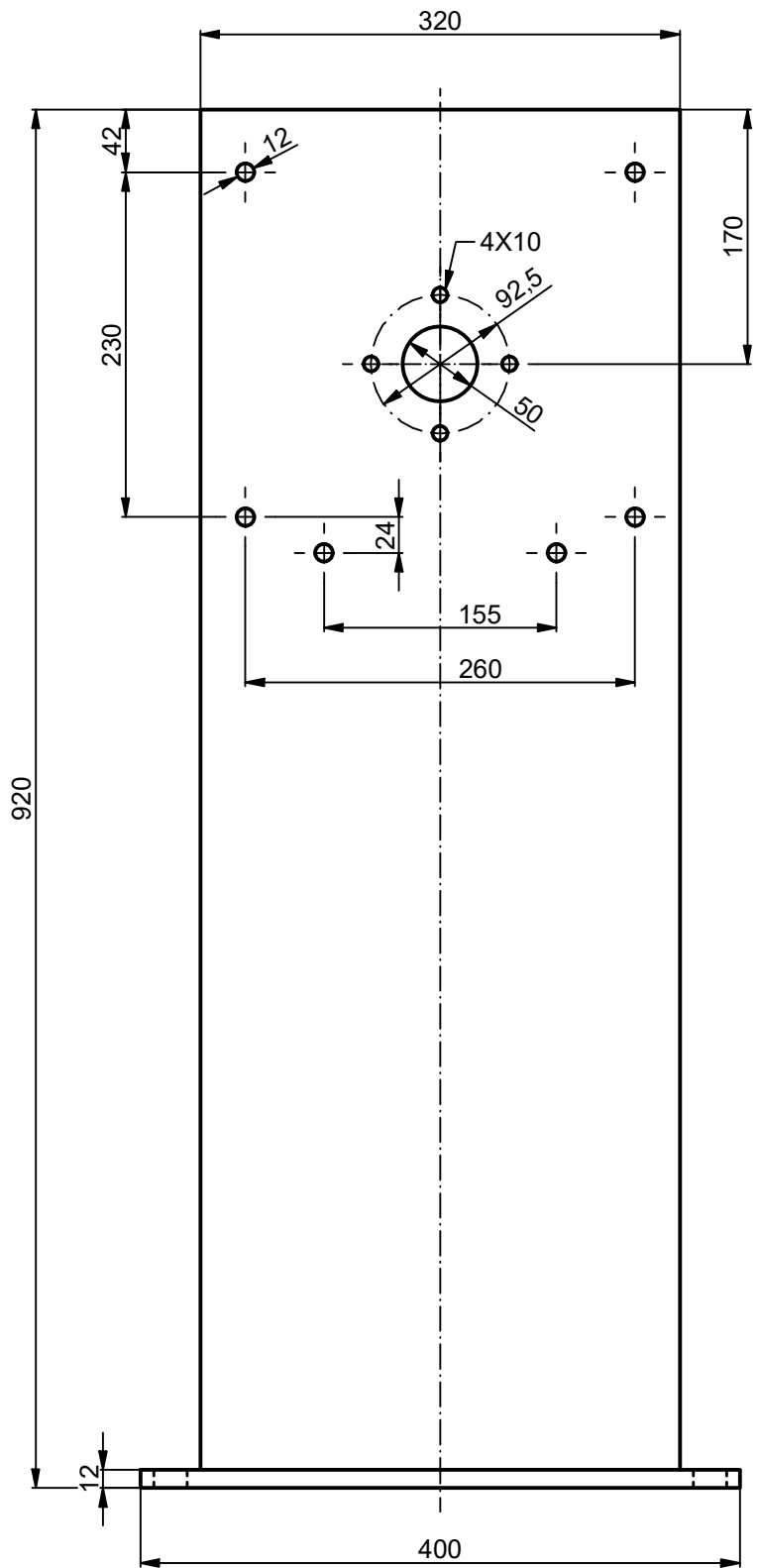
Se recomienda, en la eventualidad de la obtención de recursos por parte de la escuela y la disponibilidad e interés de algún alumno, analizar y estudiar detenidamente la normativa relativa al ensayo Charpy. En ella se dan indicaciones sobre la calibración y verificación de la misma.

Por otro lado, también sería de interés adquirir conocimientos de programación en Arduino para, si la máquina llega a construirse, poder interpretar los datos del encoder y así, realizar ensayos con la misma.

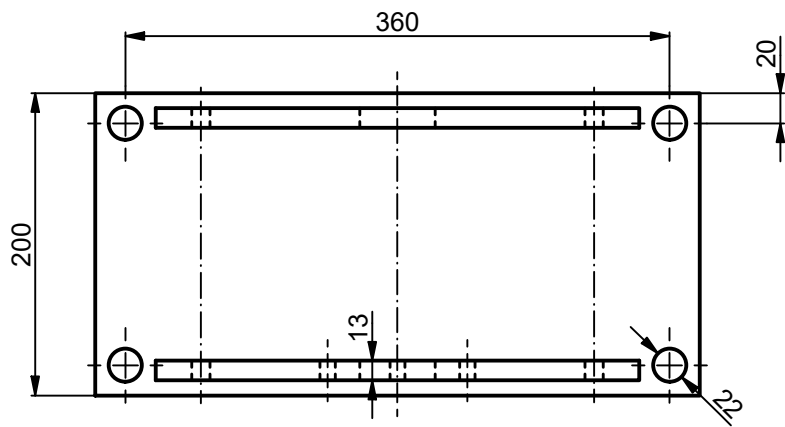
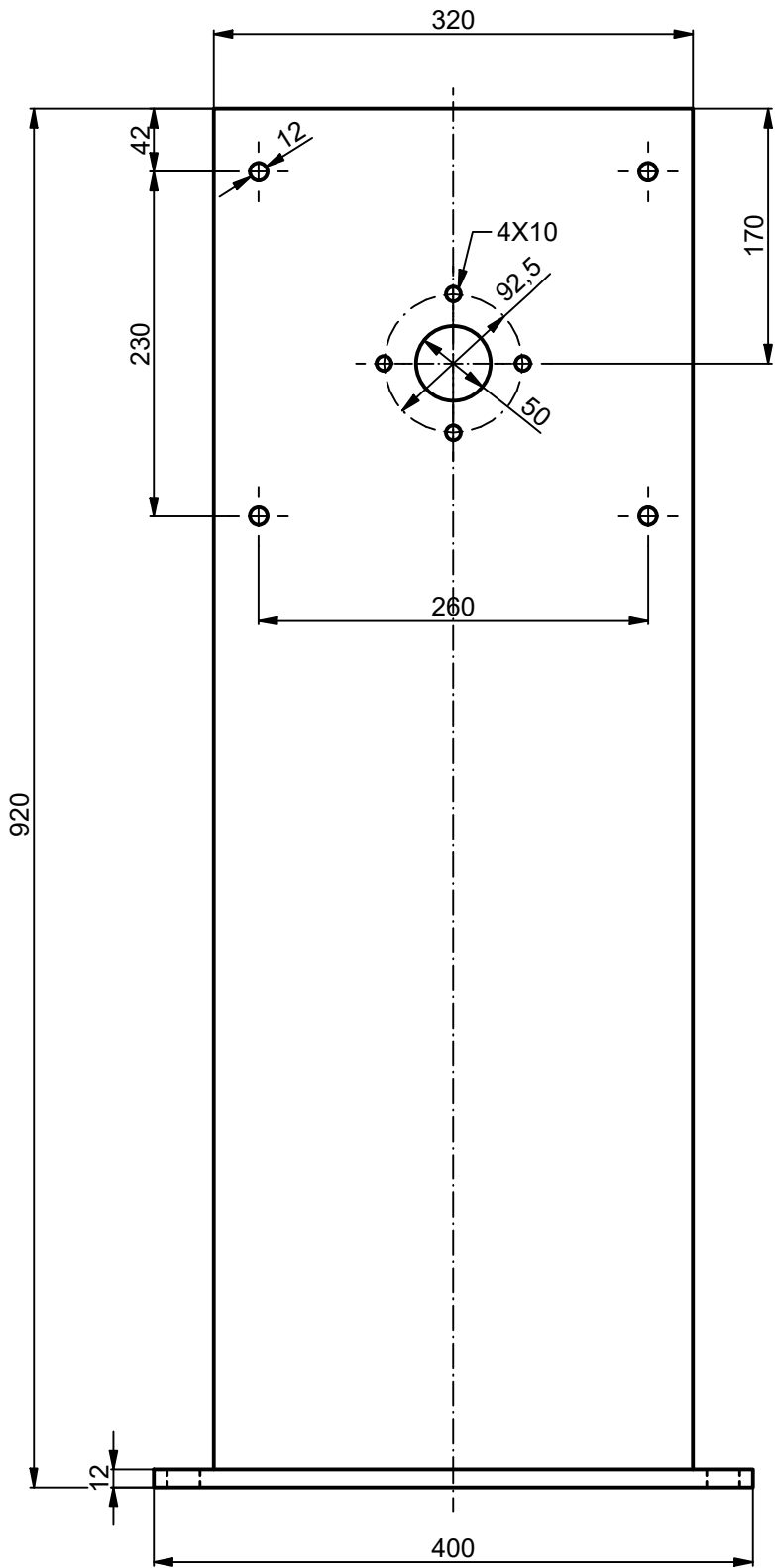
10. PLANOS.



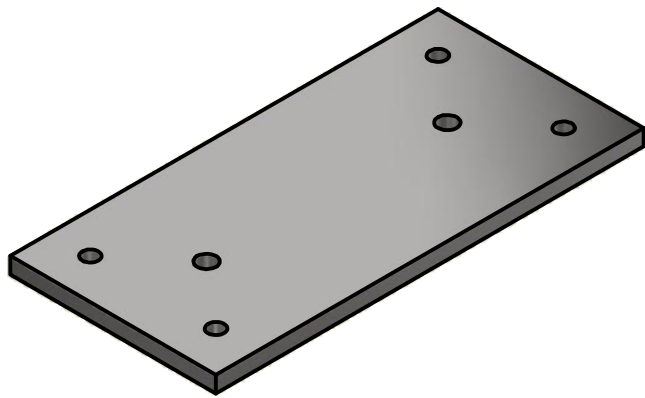
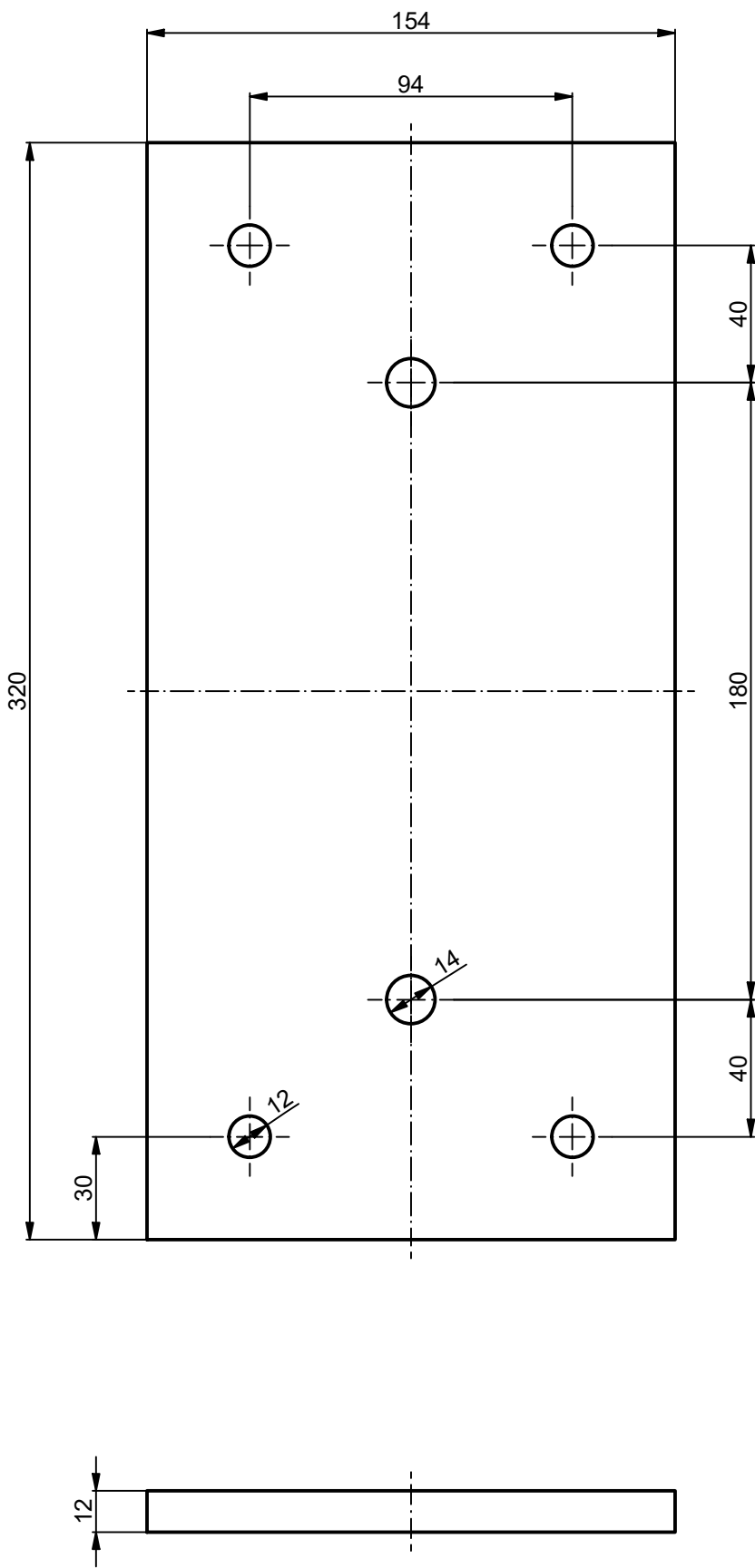
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:5	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Base__bastidor			Nº DE PLANO 1 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



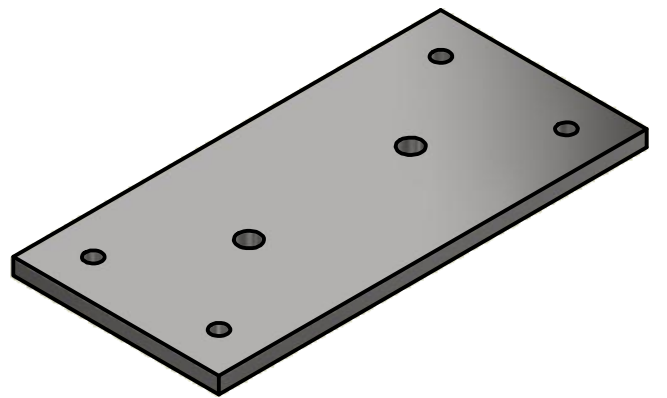
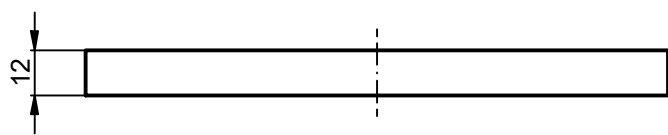
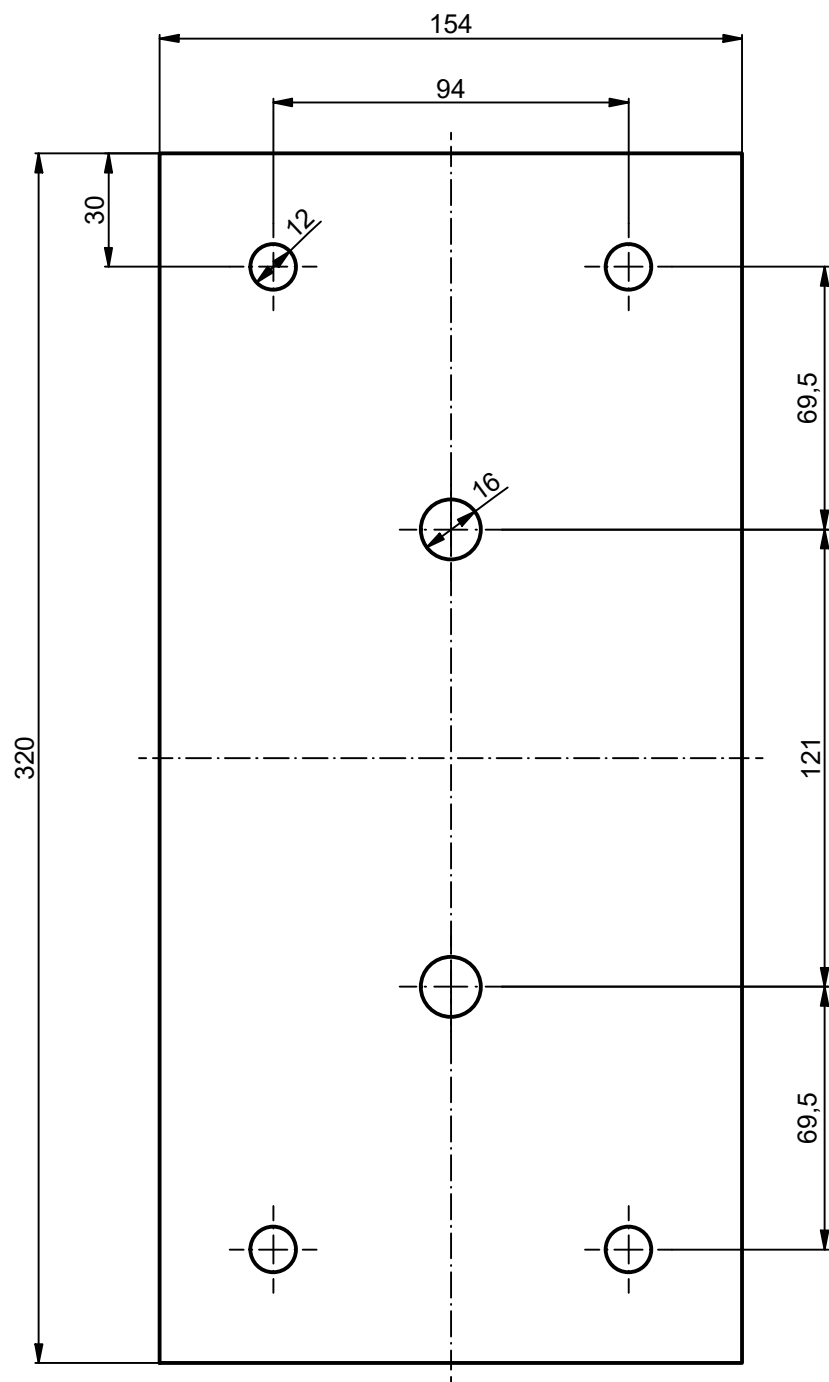
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:5	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Columna_der			Nº DE PLANO 2 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



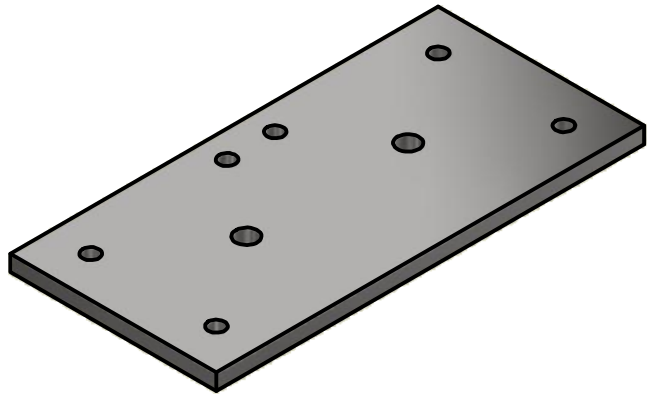
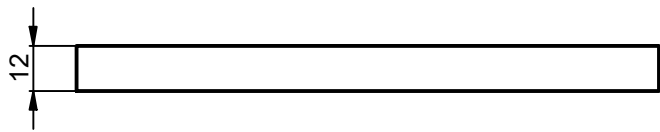
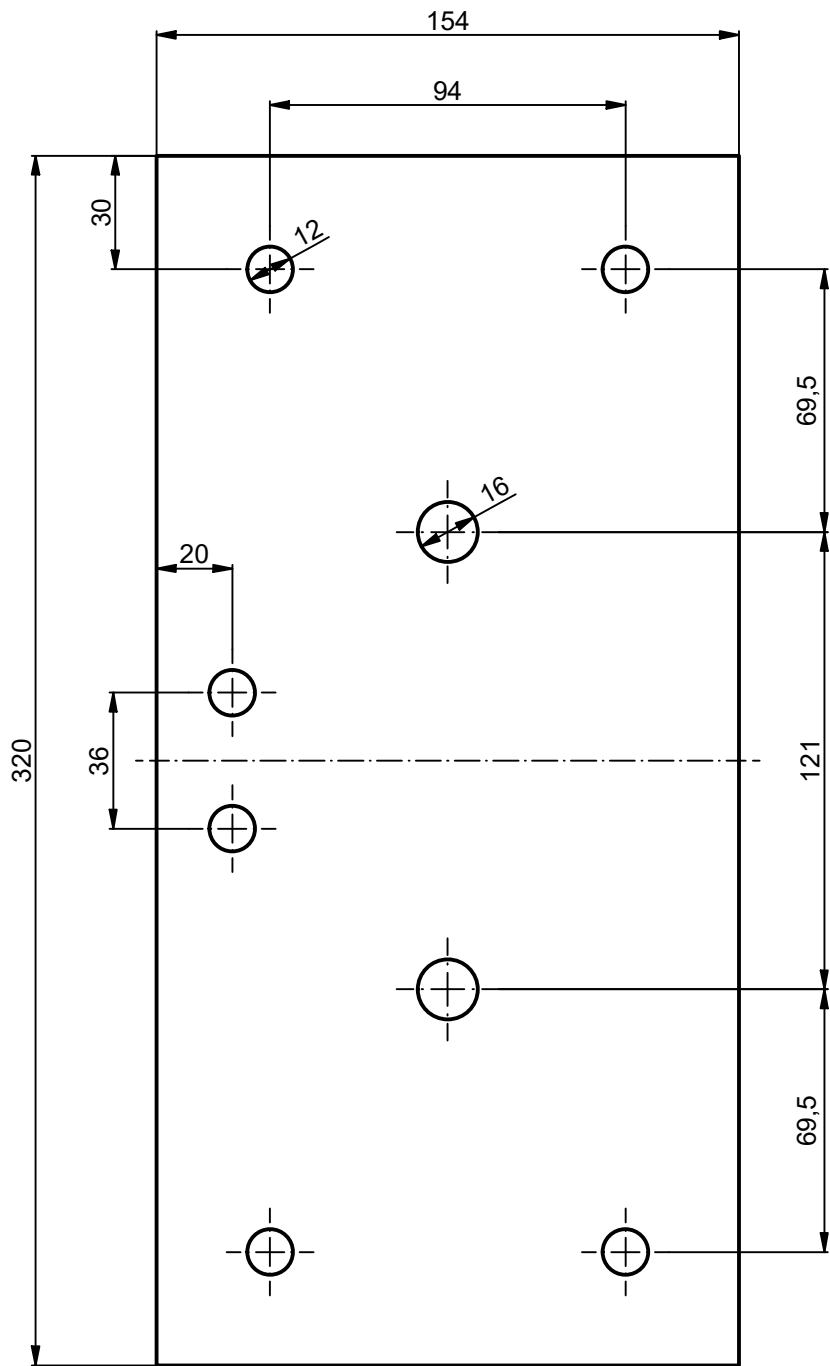
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:5	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Columna__izq			Nº DE PLANO 3 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



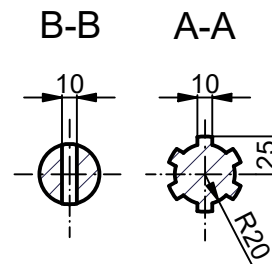
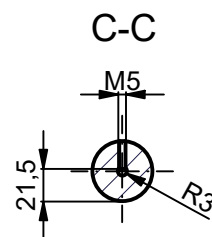
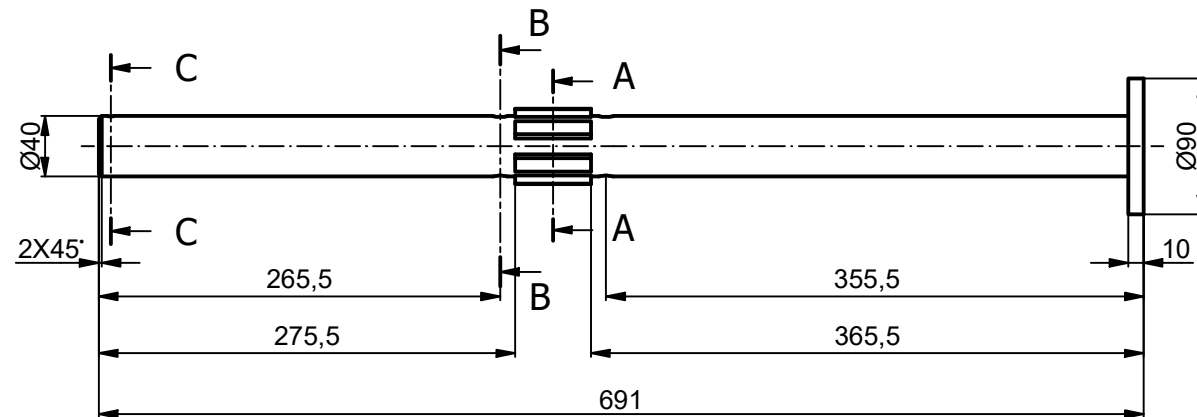
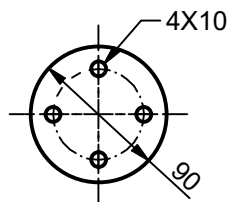
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Chapa_soporte_principal			Nº DE PLANO 4 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



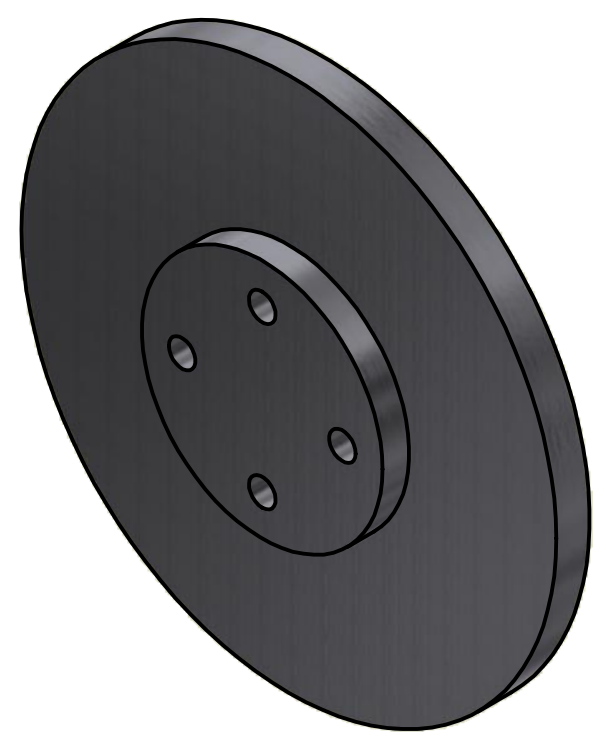
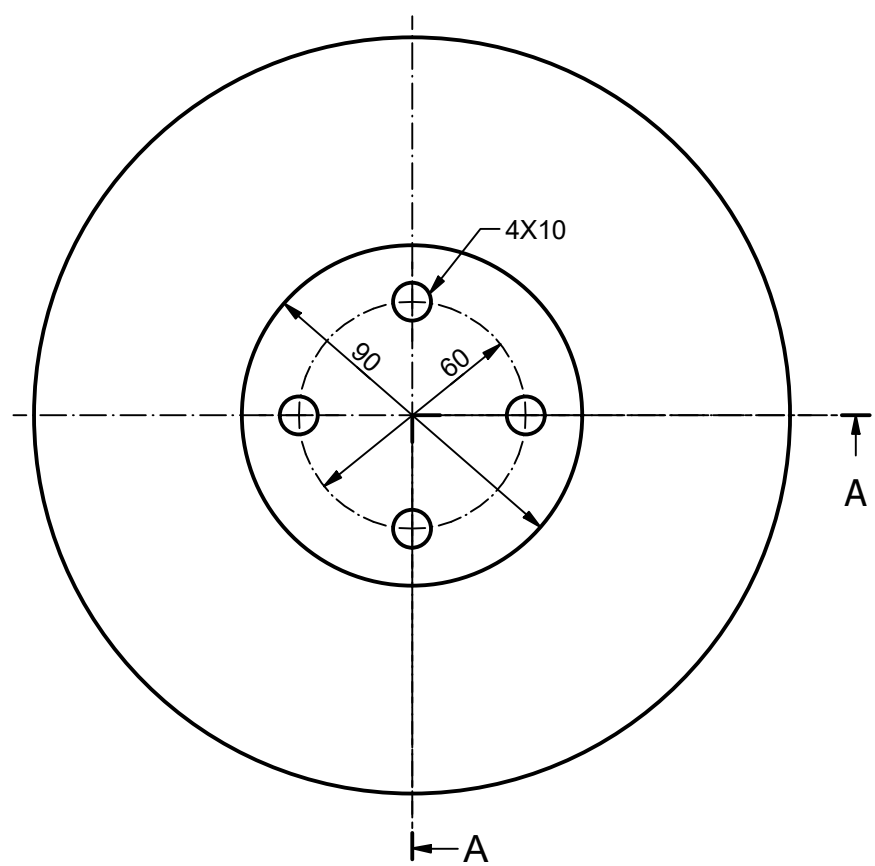
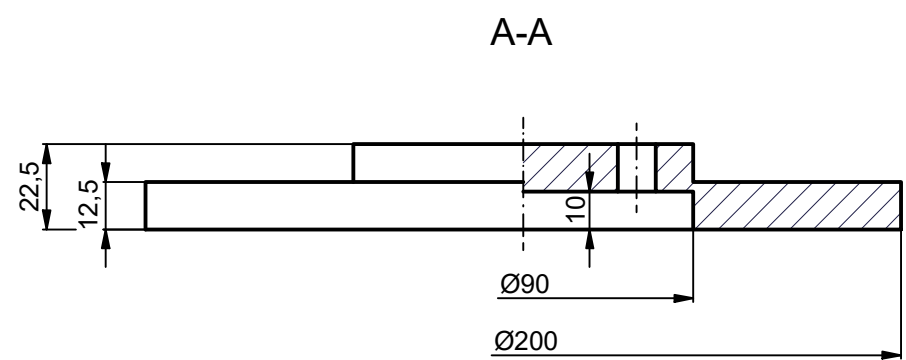
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Placa_soporte_retención_der			Nº DE PLANO 5 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



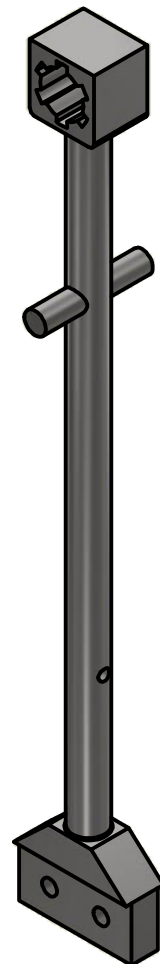
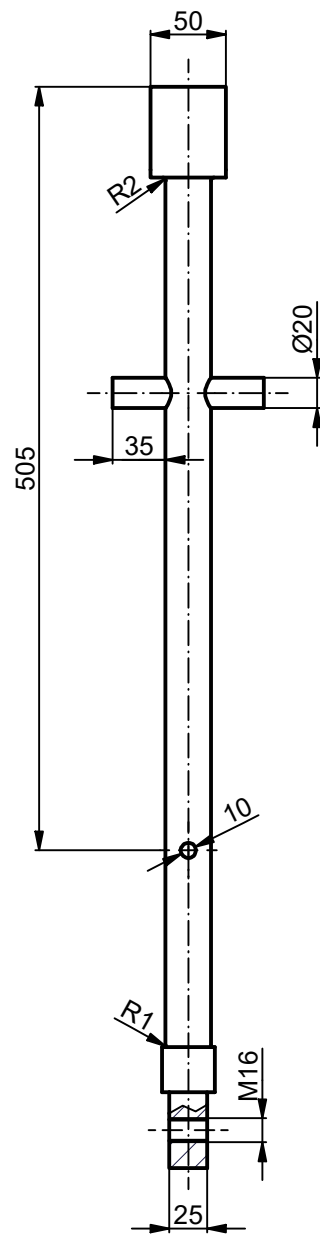
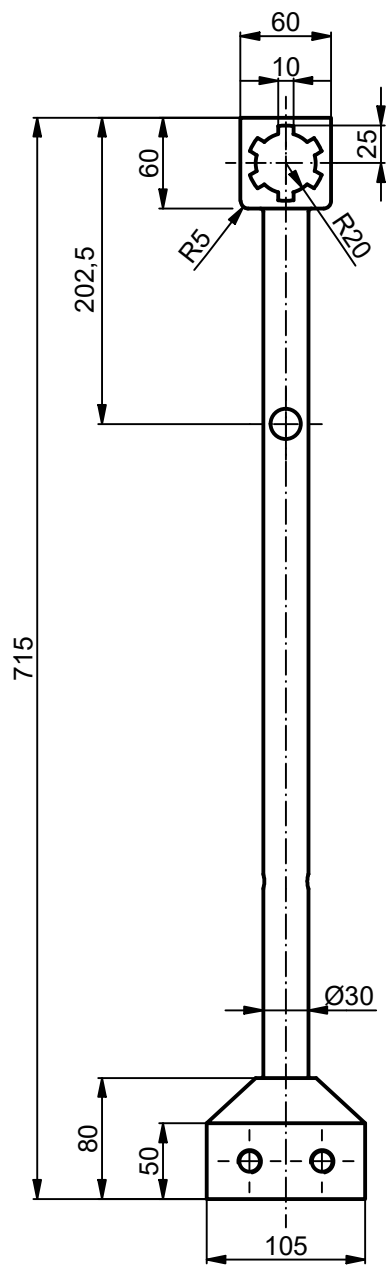
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Placa_soporte_retención_izq			Nº DE PLANO 6 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



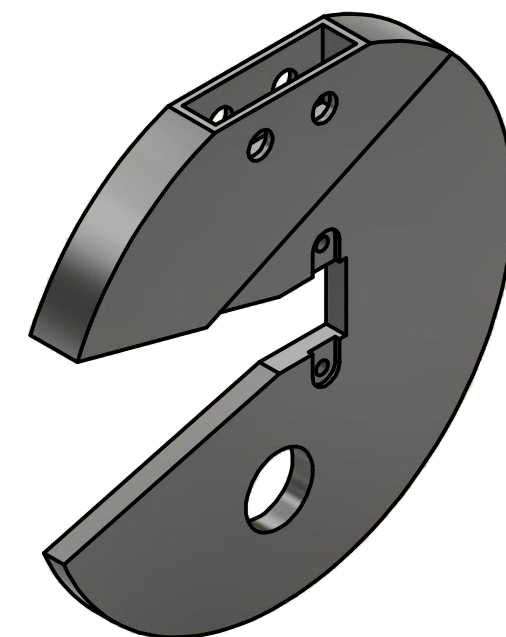
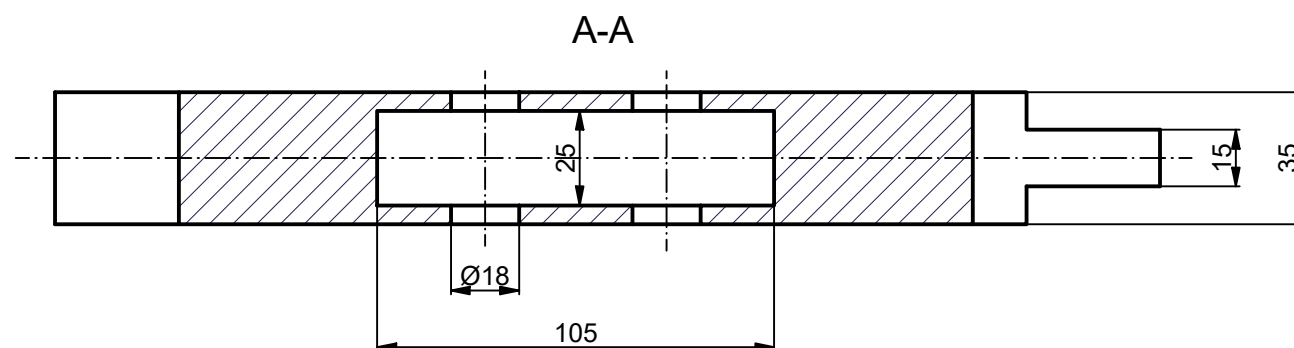
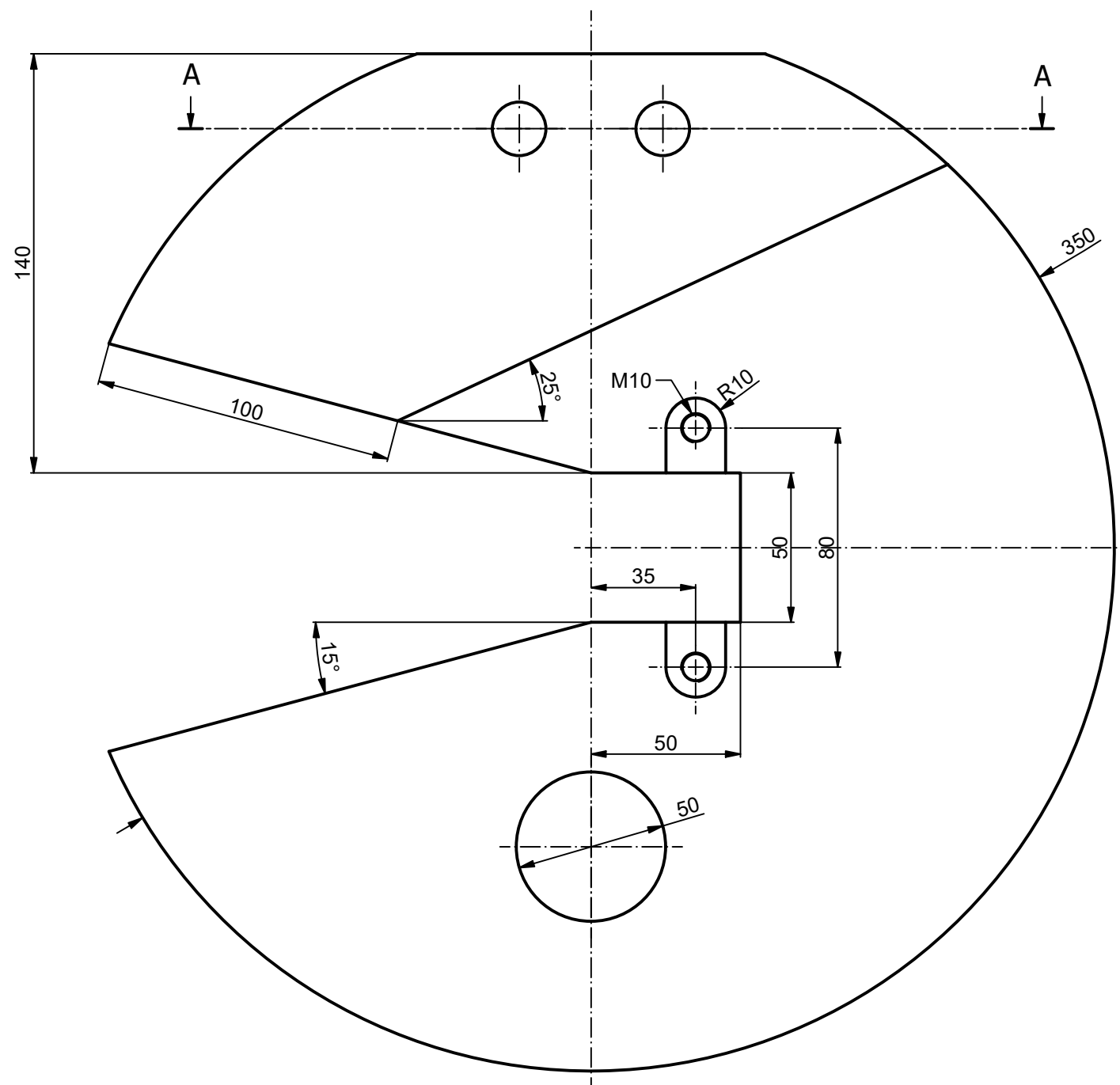
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje_principal			Nº DE PLANO 7 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



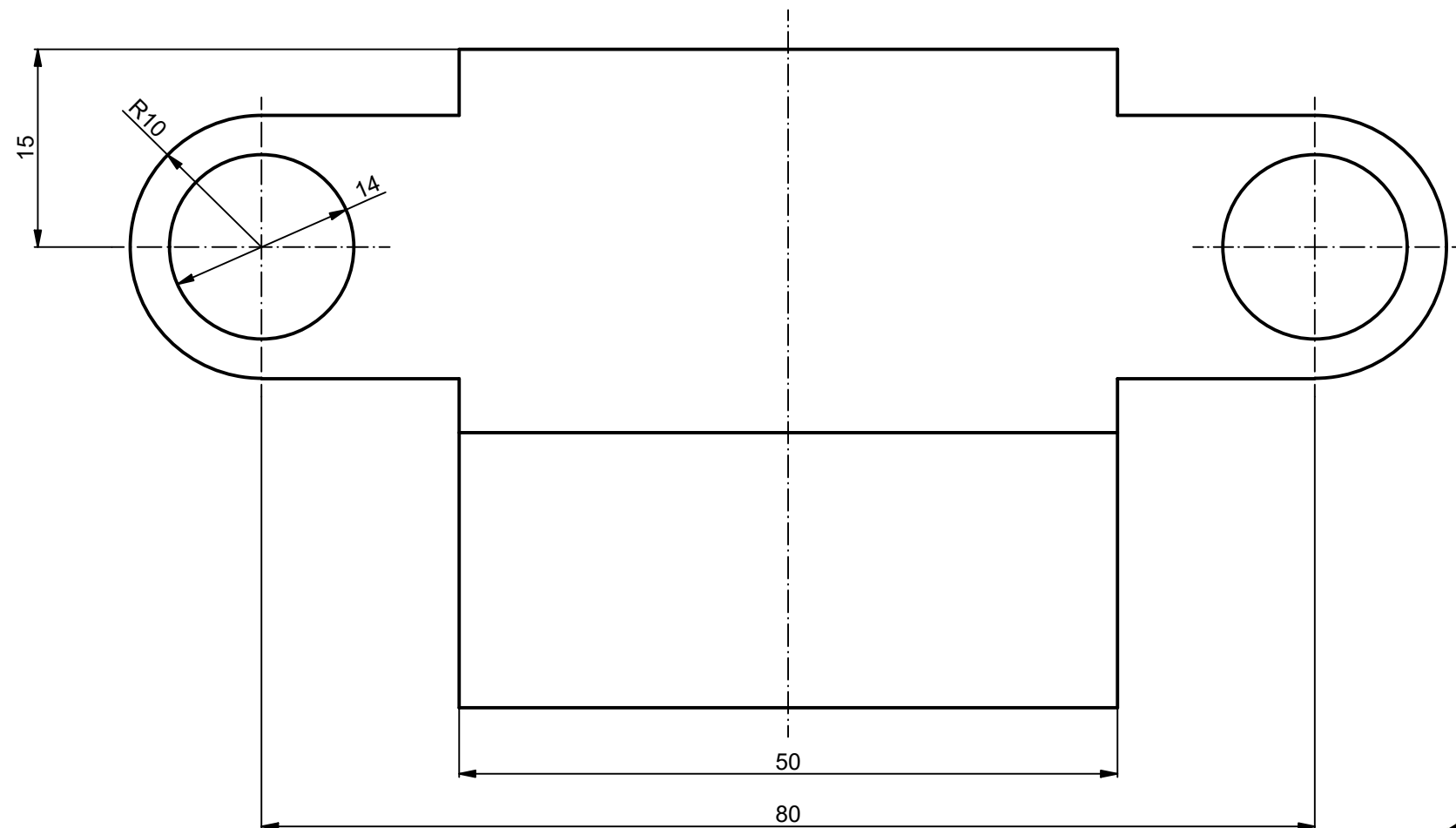
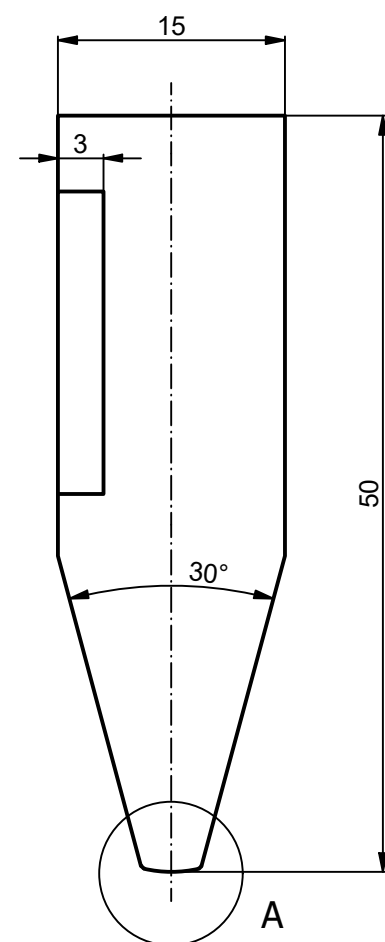
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Disco			Nº DE PLANO 8 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



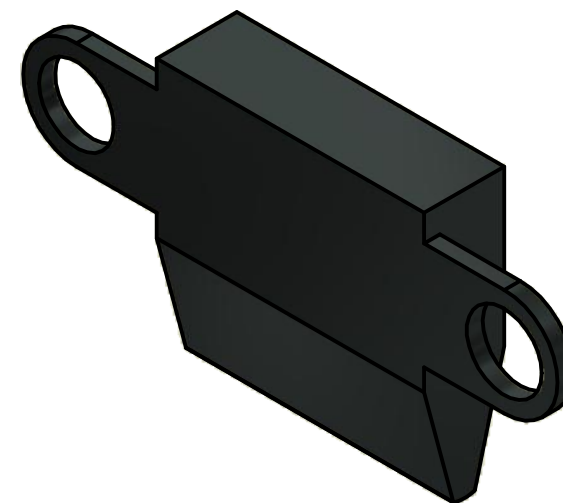
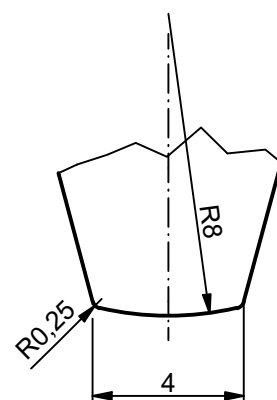
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:5	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje__péndulo			Nº DE PLANO 9 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



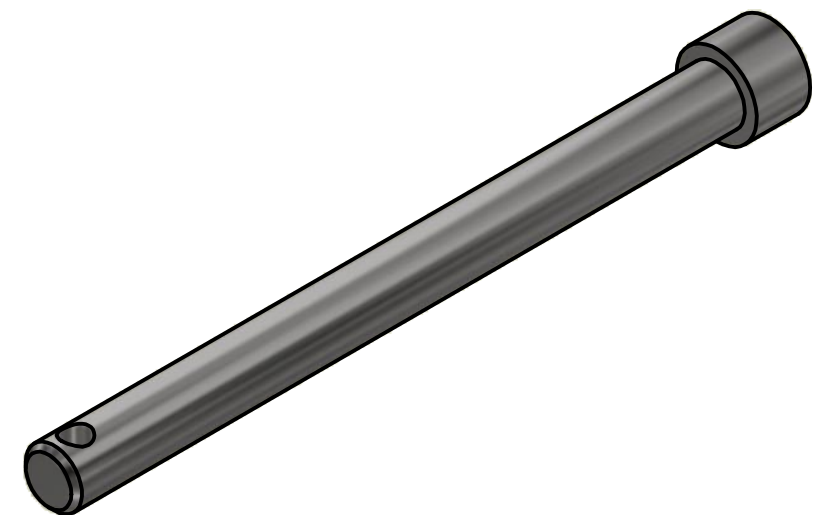
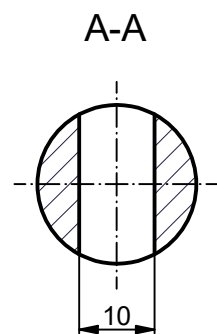
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Maza			Nº DE PLANO 10 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



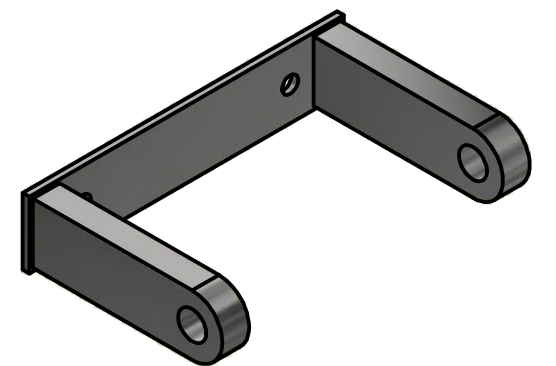
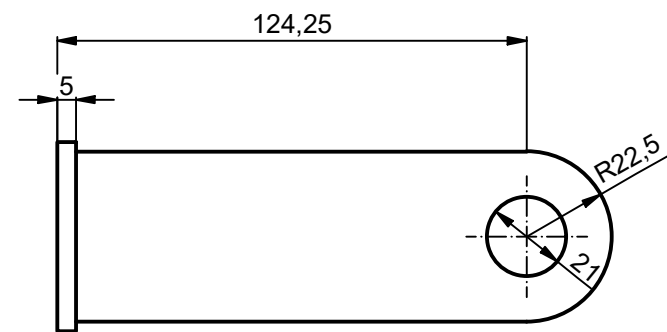
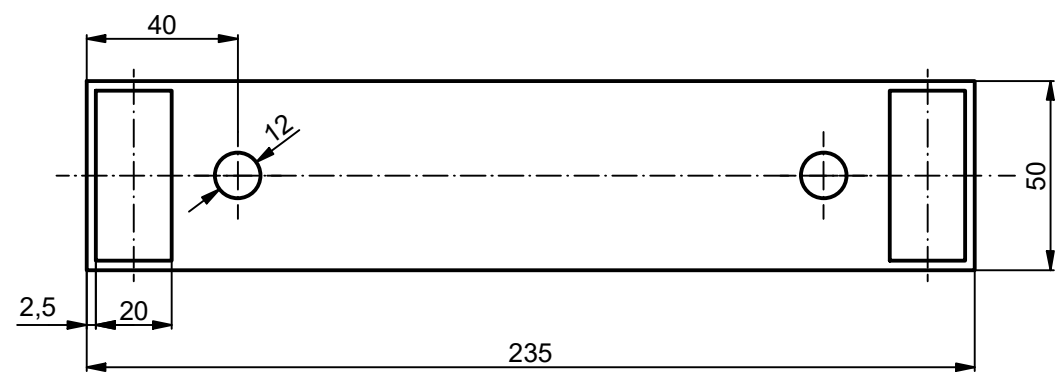
A (5 : 1)



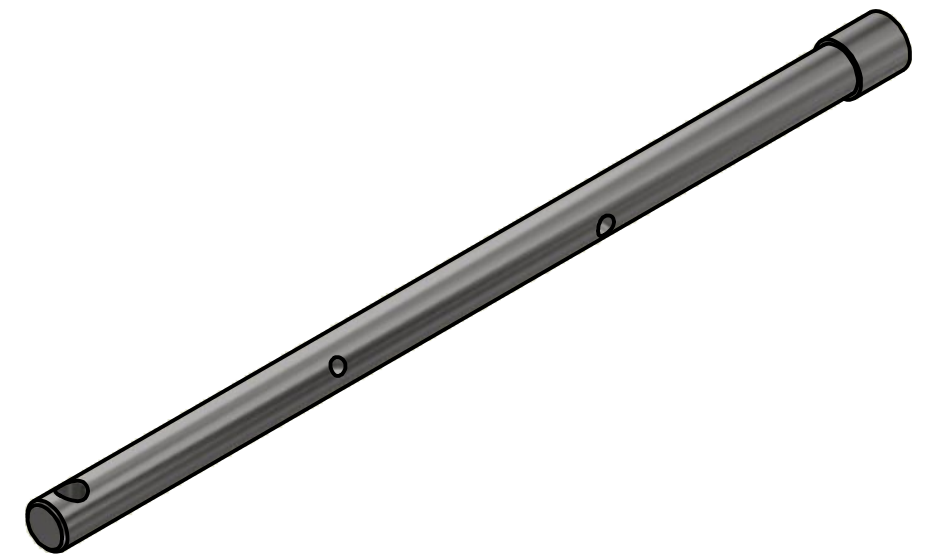
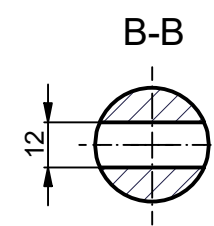
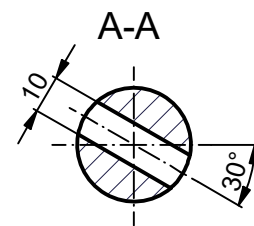
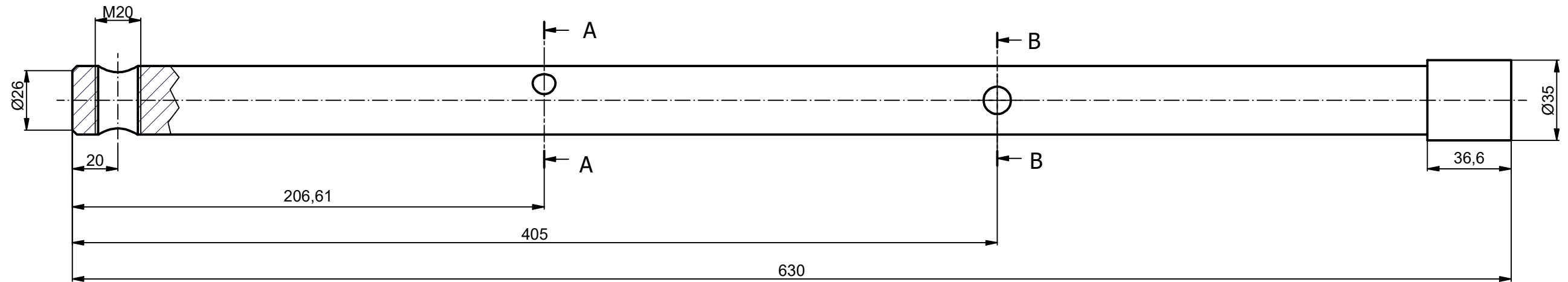
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Percutor			Nº DE PLANO 11 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



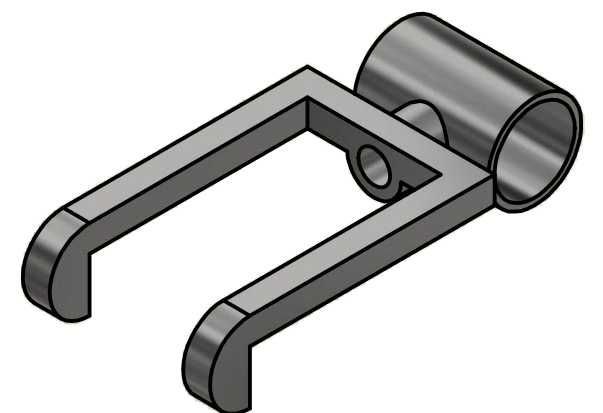
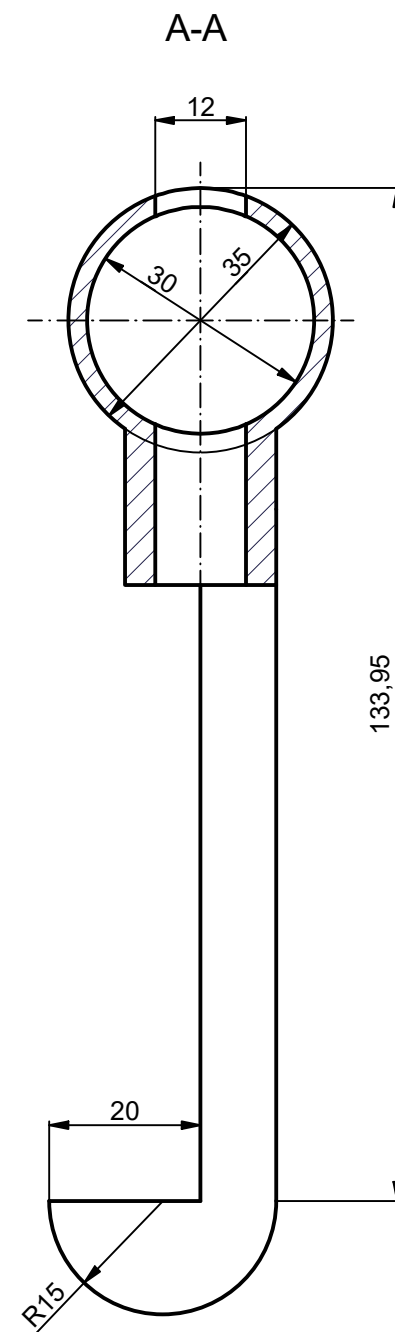
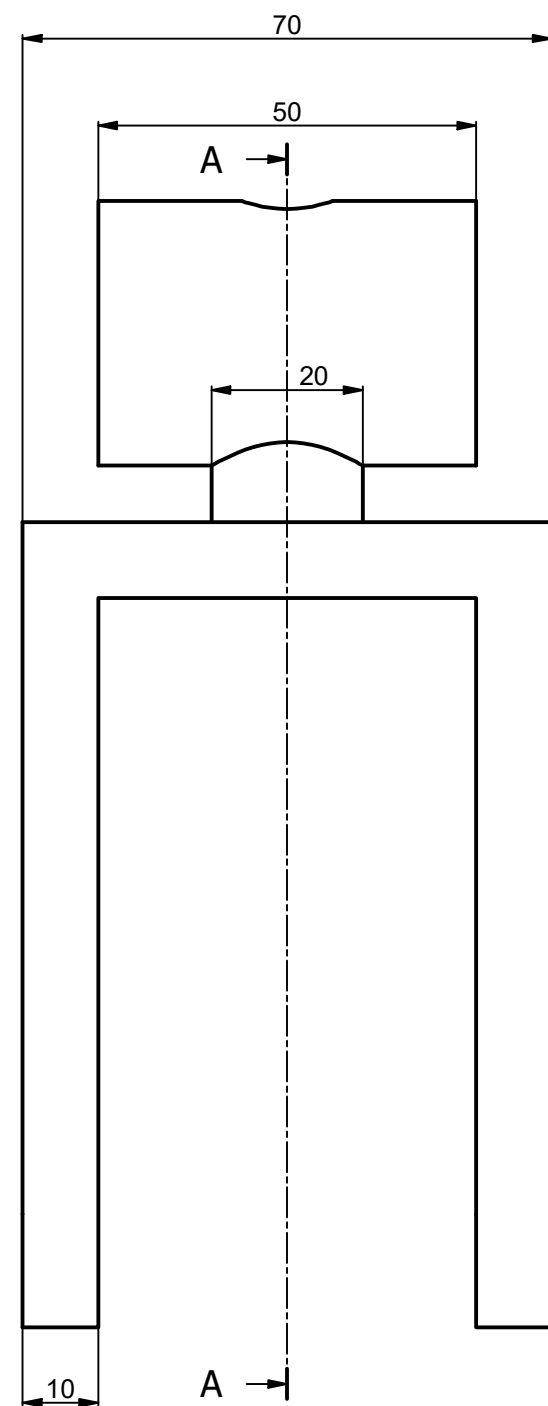
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje_freno			Nº DE PLANO 12 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



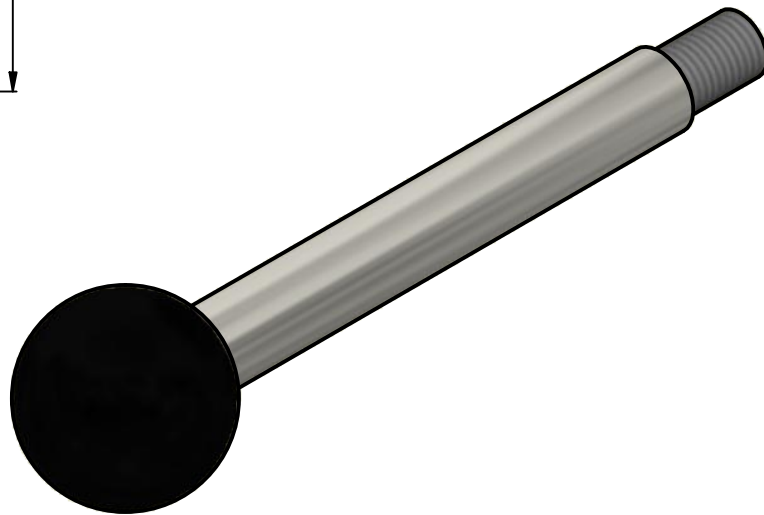
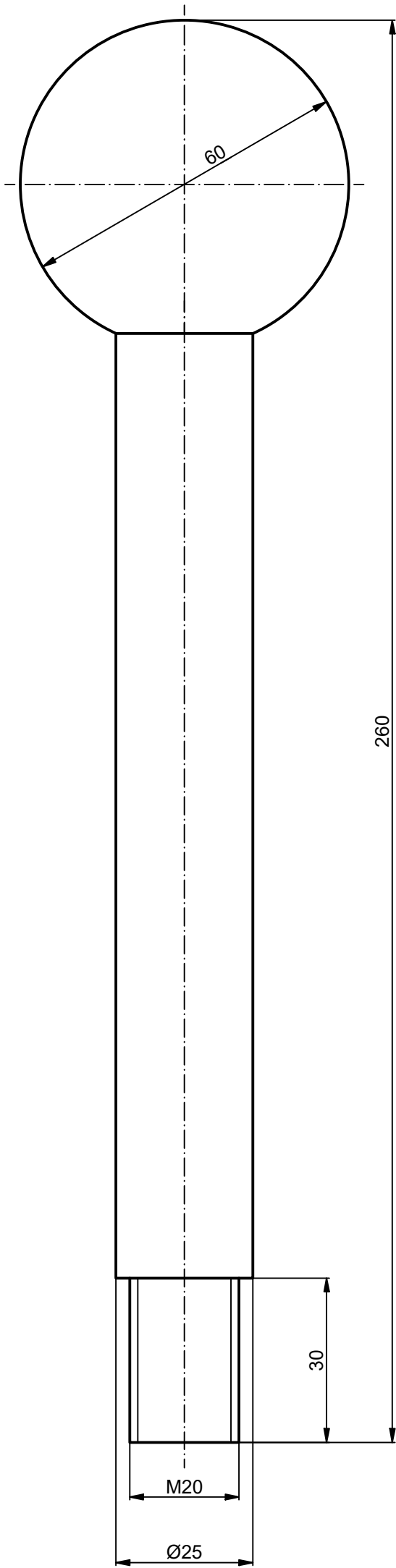
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Sujeción_eje_freno			Nº DE PLANO 13 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



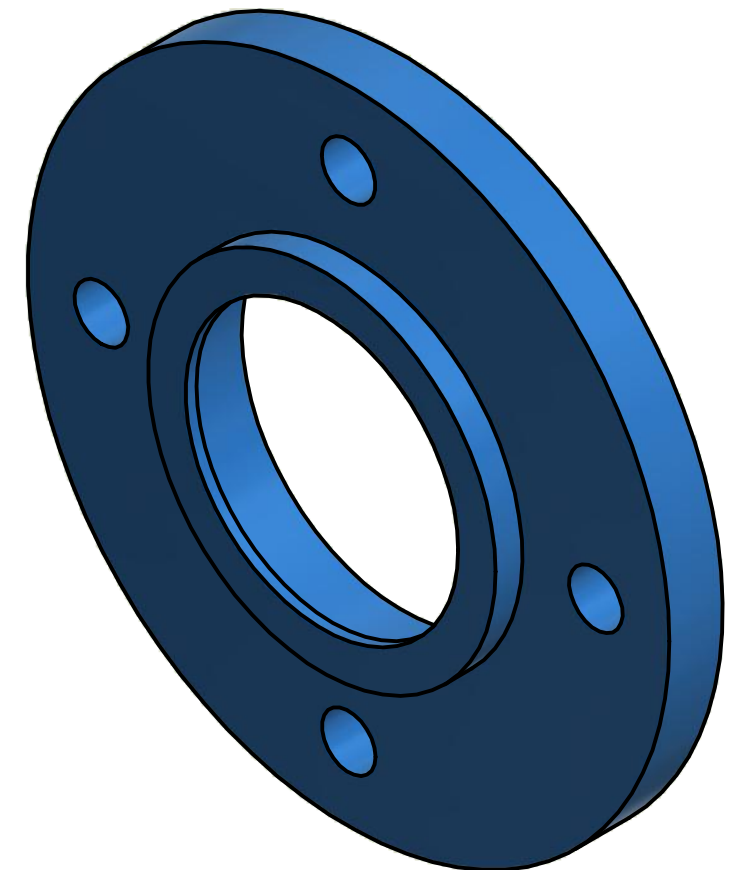
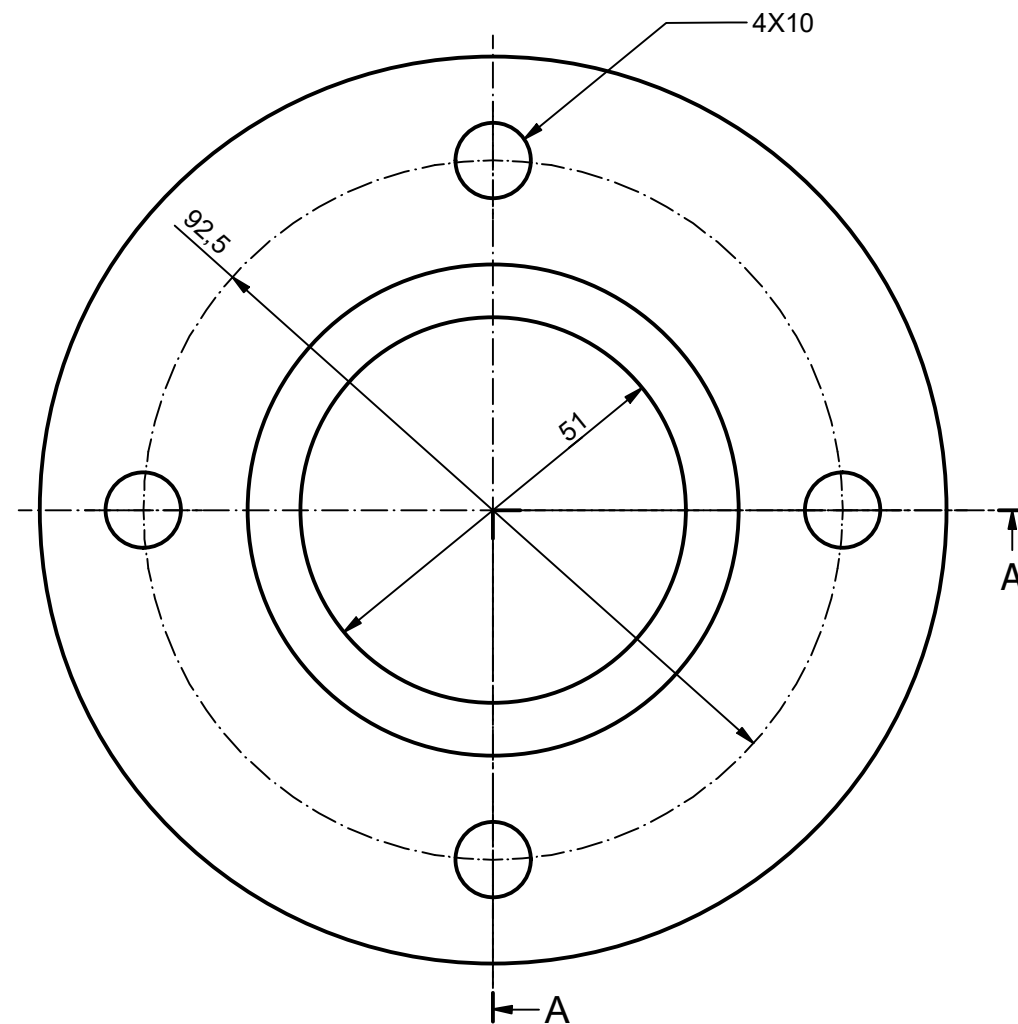
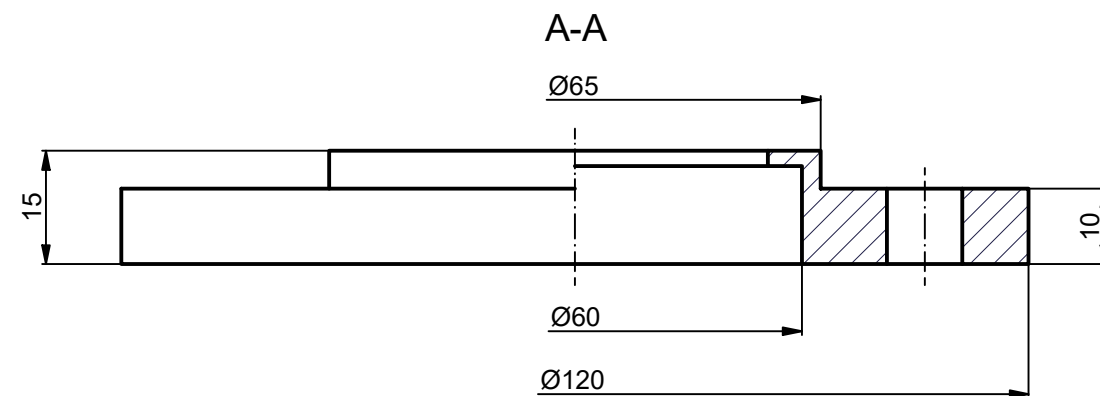
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje_retención			Nº DE PLANO 14 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



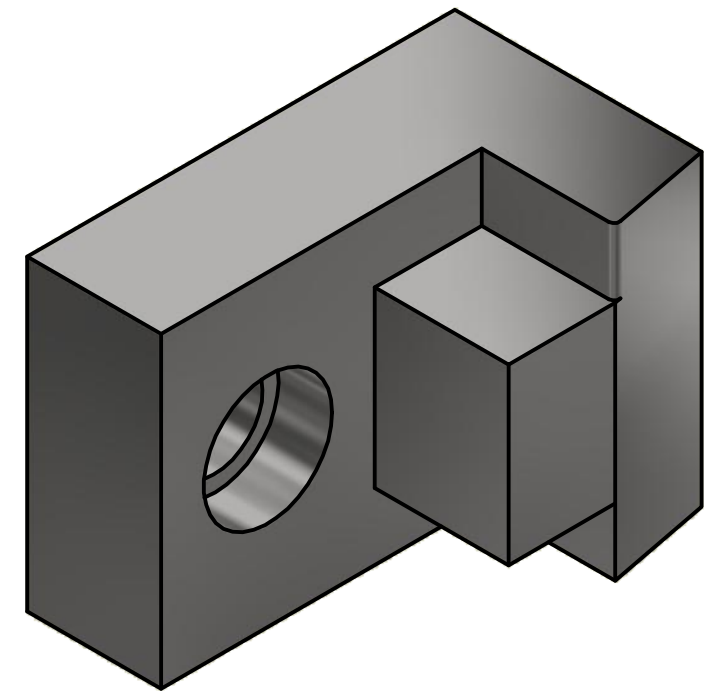
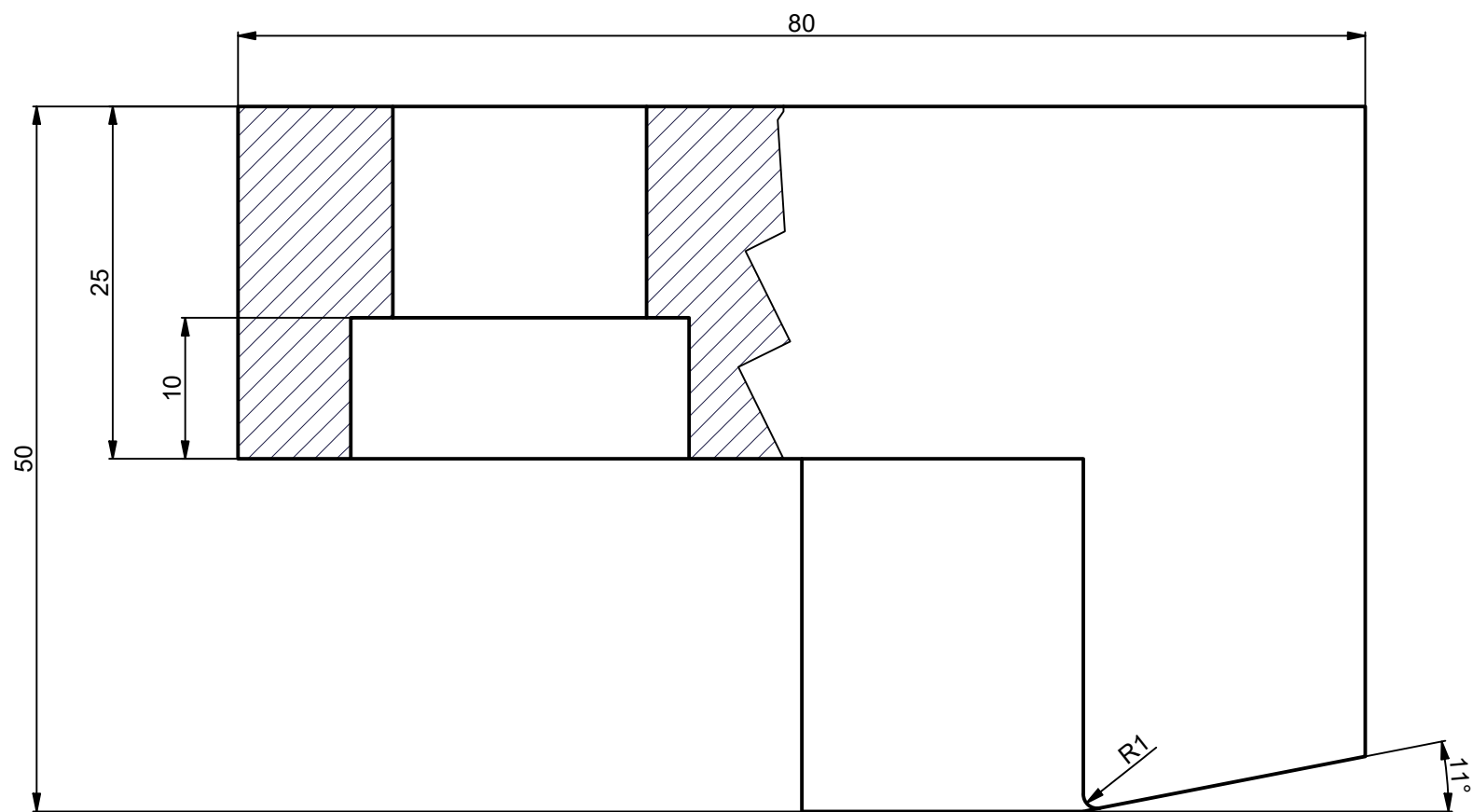
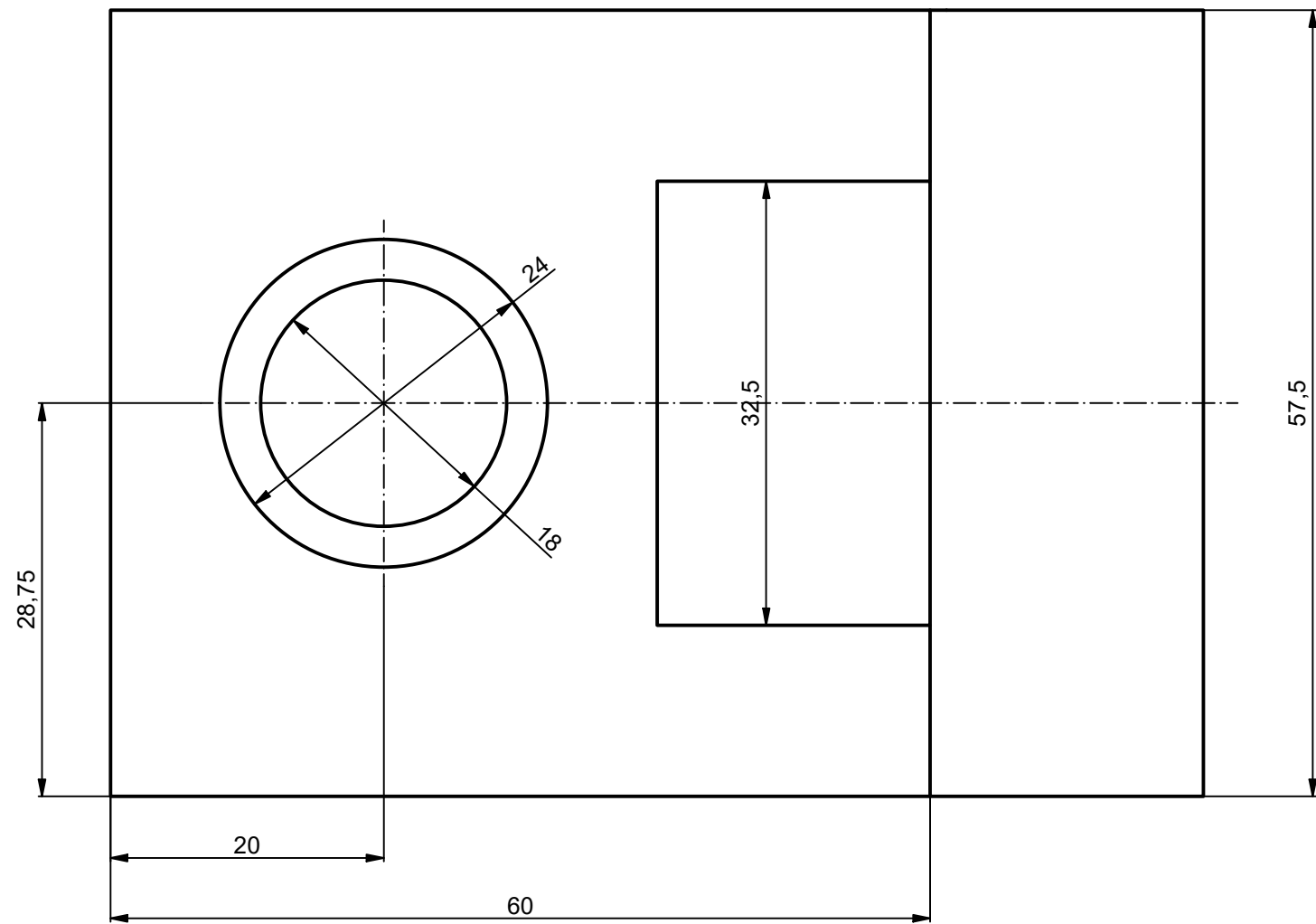
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Retención			Nº DE PLANO 15 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



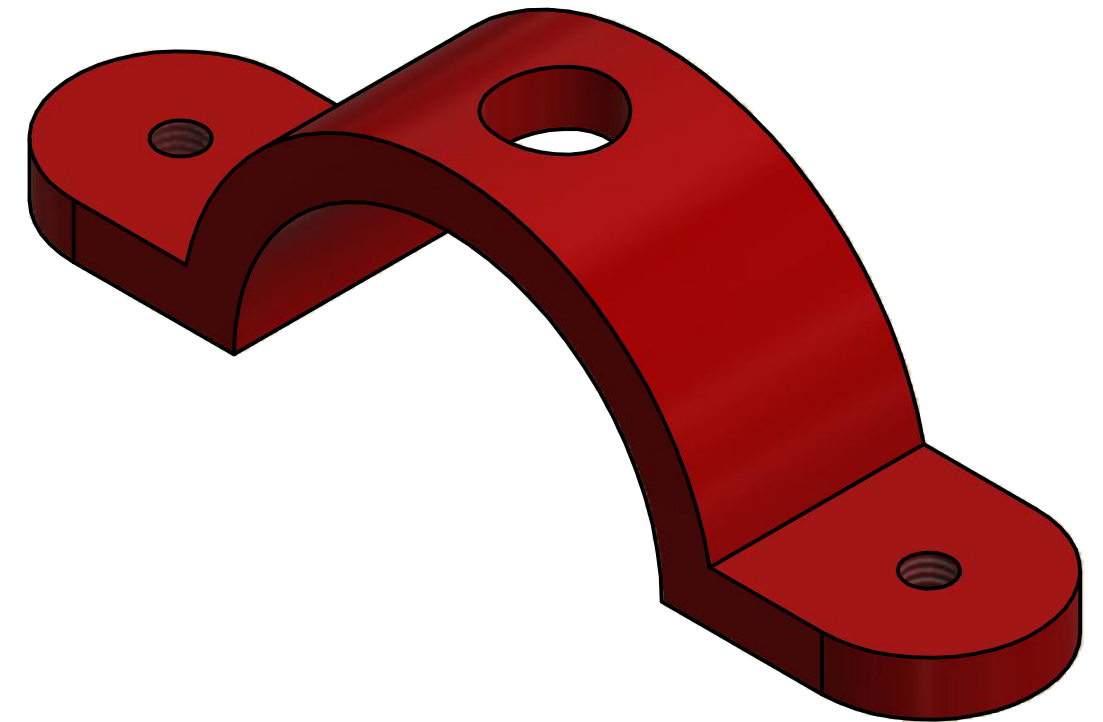
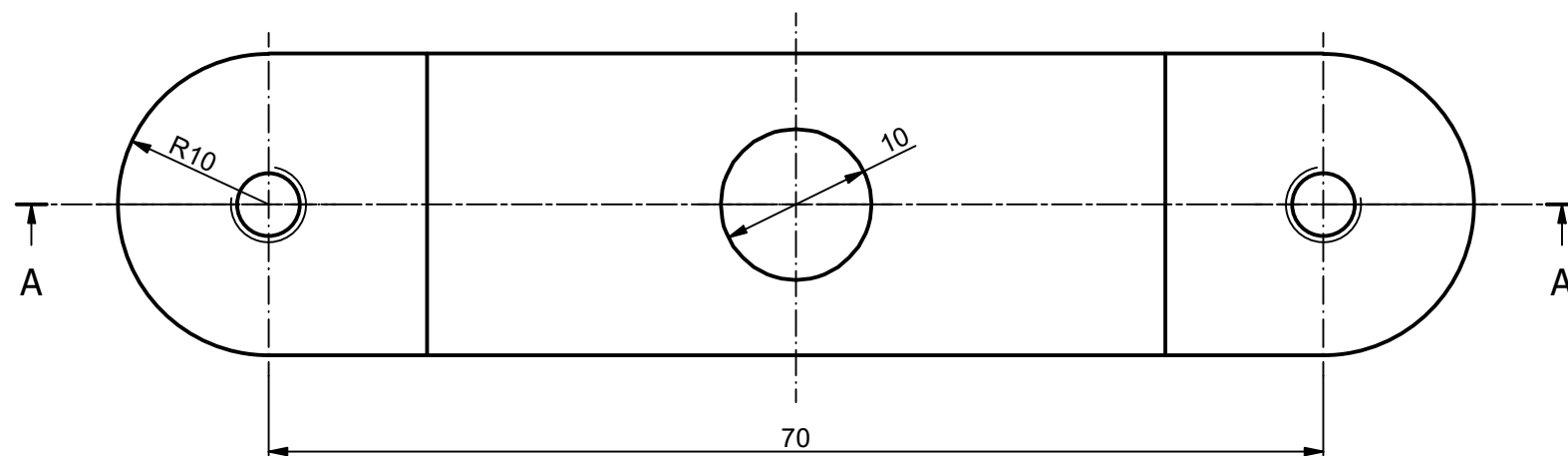
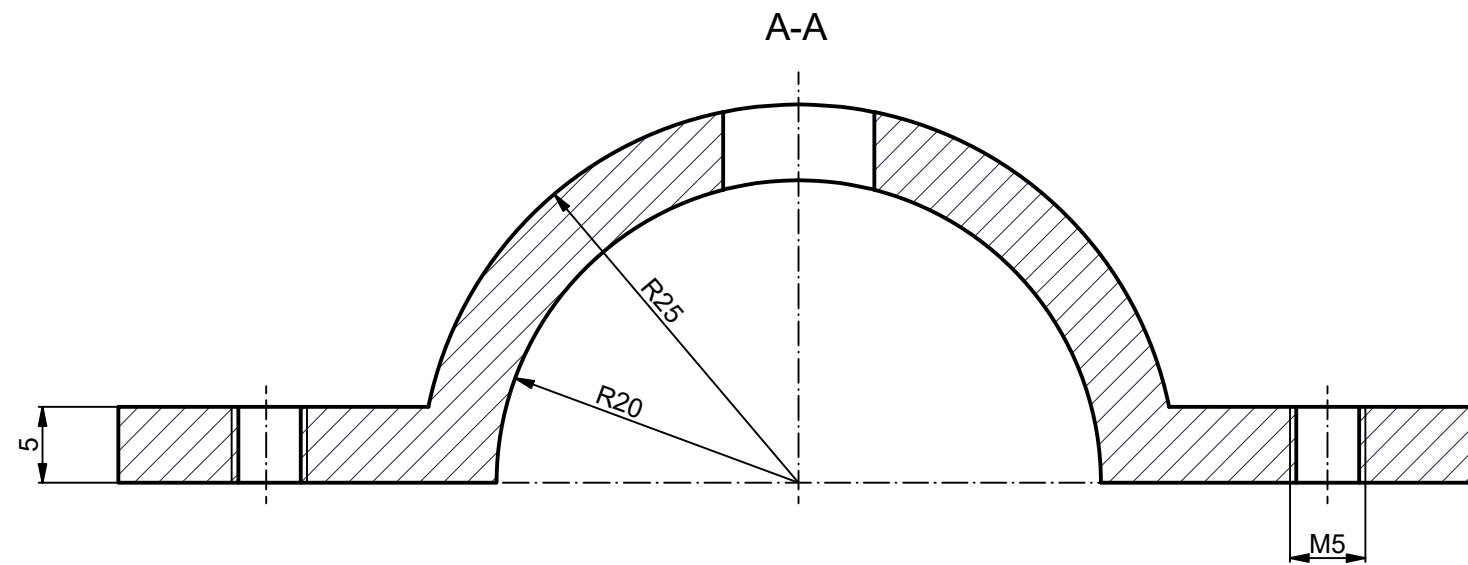
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Palanca			Nº DE PLANO 16 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



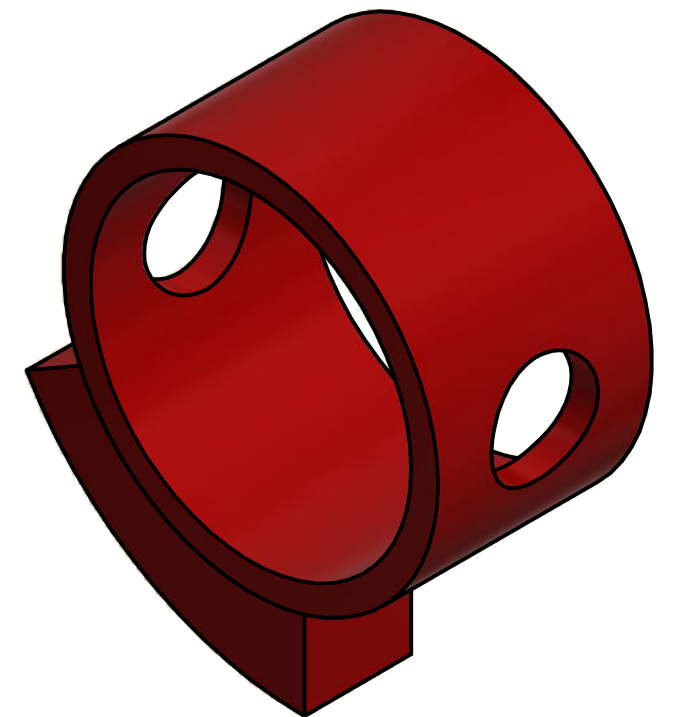
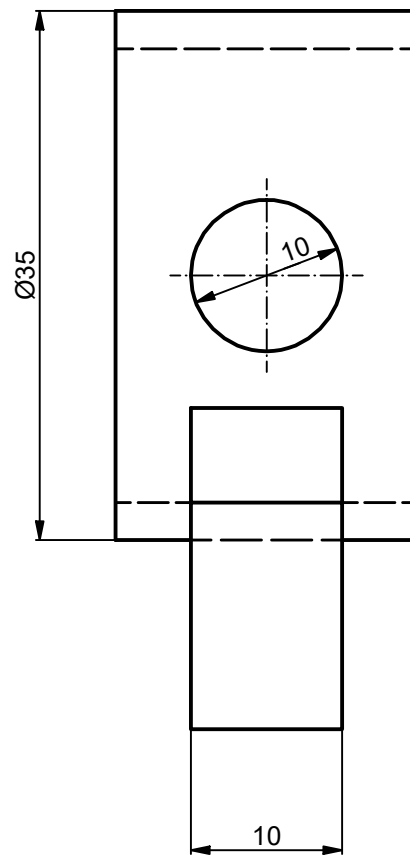
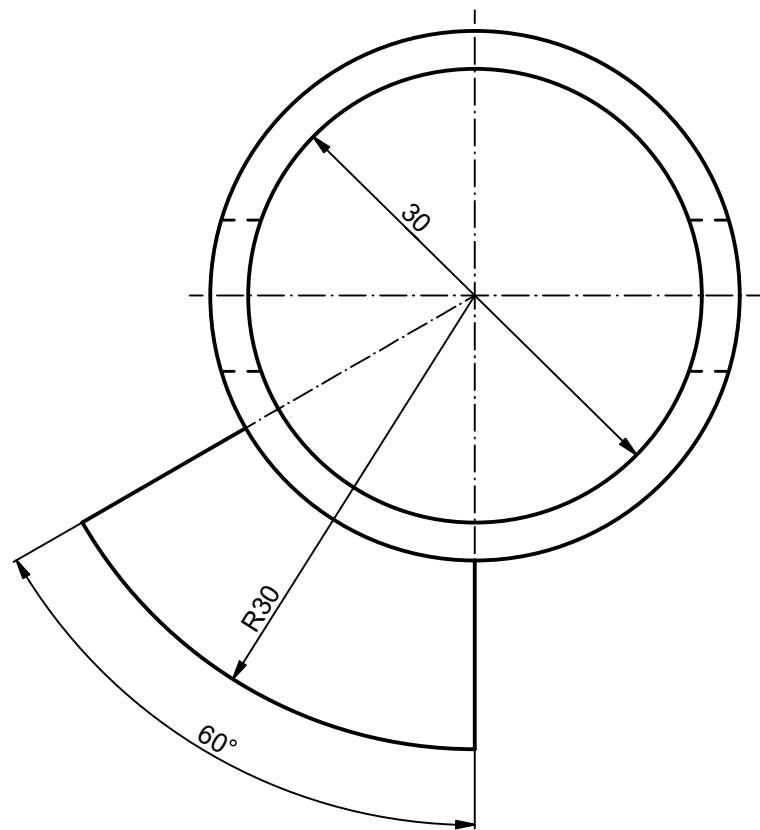
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Tapa_pasante			Nº DE PLANO 17 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



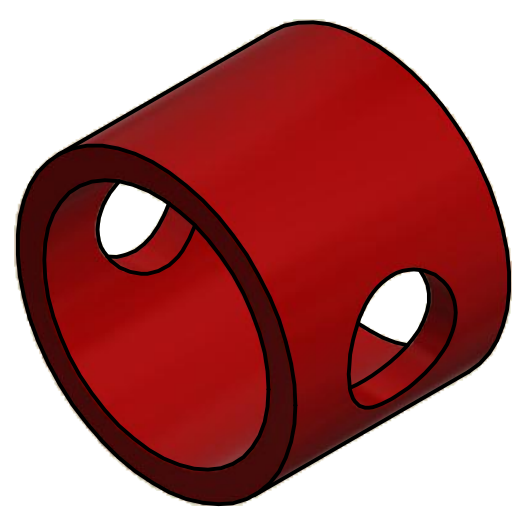
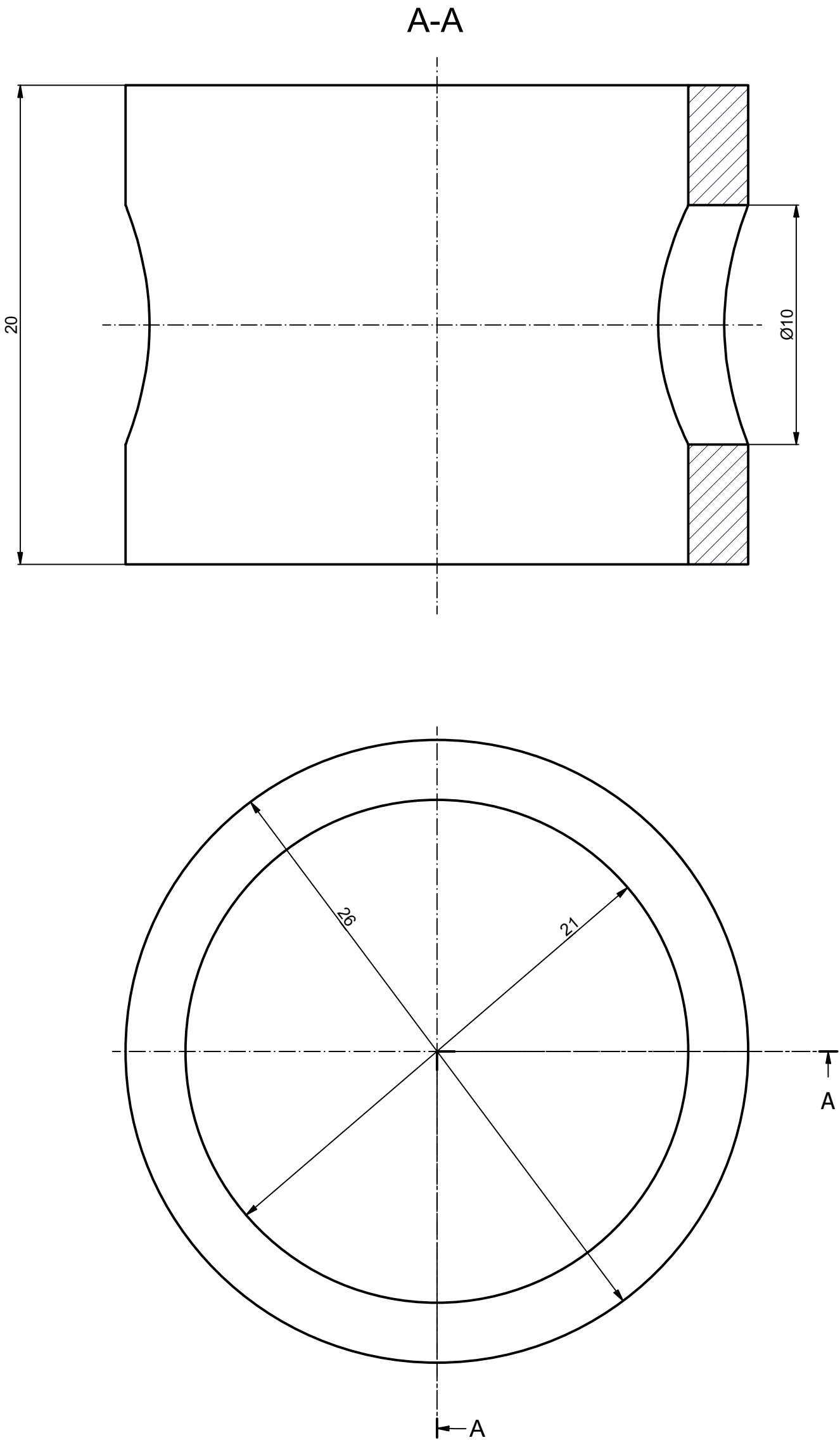
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Yunque			Nº DE PLANO 18 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



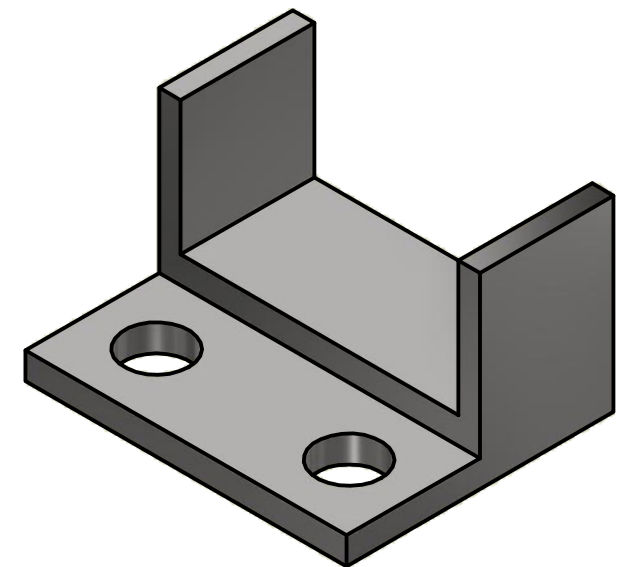
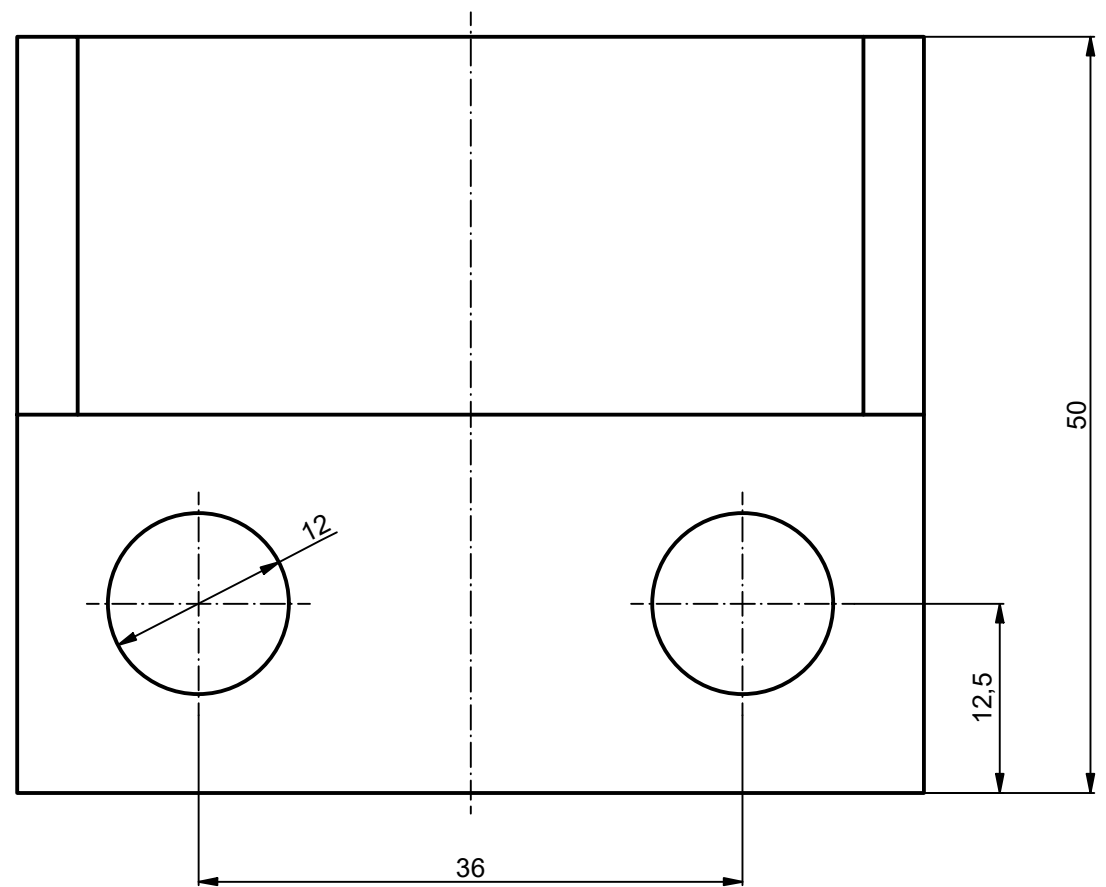
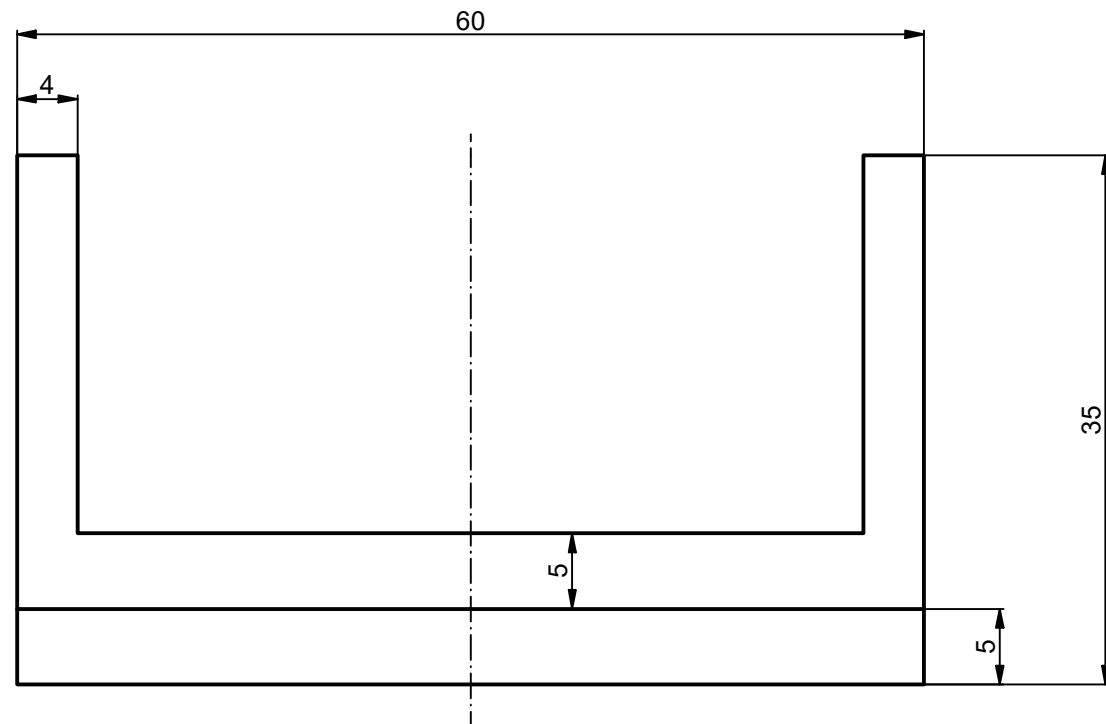
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Casquillo			Nº DE PLANO 19 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



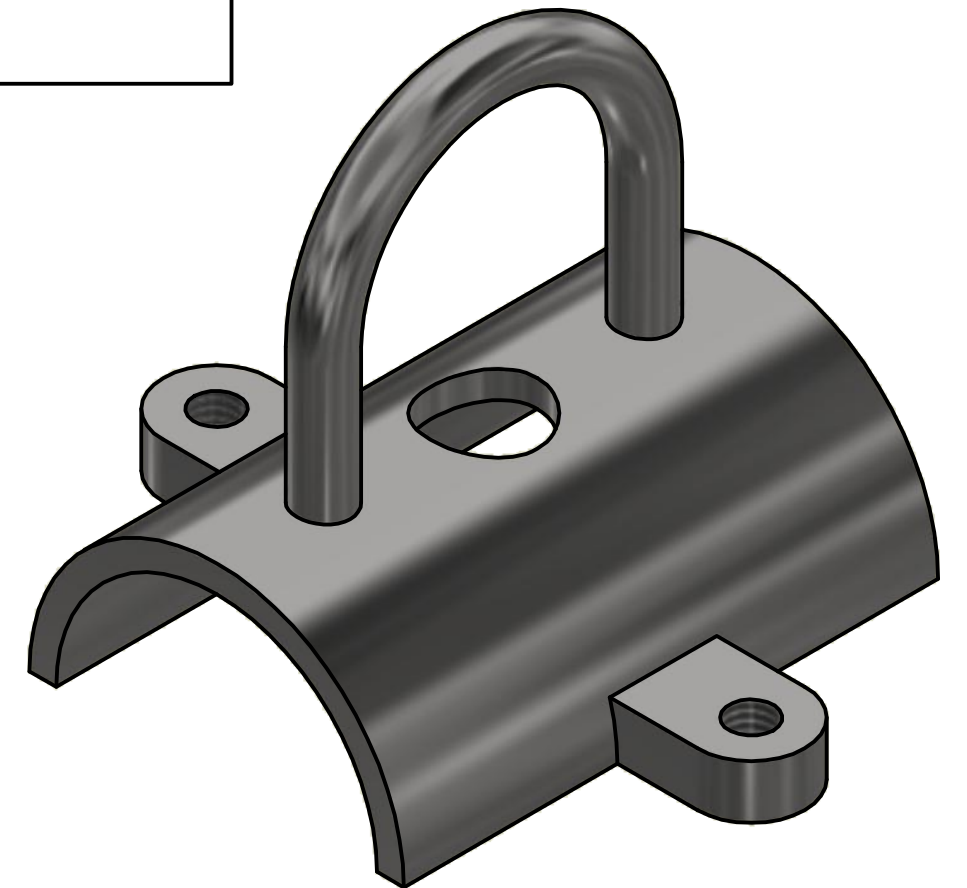
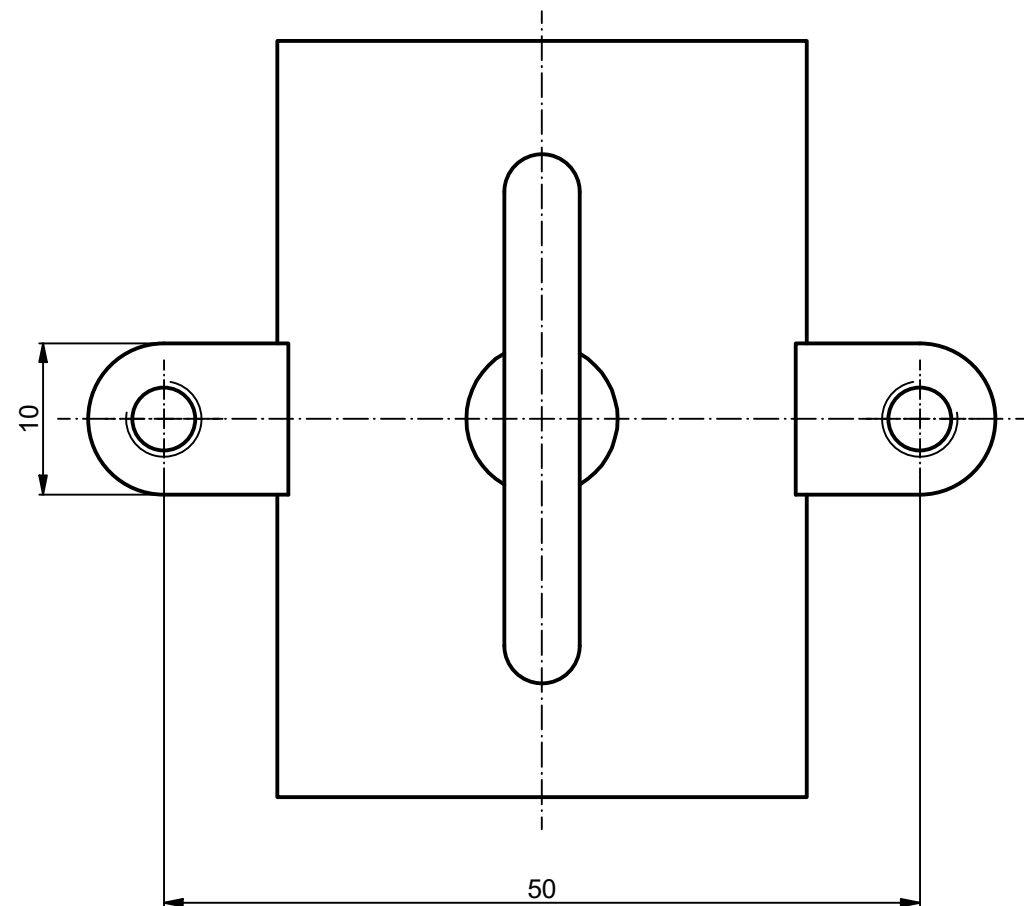
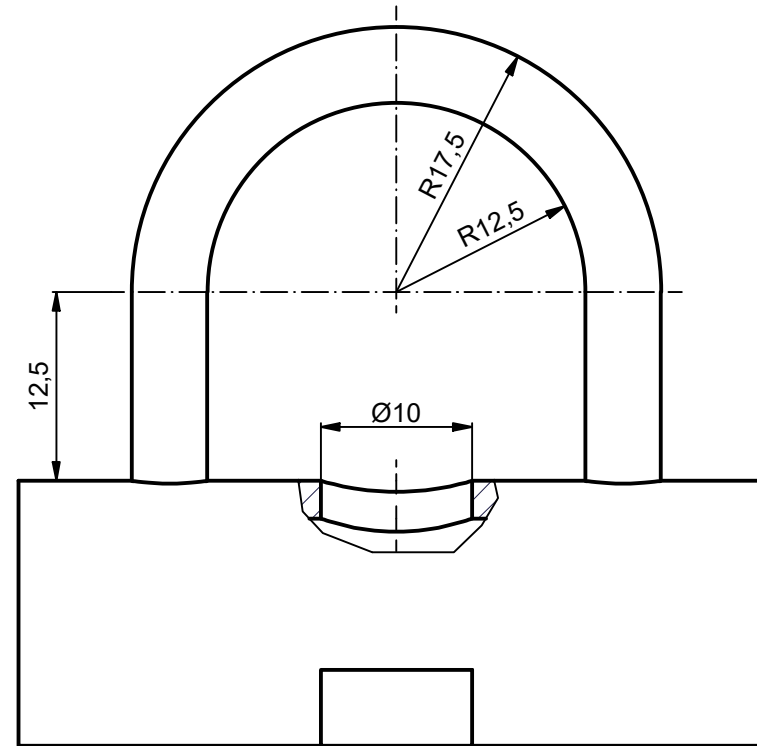
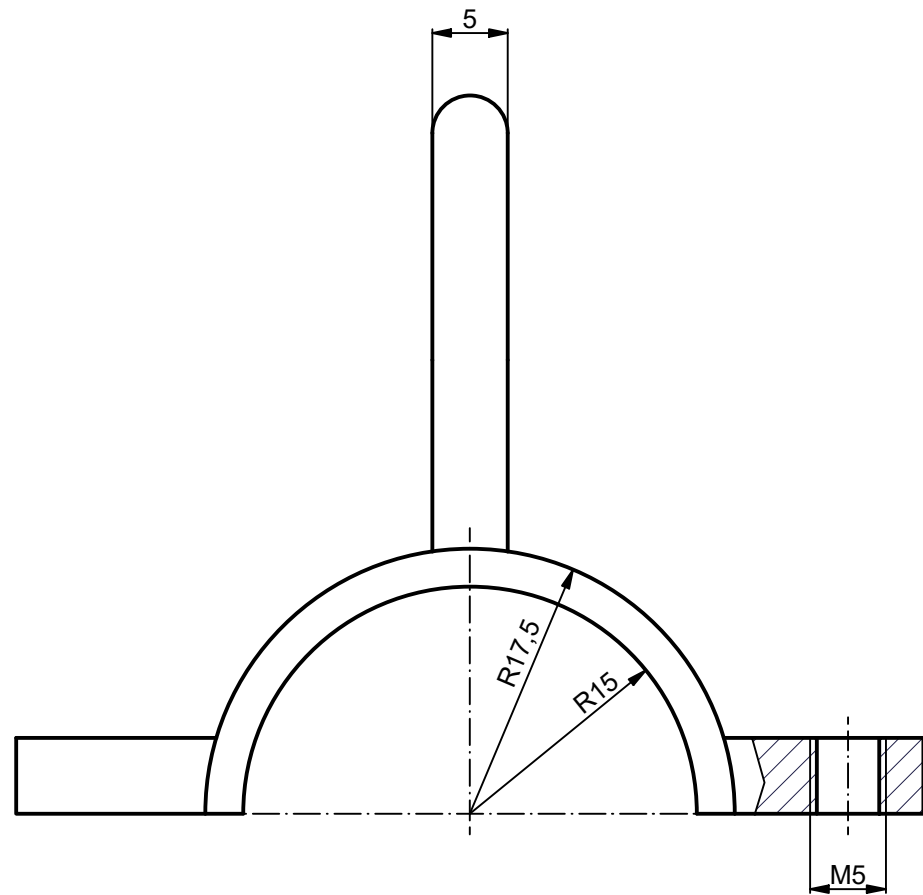
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Casquillo_retención			Nº DE PLANO 20 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



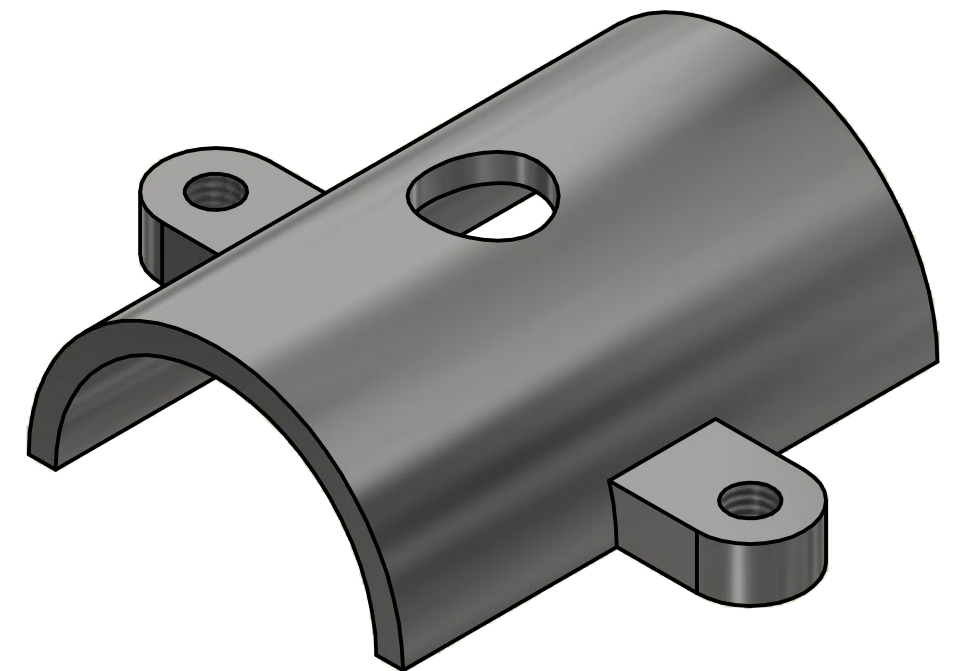
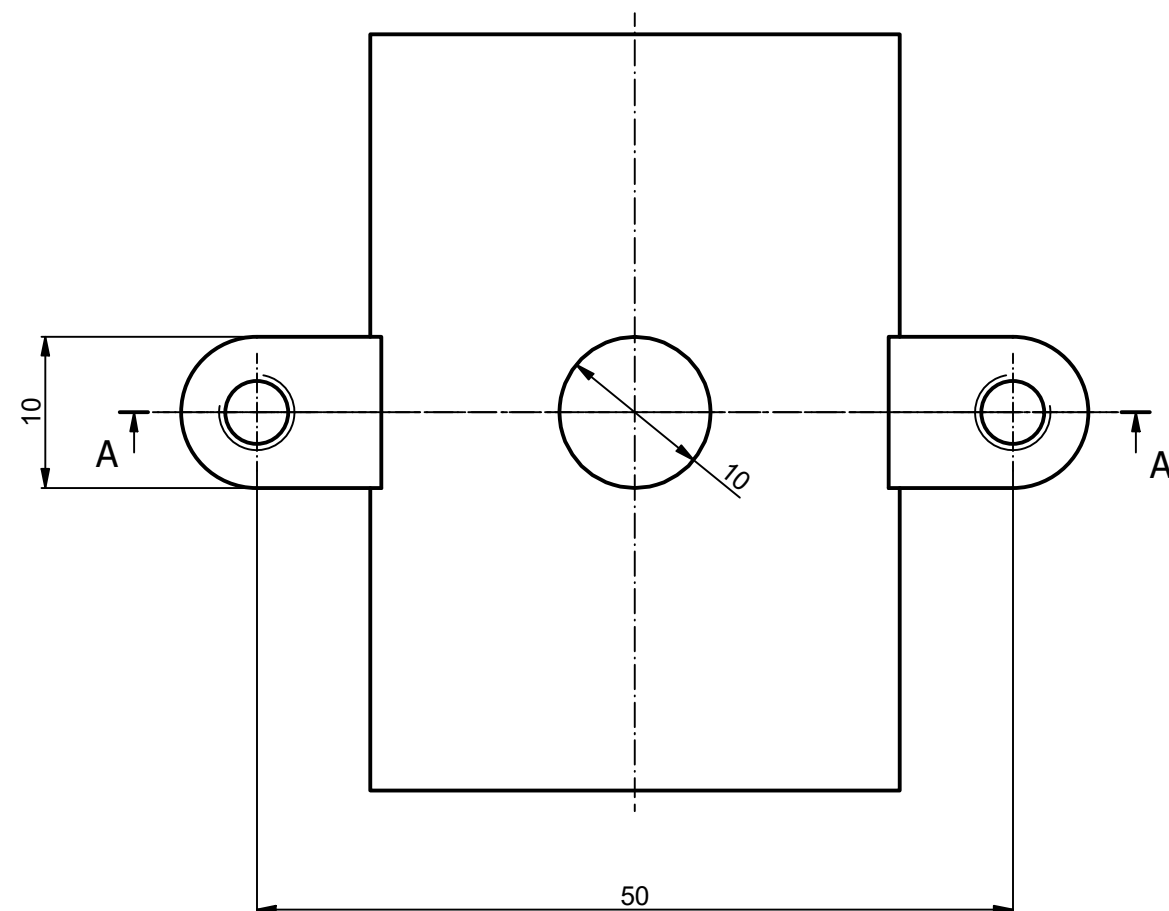
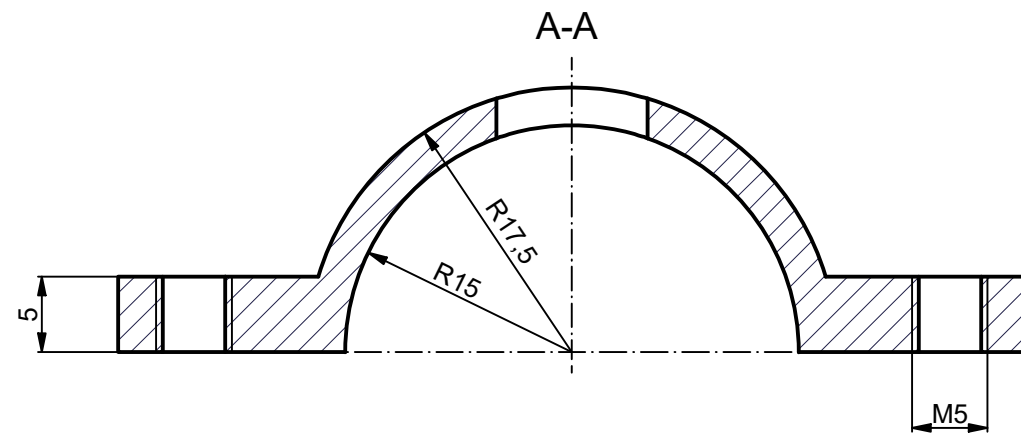
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 5:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Casquillo__freno			Nº DE PLANO 21 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



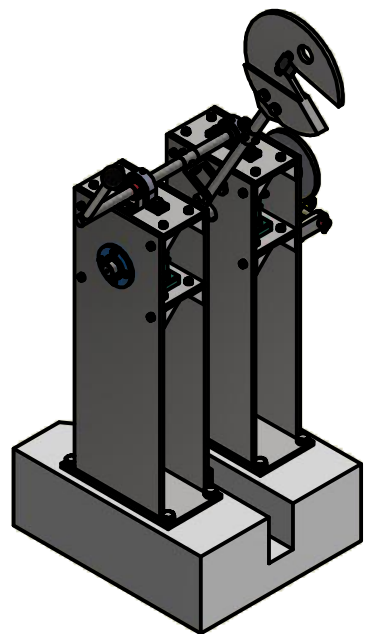
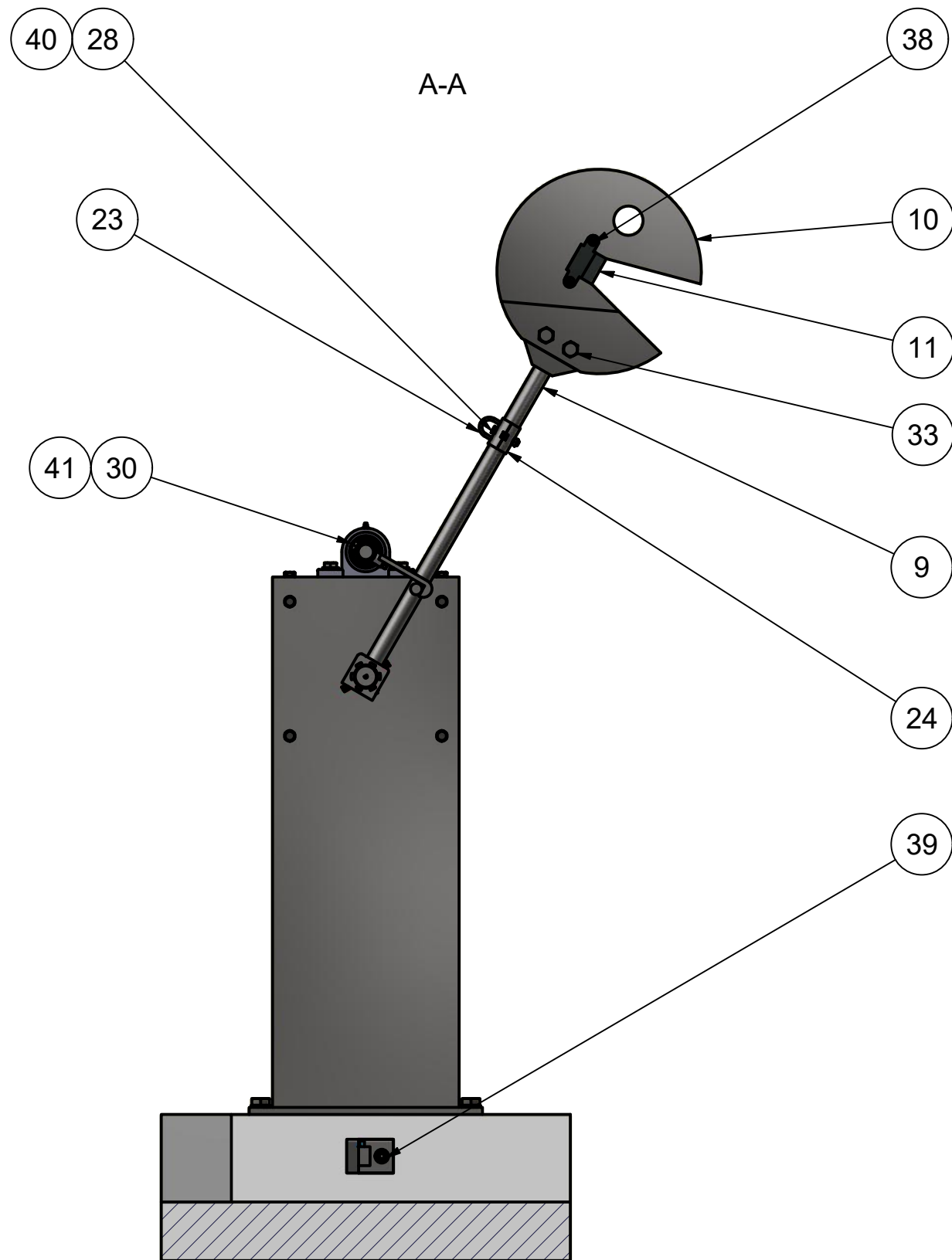
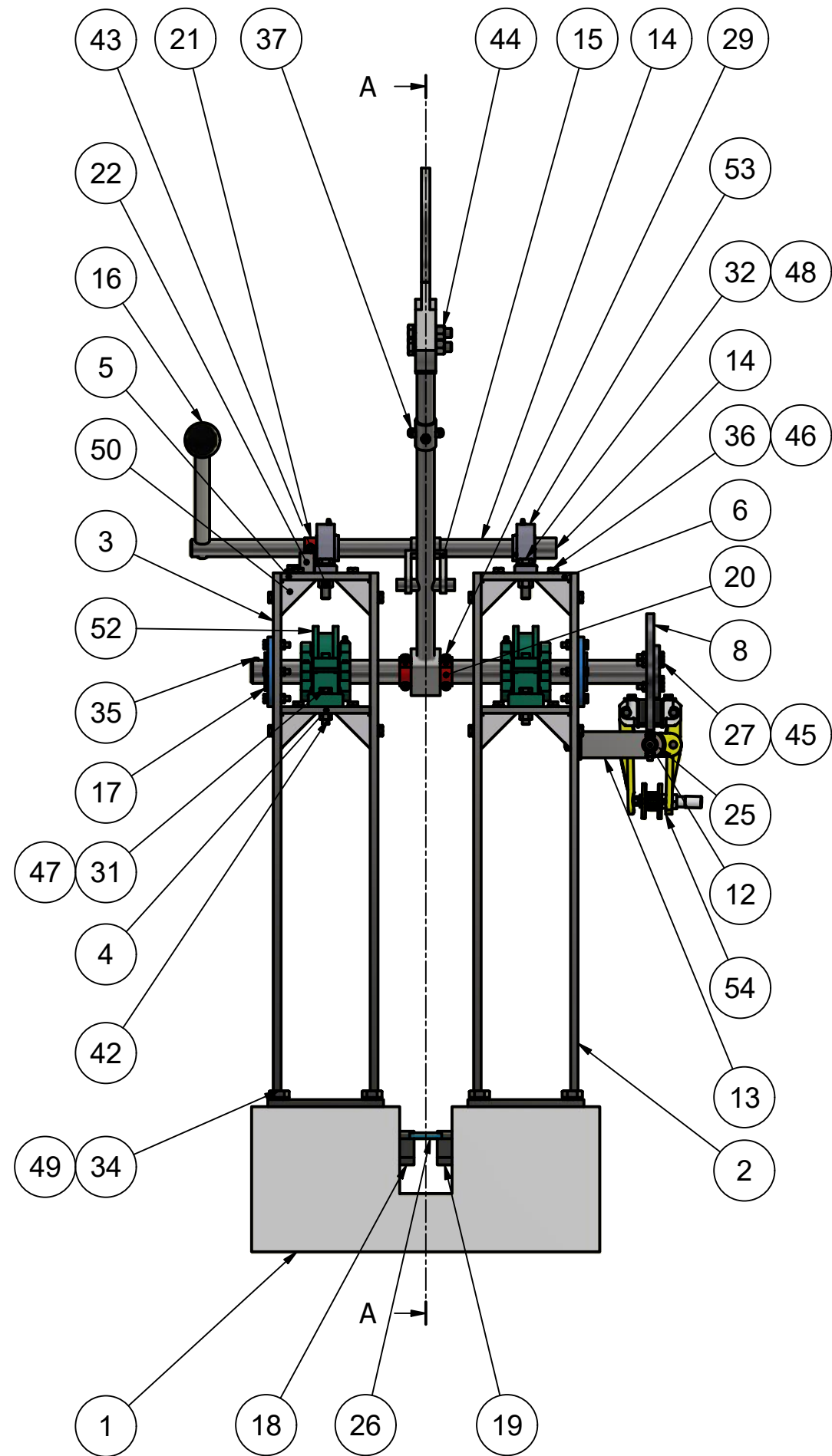
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Tope_casquillo			Nº DE PLANO 22 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



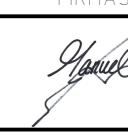
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje_cabestrante			Nº DE PLANO 23 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

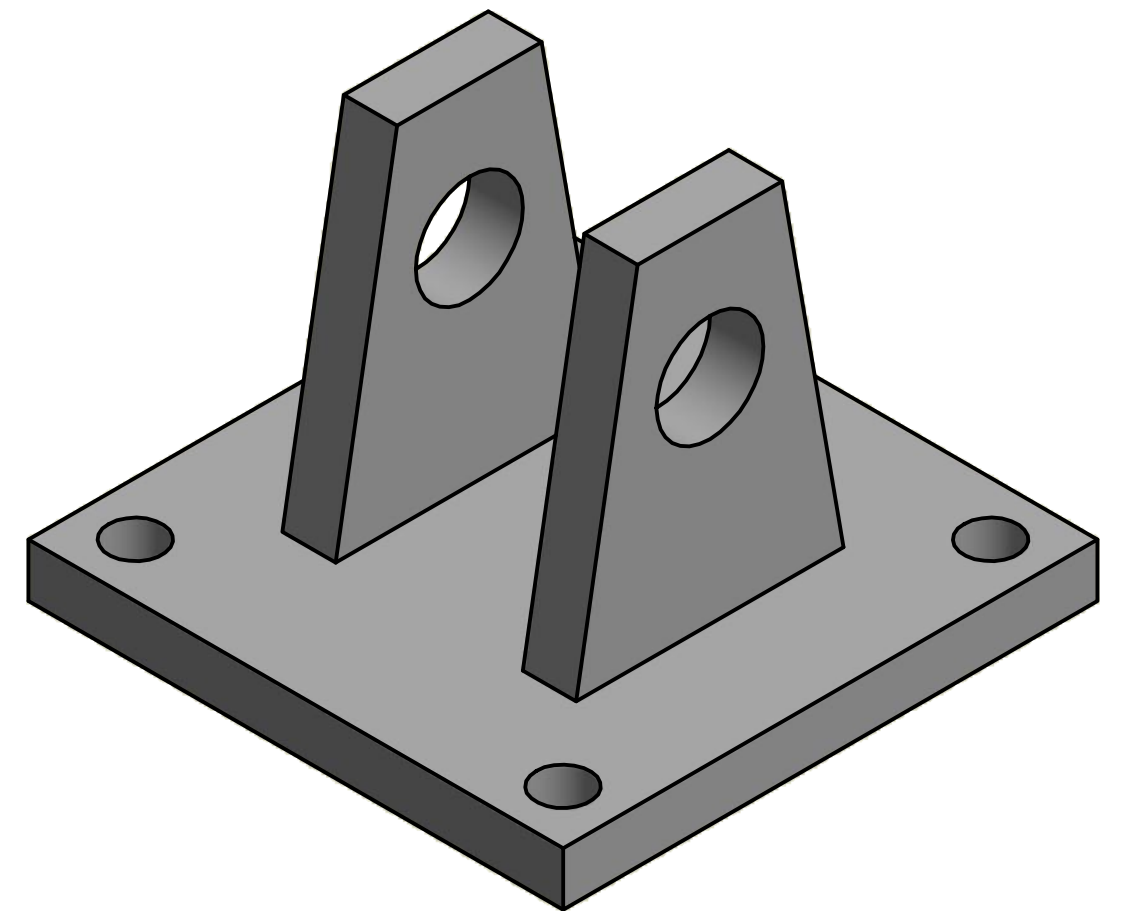
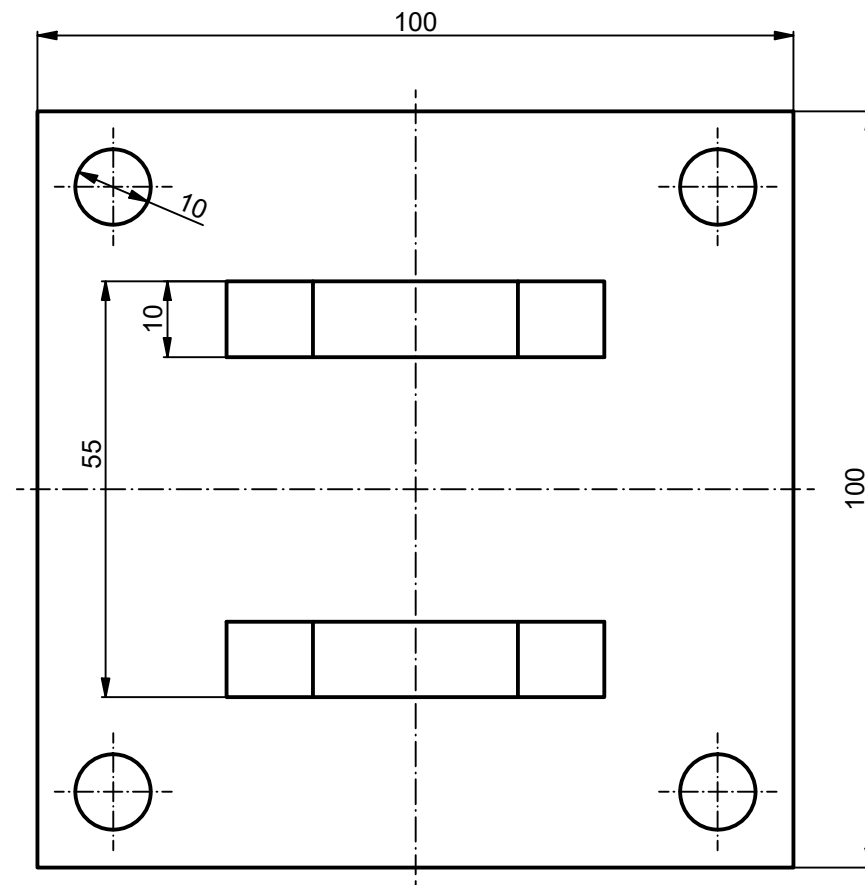
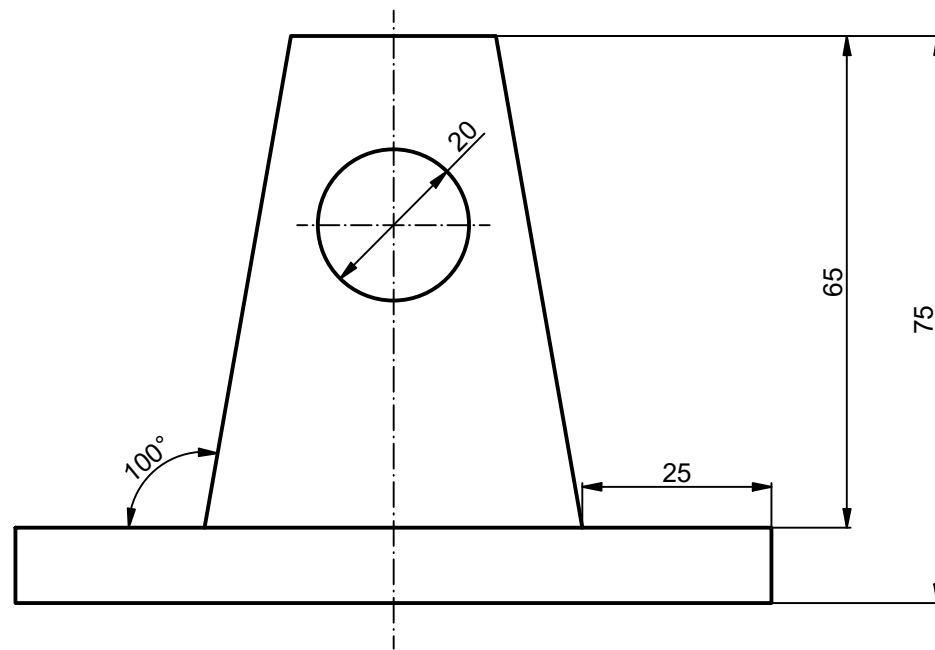


	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje_cabestrante_unión			Nº DE PLANO 24 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

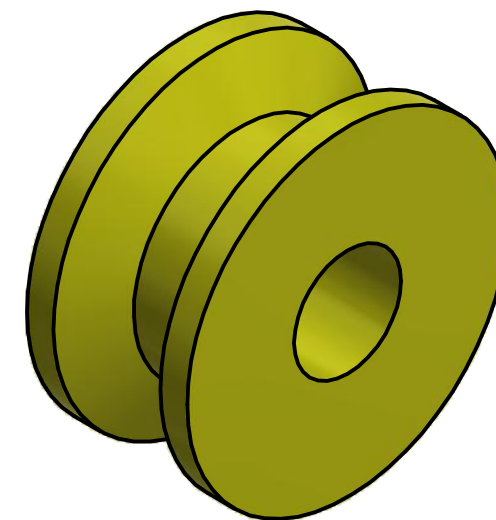
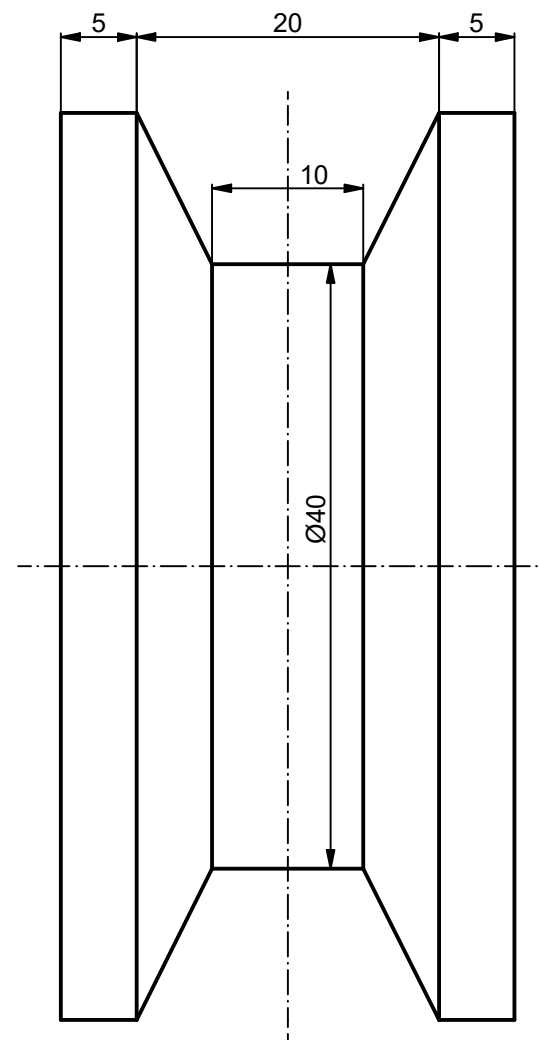
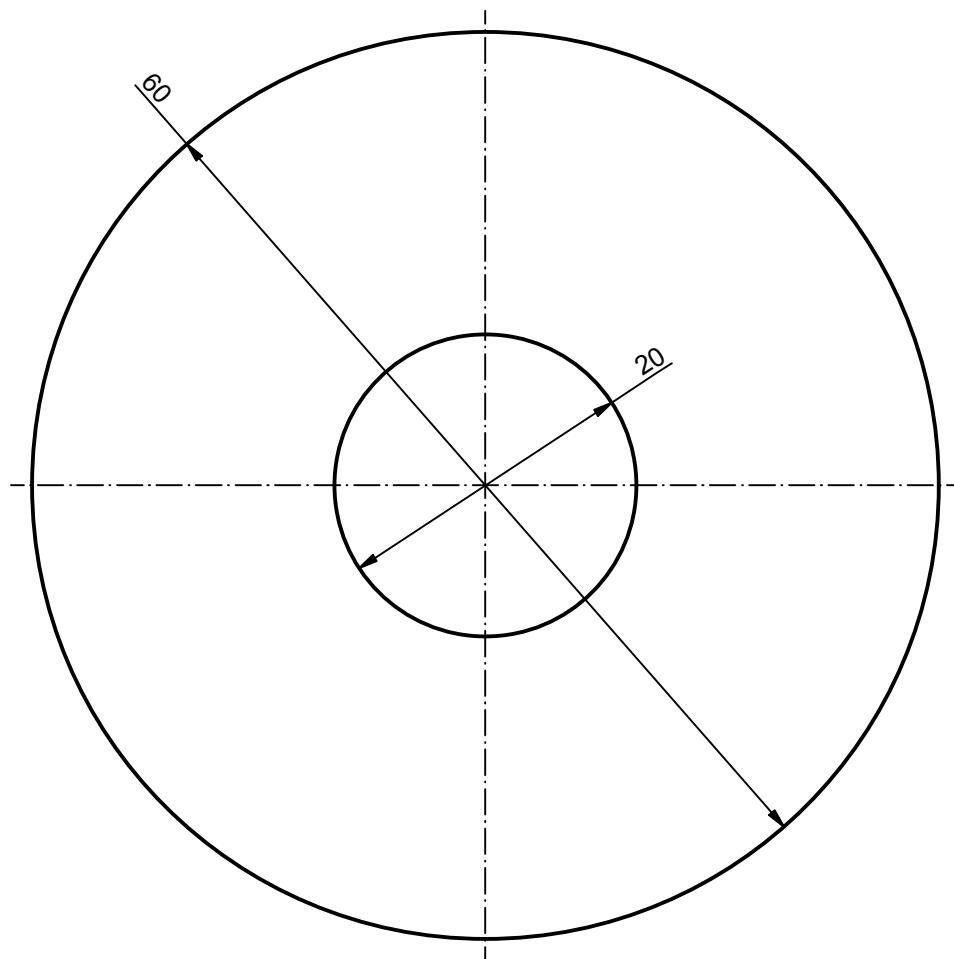


	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:10	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Charpy			Nº DE PLANO 25 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

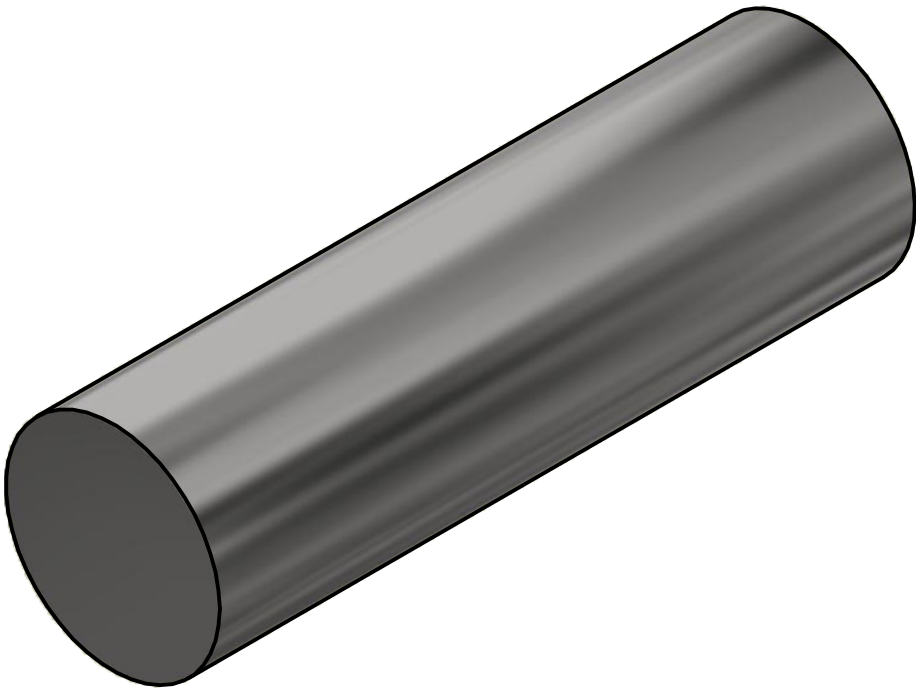
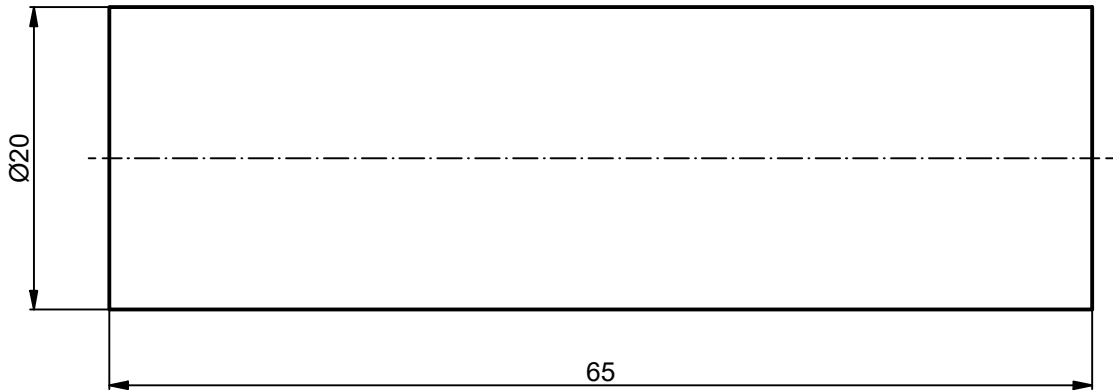
54	1	dh_020_fkm		
53	2	SUCSP206F-TheTimkenCompa ny-05-15-2019	starvars output	
52	2	LSM40BXHS-TheTimkenCompa ny-05-15-2019	starvars output	
51	2	DIN 722 - 81108 - 40 x 60 x 13	Empuje de rodamiento de rodillos	
50	16	item_0_0_003_20_c7n2d4euon yk81xsl1oi6v8zn		
49	8	DIN 128 - A20	Arandela de presión	
48	6	DIN 128 - A16	Arandela de presión	
47	4	DIN 128 - A12	Arandela de presión	
46	37	DIN 128 - A10	Arandela de presión	
45	12	DIN 128 - A8	Arandela de presión	
44	2	ISO 4032 - M16	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	
43	4	ISO 4032 - M14	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	
42	4	ISO 4032 - M12	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	
41	37	ISO 4032 - M10	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	
40	17	ISO 4032 - M8	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	
39	2	DIN 6912 - M16 x 40	Tornillo de cabeza cilíndrica	
38	2	DIN 908 - M10 x 1	Conexión por tornillo	
37	6	ISO 1580 - M5 x 10	Tornillos de cabeza con cara ranurada - Producto de clase A	
36	36	ISO 4018 - M10 x 30	Tornillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C	
35	1	ISO 4018 - M5 x 20	Tornillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C	
34	8	ISO 4014 - M20 x 100	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
33	2	ISO 4014 - M16 x 65	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
32	4	ISO 4014 - M14 x 60	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
31	4	ISO 4014 - M12 x 55	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
30	1	ISO 4014 - M10 x 65	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
29	2	ISO 4014 - M8 x 60	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
28	2	ISO 4014 - M8 x 45	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
27	13	ISO 4014 - M8 x 40	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	
26	1	Probeta		
25	1	Casquillo_freno		
24	1	Eje_cabestrante_unión		
23	1	Eje_cabestrante		
22	1	Tope_casquillo		
21	1	Casquillo_retención		
20	4	Casquillo		
19	1	Yunque_der		
18	1	Yunque_izq		
17	2	Tapa_pasante		
16	1	Palanca		
15	1	Retención		
14	1	Eje_retención		
13	1	Sujeción_eje_freno		
12	1	Eje_freno		
11	1	Percutor		
10	1	Maza		
9	1	Eje_péndulo		
8	1	Disco		
7	1	Eje_principal		
6	1	Placa_soporte_retención_der		
5	1	Placa_soporte_retención_izq		
4	2	Chapa_soporte_principal		
3	1	Columna_izq		
2	1	Columna_der		
1	1	Base_bastidor		
Marca	Ctd.	Designación	Descripción	
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA:	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY			Nº DE PLANO 26 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



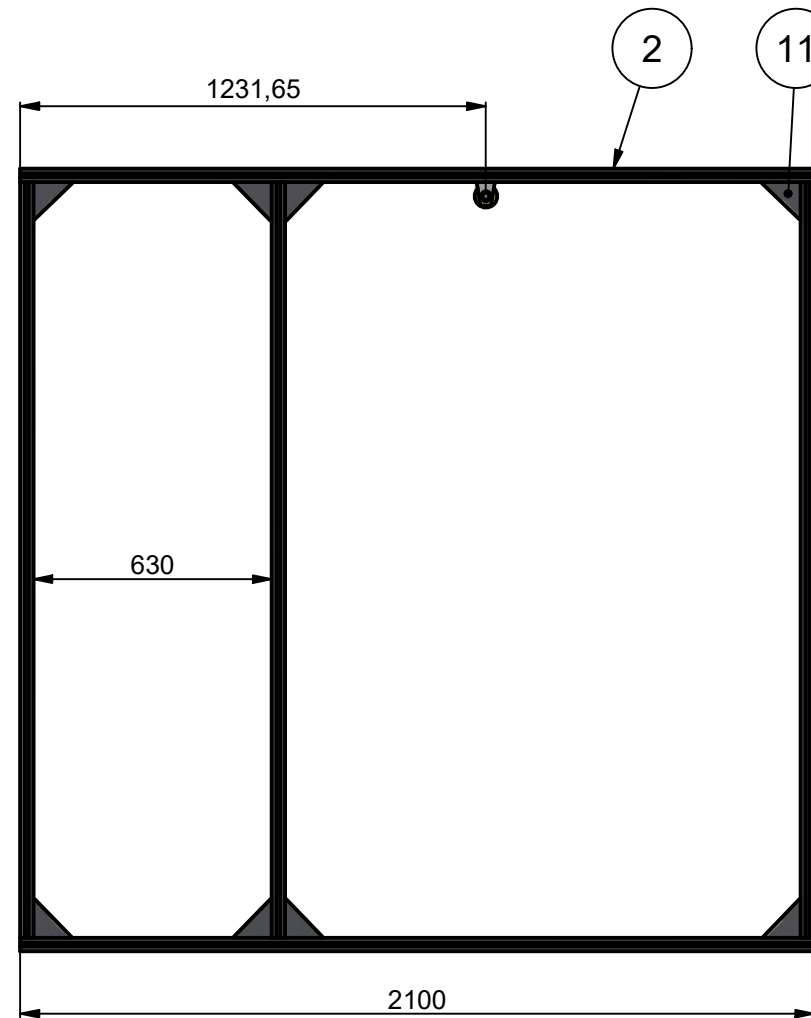
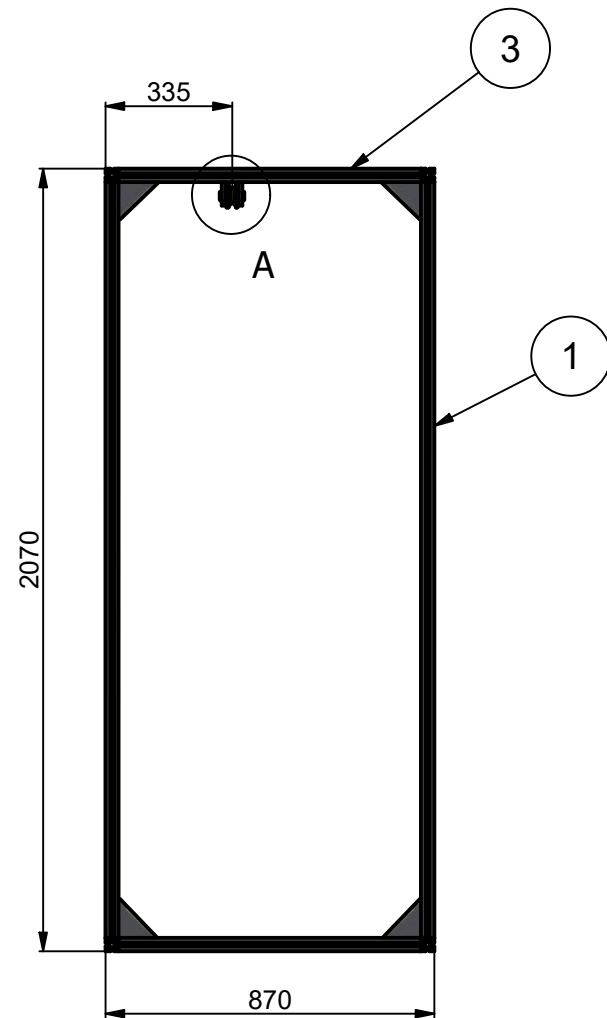
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Sujeción_polea			Nº DE PLANO 27 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



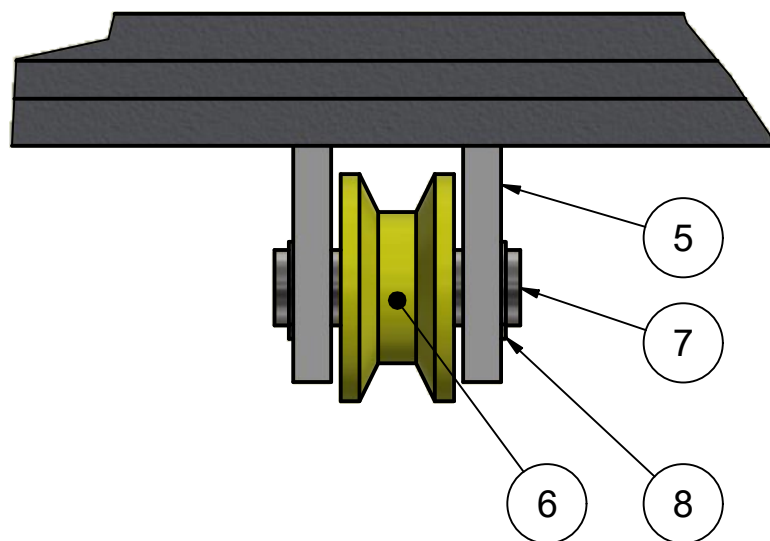
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Polea			Nº DE PLANO 28 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



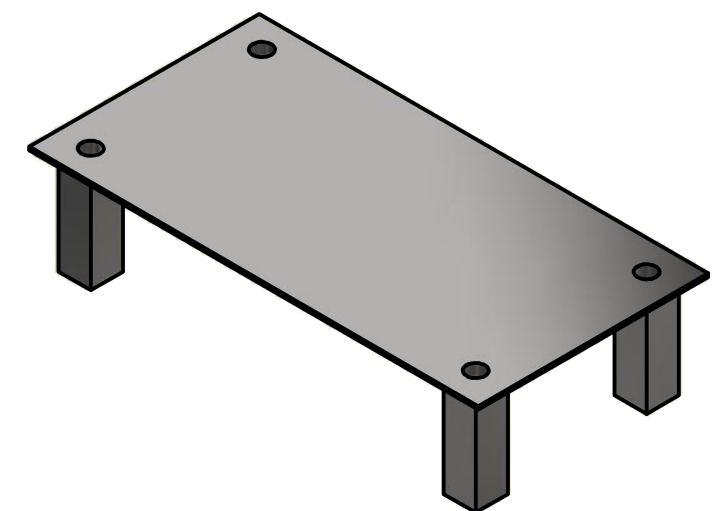
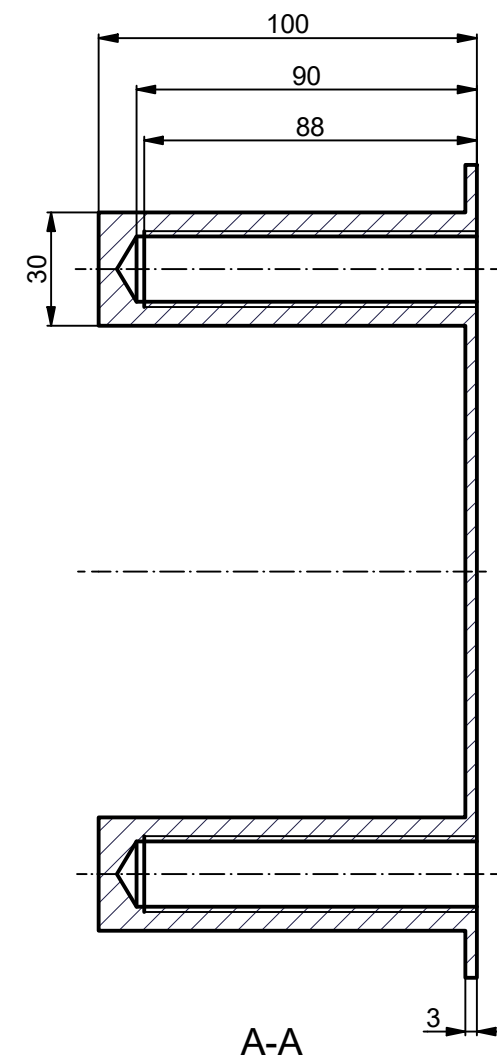
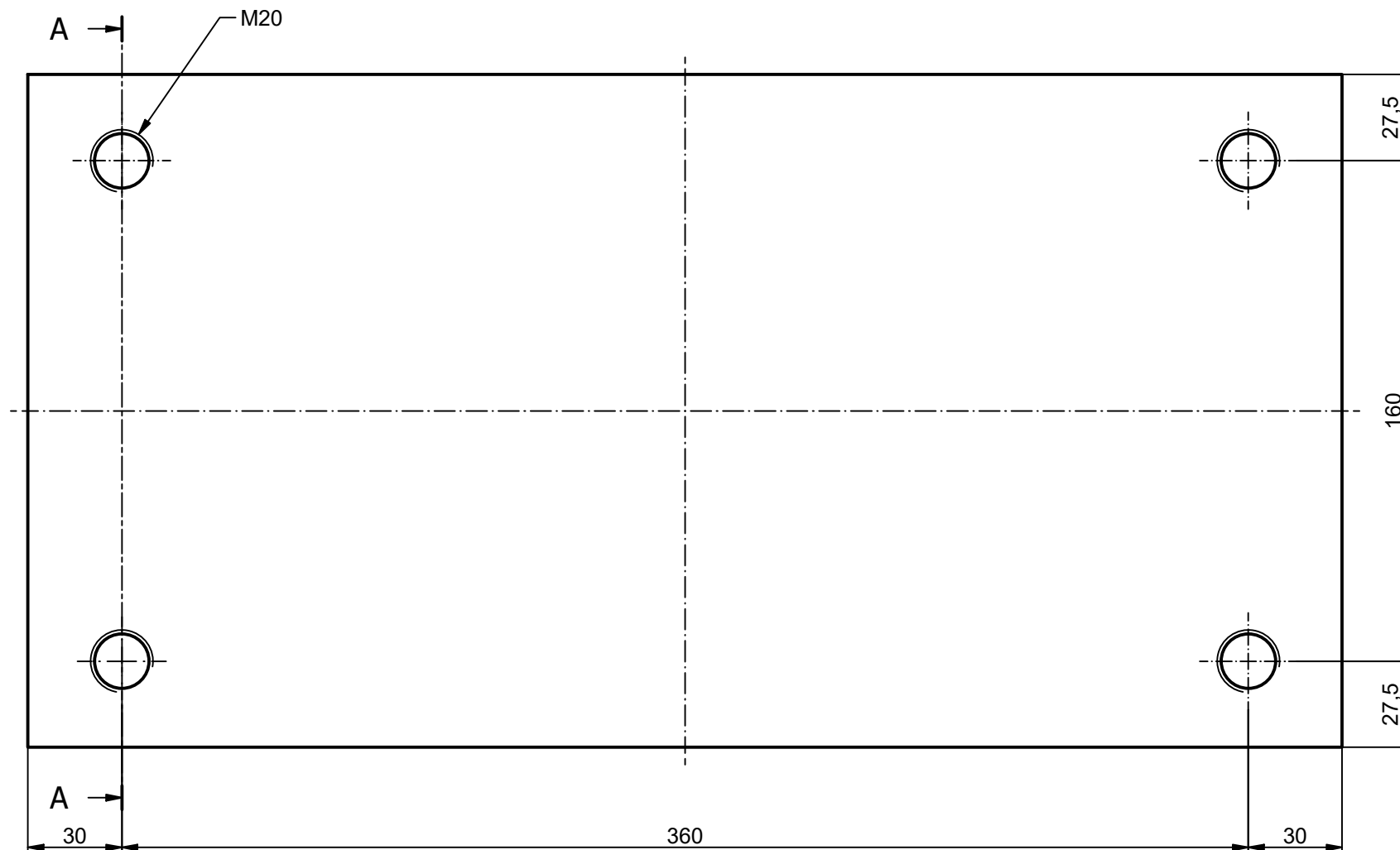
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Eje__polea			Nº DE PLANO 29 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



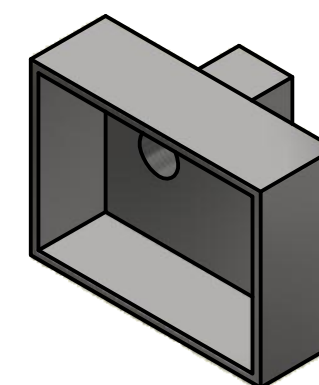
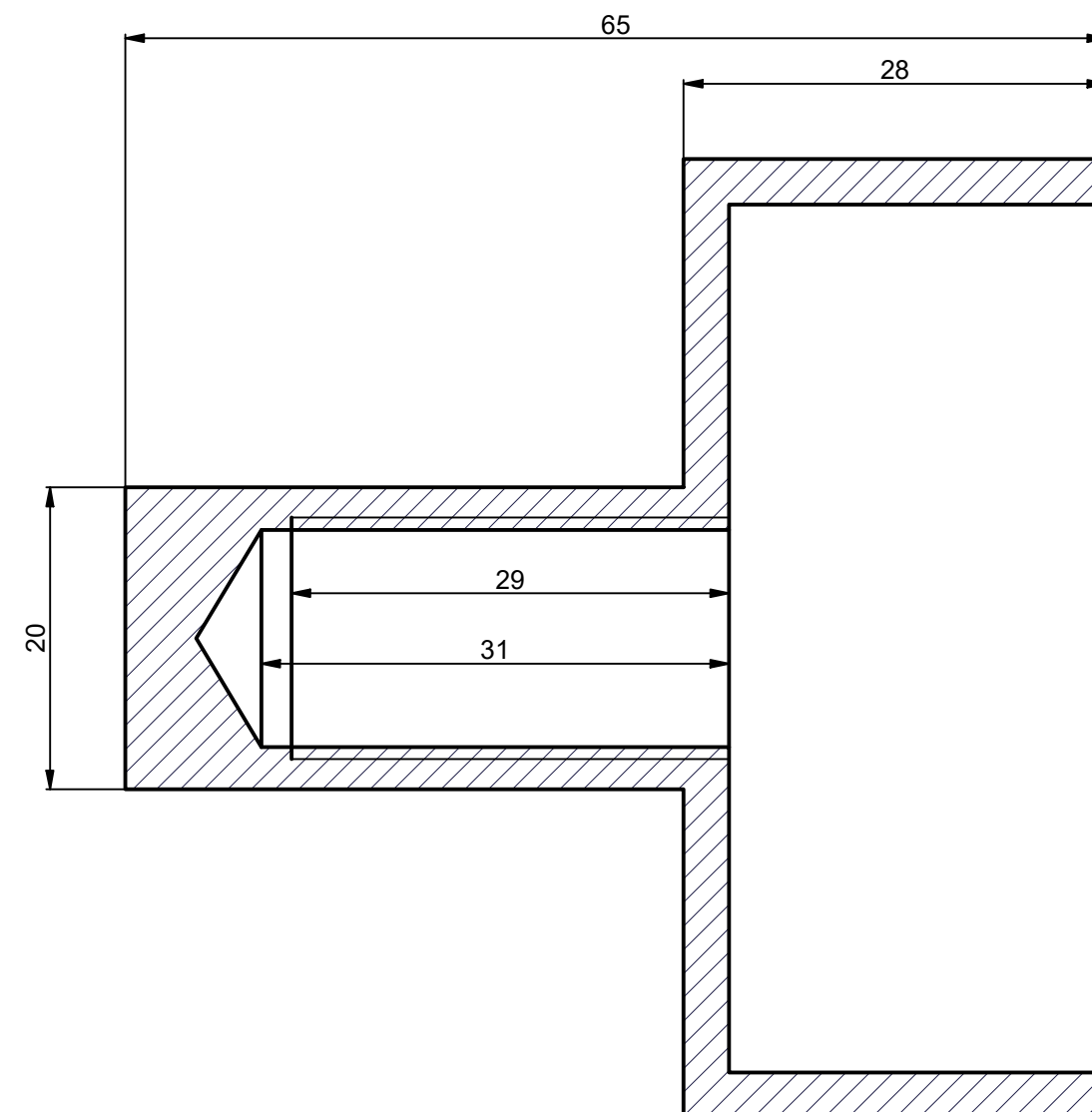
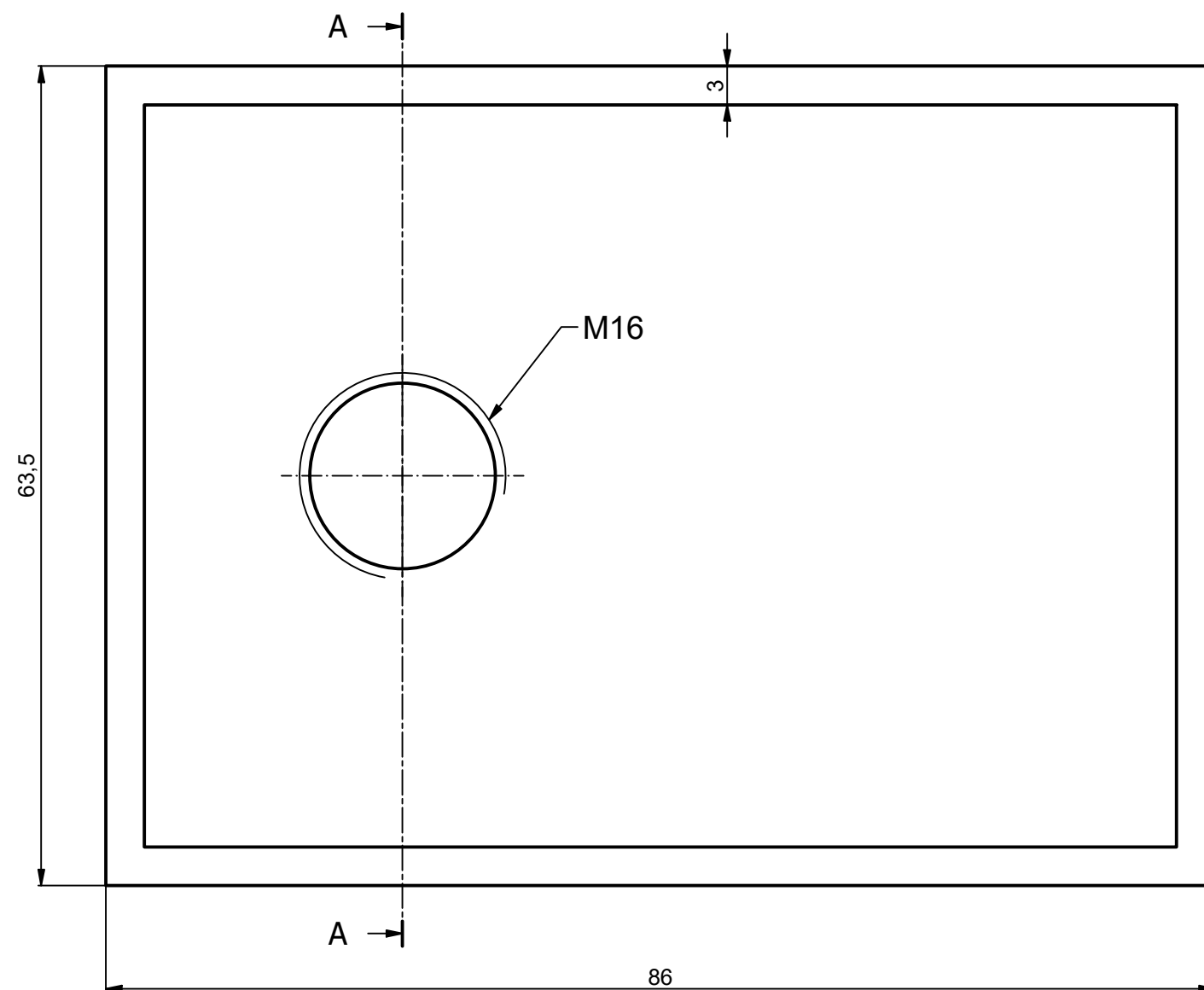
A (1 : 2)



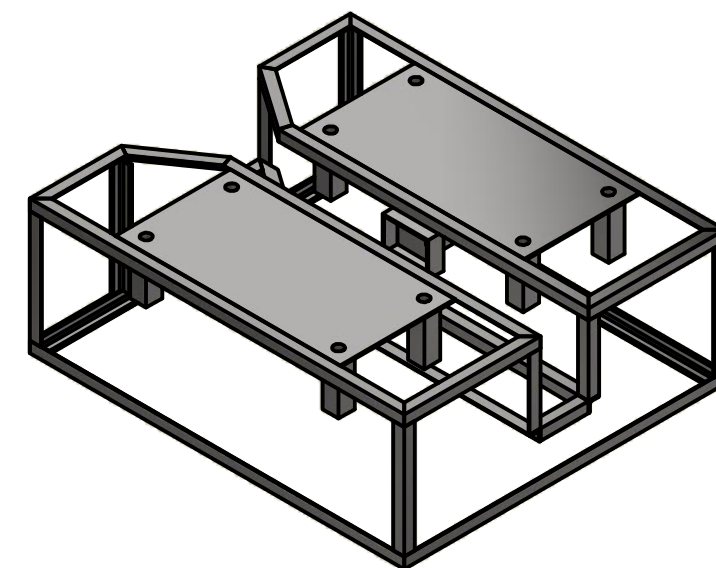
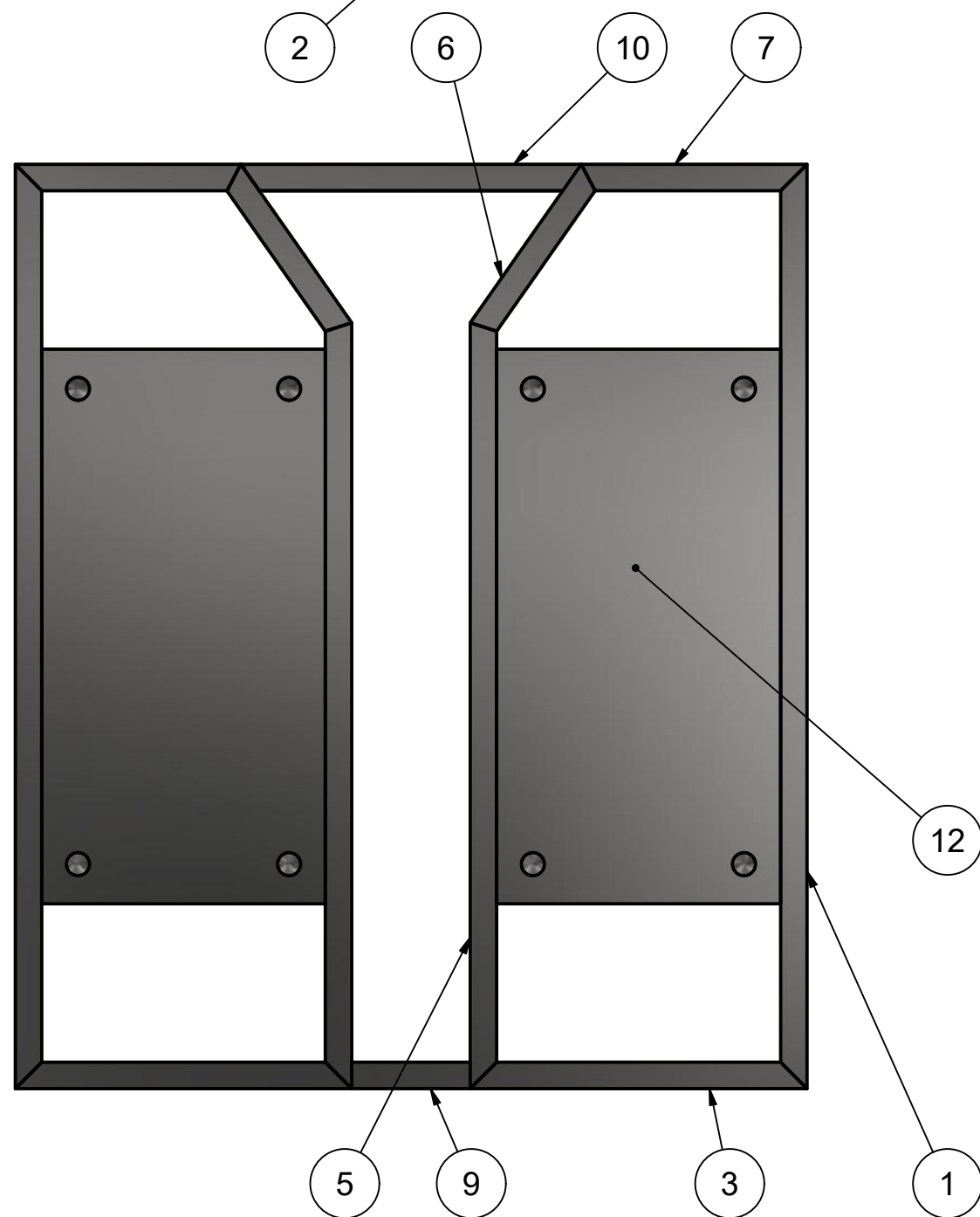
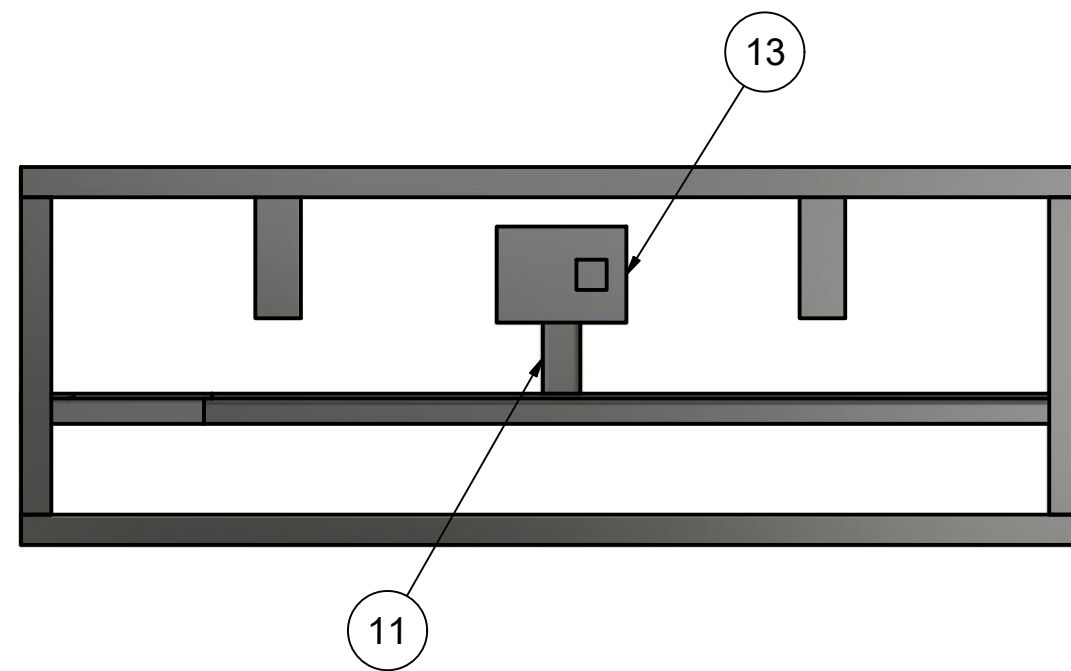
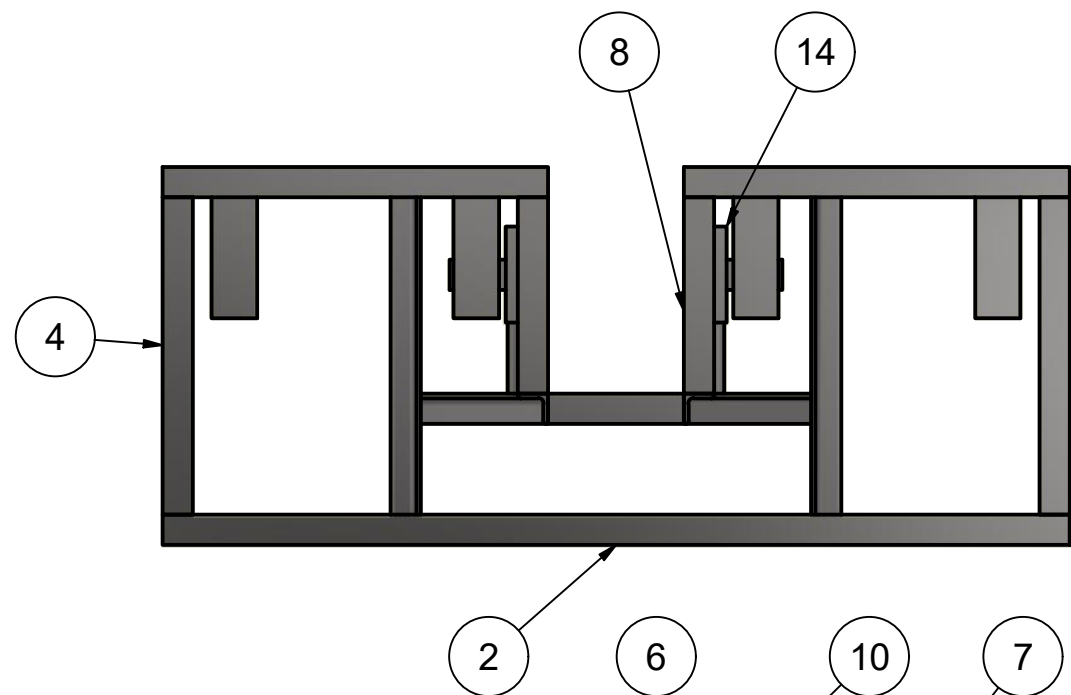
8	2	DIN 471 - 20x1,2	Anillas de retención para el eje
7	1	Eje_polea	
6	1	Polea	
5	1	Sujeción_polea	
4	10	Escuadra 100x100x30	
3	4	Perfil_canal_800	
2	4	Perfil_canal_2100	
1	5	Perfil_canal_2000	
Marca	Ctd.	Designación	Descripción
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS
DIBUJADO	18/6/19	Manuel	
COMPROBADO		Garrido	
		Martínez	
ESCALA:	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY		Nº DE PLANO
1:20			30 / 34
			SUSTITUYE A:
		Jaula	SUSTITUIDO POR:



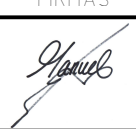
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	18/6/19	Manuel			
COMPROBADO		Garrido			
		Martínez			
ESCALA: 1:2	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Placa__insertos			Nº DE PLANO 31 / 34	
				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	



	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 2:1	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Yunque_insertos			Nº DE PLANO 32 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	18/6/19	Manuel		
COMPROBADO		Garrido		
		Martínez		
ESCALA: 1:5	DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY Esqueleto_base_bastidor			Nº DE PLANO 33 / 34
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

14	1	Yunque_perfiles_der			
13	1	Yunque_insertos_izq			
12	2	Placa_insertos			
11	2	ISO 10799-2 - 25x25x2 - 147	Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío		
10	1	ISO 657-1 - L20x20x3-258	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
9	1	ISO 657-1 - L20x20x3-90	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
8	2	ISO 657-1 - L20x20x3-130	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
7	2	ISO 657-1 - L20x20x3-171	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
6	4	ISO 657-1 - L20x20x3-146,5	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
5	4	ISO 657-1 - L20x20x3-580	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
4	6	ISO 657-1 - L20x20x3-210	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
3	2	ISO 657-1 - L20x20x3-255	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
2	2	ISO 657-1 - L20x20x3-600	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
1	4	ISO 657-1 - L20x20x3-700	Secciones de acero laminadas en caliente - Parte 1: ángulos de lados iguales		
Marca	Ctd.	Designación		Descripción	
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		18/6/19	Manuel		
COMPROBADO			Garrido		
			Martínez		
ESCALA:		DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY			Nº DE PLANO 34 / 34
					SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR:

11. ANEXOS.

11.1. Anexo 1. Dimensiones y tolerancias de las probetas.

Designación	Símbolo y número	Probeta con entalla en V			Probeta con entalla en U		
		Dimensión nominal	Tolerancia de mecanizado		Dimensión nominal	Tolerancia de mecanizado	
				Clase de tolerancia ^a			Clase de tolerancia ^a
Longitud	<i>L</i>	55 mm	± 0,60 mm	js15	55 mm	± 0,60 mm	js15
Anchura	<i>W</i>	10 mm	± 0,075 mm	js12	10 mm	± 0,11 mm	js13
Espesor ^c	<i>B</i>	10 mm	± 0,11 mm	js13	10 mm	± 0,11 mm	js13
– probeta estándar		10 mm	± 0,11 mm	js13	10 mm	± 0,11 mm	js13
– probeta de sección reducida		7,5 mm	± 0,11 mm	js13	7,5 mm	± 0,11 mm	–
– probeta de sección reducida		5 mm	± 0,06 mm	js12	5 mm	± 0,06 mm	–
– probeta de sección reducida		2,5 mm	± 0,05 mm	js12	–	–	–
Ángulo de la entalla	1	45°	± 2°	–	–	–	–
Ligamento	2	8 mm	± 0,075 mm	js12	5 mm	± 0,09 mm	js13
Radio de entalla	3	0,25 mm	± 0,025 mm	–	1 mm	± 0,07 mm	js12
Posición de la entalla (centrado)	4	27,5 mm	± 0,42 mm ^d	js15	27,5 mm	± 0,42 mm ^d	js15
Ángulo entre el plano de simetría de la entalla y el eje longitudinal de la probeta		90°	± 2°	–	90°	± 2°	–
Ángulo entre las caras longitudinales adyacentes de la probeta	5	90°	± 2°	—	90°	± 2°	—
Rugosidad superficial ^b	NA	< 5 µm			< 5 µm		

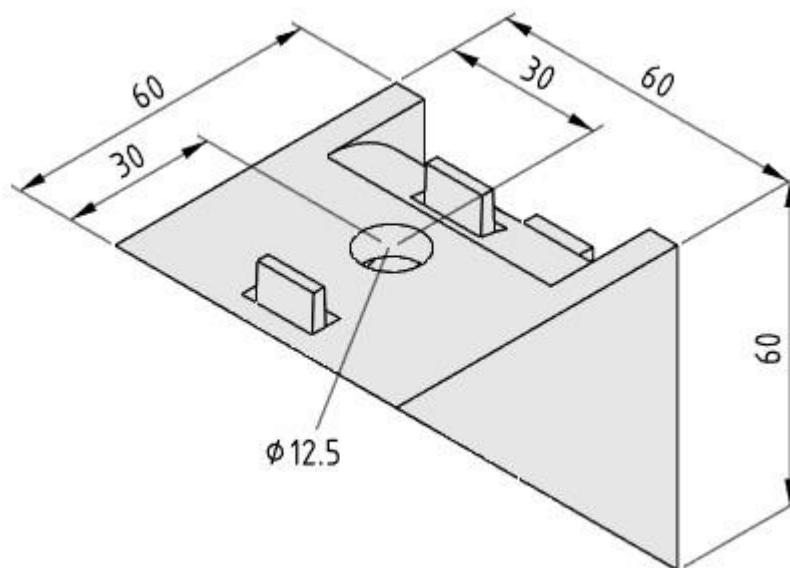
^a De acuerdo con la Norma ISO 286-1.
^b Las probetas deben tener una rugosidad superficial mejor de *Ra* 5 µm, excepto en los extremos.
^c Si se especifica un espesor distinto (2 mm o 3 mm), también se deben especificar las tolerancias correspondientes.
^d Para máquinas que disponen de posicionamiento automático de la probeta, se recomienda que la tolerancia sea ± 0,165 mm en vez de ± 0,42 mm.

Tabla 16. Dimensiones y tolerancias de las probetas [7].

11.2. Anexo 2. Catálogo escuadras item.

Características

Serie serie 12	Material Zamak	Características similar al RAL 9006 aluminio	Unidad de suministro 1 pza.
Peso m = 350 g			



11.3. Anexo 3. Catálogo de los rodamientos TIMKEN.

- Timken LSM40BXHS, Serie de rodamiento de rodillos cilíndricos separable estándar tipo bloque.

ESPECIFICACIONES

DIÁMETRO DEL EJE	40.000 mm
TIPO DE SELLO	Fieltro
TIPO DE RODAMIENTO	Cilíndrico separable
TIPO DE SOPORTE	Bloque con dos tornillos
SERIE	Ligera
TIPO DE BLOQUE	Unidad cilíndrica divisible – estándar
TAMAÑO DE ROSCA	2 x M12
PESO	6,8 kg
NÚMERO DE RODAMIENTO	LSM40BX
RODAMIENTO / CARCASA / JUNTA	LSM40BXH
UPC RODAMIENTO	013992029744

Tabla 17. Especificaciones del rodamiento LSM40BXHS.

CARACTERÍSTICAS

C_r – CARGA DINÁMICA	65 kN
C_{or} – CARGA ESTÁTICA	68 kN
VELOCIDAD MÁXIMA	5400 rpm

Tabla 18. Características del rodamiento LSM40BXHS.

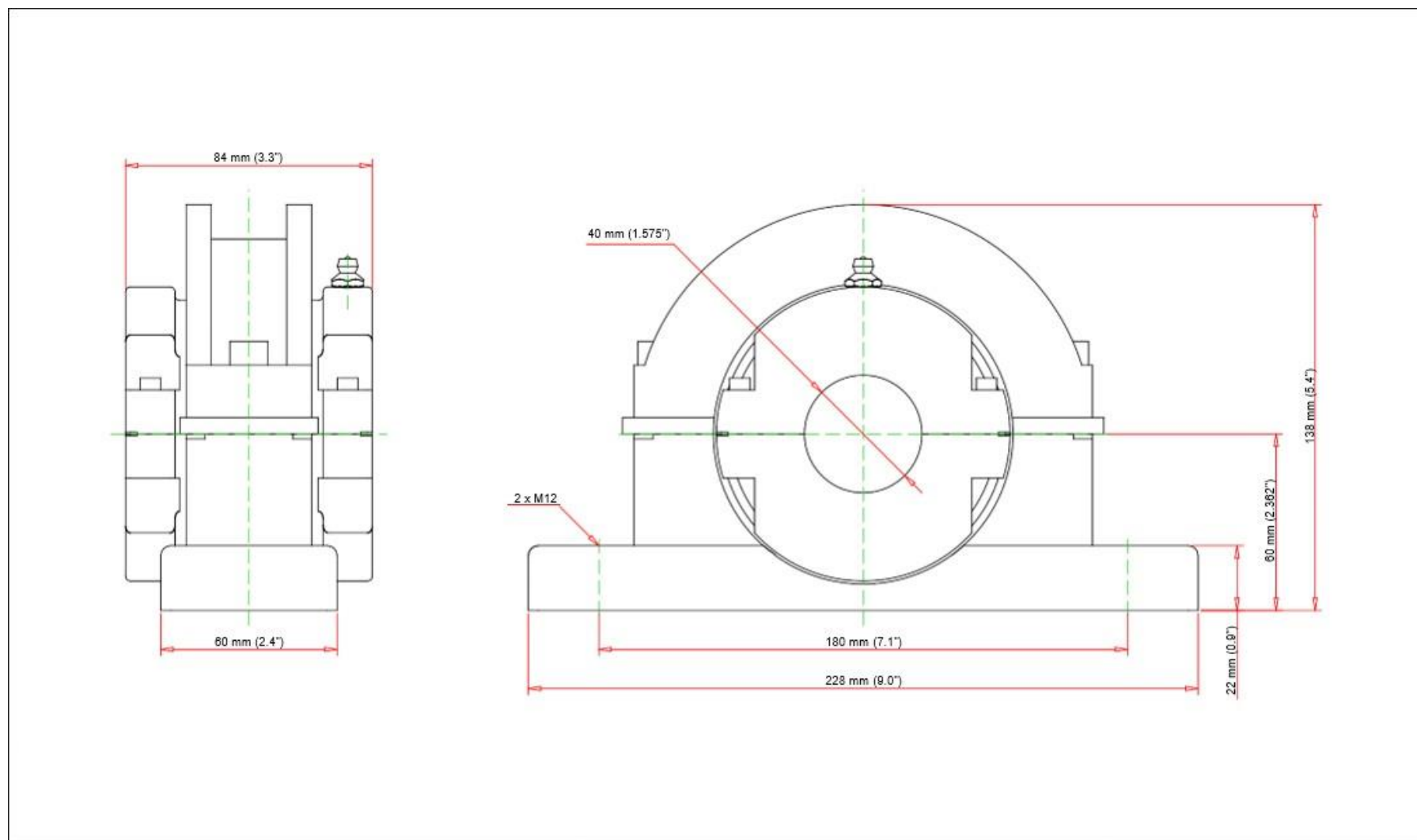


Figura 63. Plano del rodamiento LSM40BXHS [22].

- Timken SUCSP206/F, Unidad tipo bloque con resistencia a la corrosión – fijado con tornillos.

ESPECIFICACIONES

MATERIAL DEL BLOQUE	Acero inoxidable
NÚMERO DE RODAMIENTO	SUC206/F
DIÁMETRO DEL EJE	30.000 mm
TIPO DE LUBRICACIÓN	Grasa estándar
PESO	1,1 kg
TIPO DE FIJACIÓN	Tornillos
TIPO DE BLOQUE	Bloque con dos tornillos

Tabla 19. Especificaciones del rodamiento SUCSP206/F.

CARACTERÍSTICAS

C_r – CARGA DINÁMICA	9050 N
C_{or} – CARGA ESTÁTICA	16500 N

Tabla 20. Características del rodamiento SUCSP206/F.

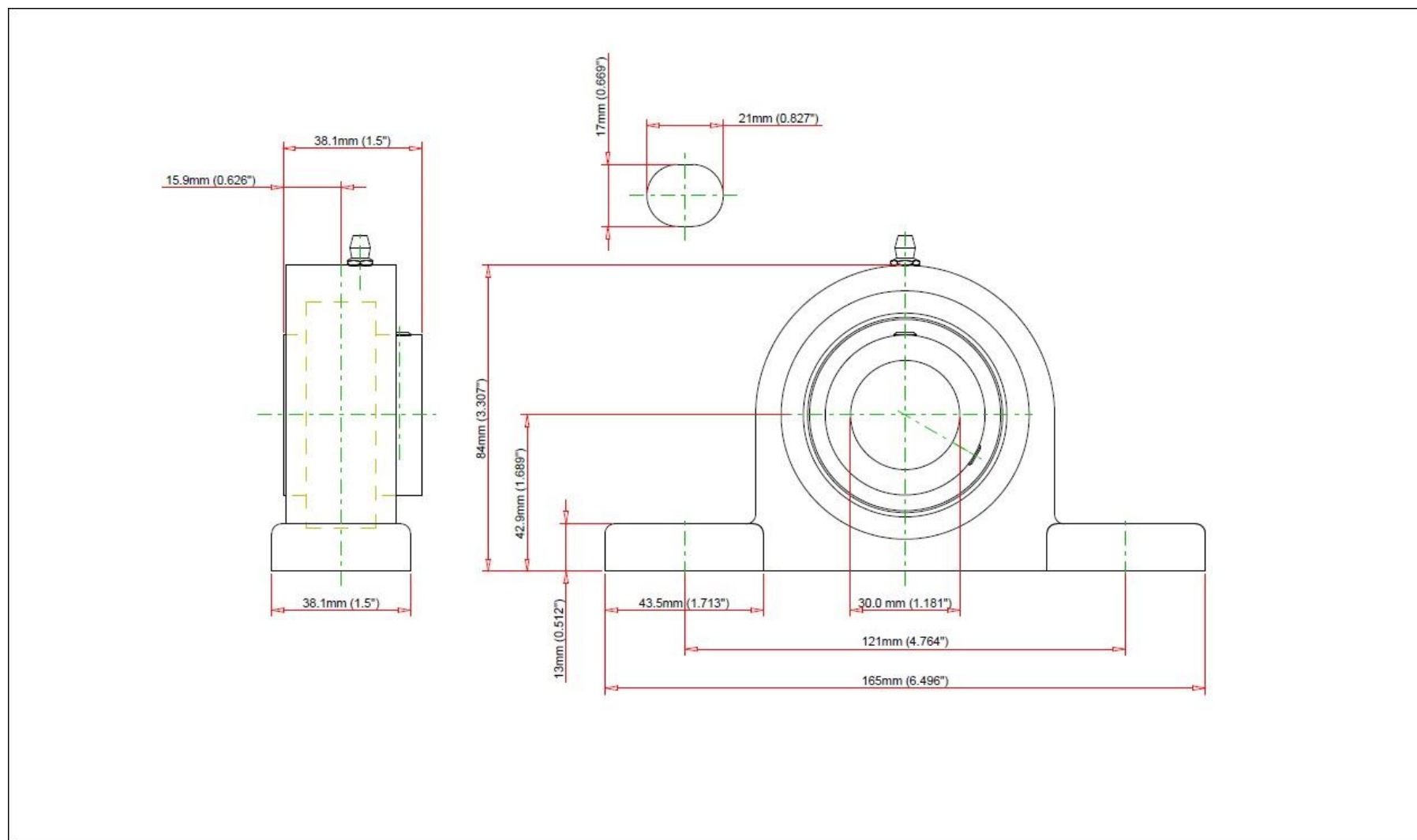


Figura 64. Plano del rodamiento SUCSP206/F [22].

11.4. Anexo 4. Catálogo de la pinza de freno RINGSPANN.

Freno de pinza DH 020 FKM

accionamiento por muelle – liberación manual
por cable de tracción

RINGSPANN®



Características	Código
Freno de pinza	D
Montaje a la máquina perpendicular al disco de freno	H
Tamaño del bastidor 020	020
Accionamiento por muelle	F
Liberación manual	K
Ajuste manual del desgaste de las zapatas	M
Muelle de presión 510	510
La posición del cable de tracción a derechas o izquierdas se determina girando el freno durante la instalación	U
Para espesor del disco de freno 12,5 mm	12

Ejemplo de pedido
Freno de pinza DH 020 FKM, muelle de presión 510, montado para la posición del cable de tracción a derechas o izquierdas, para espesor del disco de freno 12,5 mm:

DH 020 FKM - 510 U - 12

Datos técnicos

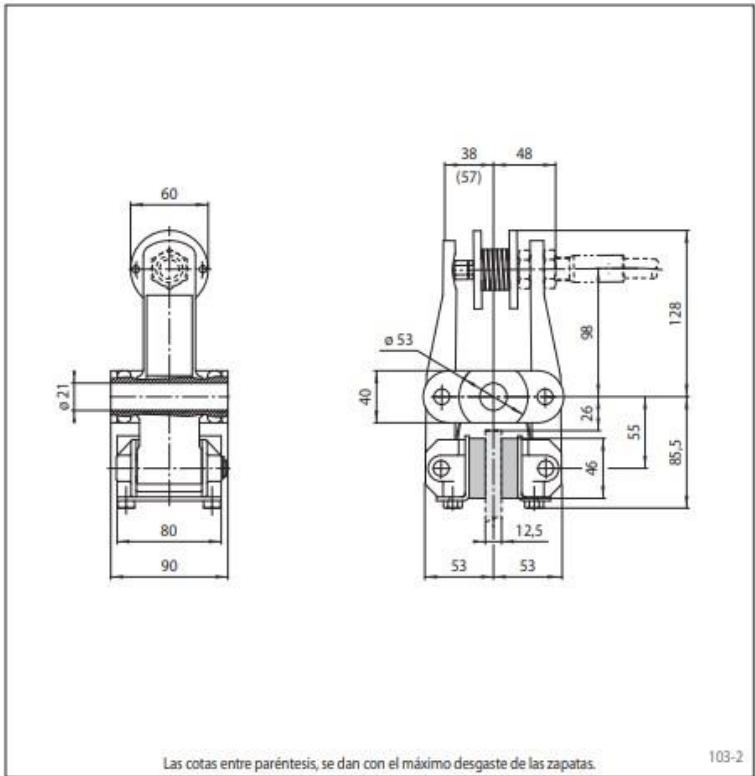
Freno de pinza DH 020 FKM con muelle 510	
Diámetro del disco de freno	Par de frenado
mm	Nm
200	160
250	210
300	270
355	330
430	410
520	510
Fuerza de apriete	2750 N
Peso	4,4 kg

Los pares de frenado que se muestran en la tabla se basan en un coeficiente de fricción teórico de 0,4.

Accesorios

El freno de pinza se puede entregar completo, con el Cable de tiro RCS® y la Palanca de freno manual RCS®. Por favor, indique la longitud del cable necesaria.

Para más información sobre Cable de tiro RCS® y Palanca de freno manual RCS®, vea la página 167.

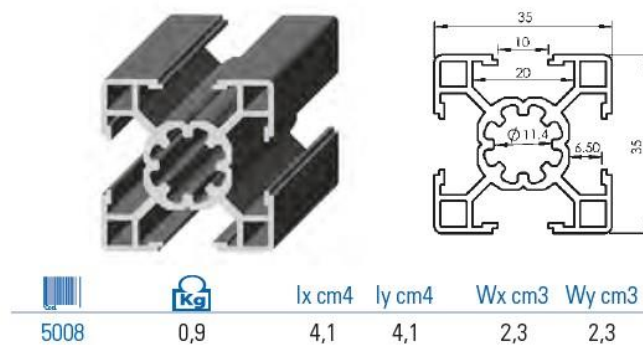


Las cotas entre paréntesis, se dan con el máximo desgaste de las zapatas.

11.5. Anexo 5. Catálogo FASTEN para jaula.



Perfil básico 35x35 Basic profile 35x35



FASTEN
SISTEMAS

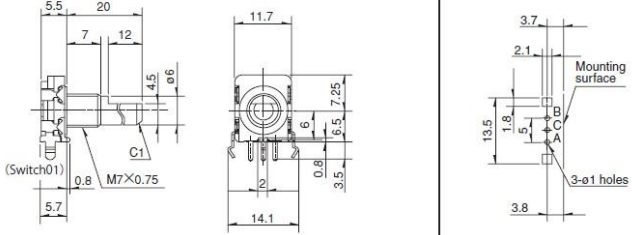
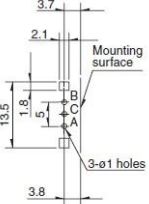
Escuadra 100x100x30 Acero zincado
Connection angle 100x100x30 Zinc plated steel

Aplicación
Para la unión de perfiles a 90°. Se recomienda usar tornillo cabeza martillo M8x20.

Application
For right-angled and power-lock connection of profiles. It can be fixed to the profile using hammer head bolts M8x20.

5308	kg
5308	0,180

11.6. Anexo 6. Catálogo sensor EC11B.

No.	Photo	Style	PC board mounting hole dimensions (Viewed from mounting side)
1			

Encoders Soldering Conditions

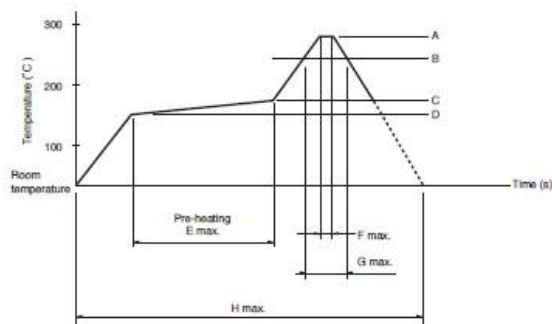
Reference for Hand Soldering

Series	Tip temperature	Soldering time	No. of solders
EC05E, EC09E, EC10E, EC111, EC11B, EC11E, EC11G, EC11K, EC12D, EC12E, EC18A, EC20A, EC21A, EC28A, EC35A, EC35AH, EC35B, EC40A, EC45A, EC50A, EC60A, EM20B	350°C max.	3s max.	1 time
EC11J	350±10°C	3 ⁺¹ ₀ s	2 time

Reference for Dip Soldering

Series	Preheating		Dip soldering		No. of solders
	Soldering surface temperature	Heating time	Soldering temperature	Soldering time	
EC09E, EC11B, EC111, EC11E, EC11G, EC11K, EC18A, EC20A, EC21A, EC28A, EC35A, EC35AH, EC35B, EC50A	100°C max.	2 min. max.	260±5°C	5±1s	2 time max.
EC10E, EC12D, EC12E	100°C max.	1 min. max.	260±5°C	3±1s	2 time max.
EC40A	110°C max.	1 min. max.	260°C max.	10s max.	1 time
EC45A, EC60A	100°C max.	2 min. max.	260°C max.	5s max.	2 time max.
EM20B	80°C max.	1 min. max.	260°C max.	3s max.	2 time max.

Condition for Reflow Temperature profile



Series	A	B	C	D	E	F	G	H	No. of reflows
EC11J	260°C	230°C	180°C	150°C	2 min. max.	3s	40s	4 min. max.	2 time max.
EC05E	250°C min.	230°C min.	180°C	150°C	60s to 120s	—	30s to 40s	—	2 time max.

11.7. Anexo 7. Procedimiento y resultados obtenidos en la simulación.

Este análisis utiliza el Modelo de Johnson Cook para simular la fractura de una probeta. Se tienen una serie de condiciones de contorno que facilitarán la simulación. En este caso, no se tendrá en cuenta el tercer miembro de la ecuación (30), dependiente de las temperaturas ambiente y de fusión del material. Además, la probeta estará construida en aluminio y el percutor en una aleación de acero con níquel (AISI 4820).

Es importante ser coherente con las unidades utilizadas durante el proceso, en este caso:

[N, mm, t]

Se comienza creando o importando los elementos que interactuarán en el estudio, en este caso, el percutor y la probeta.

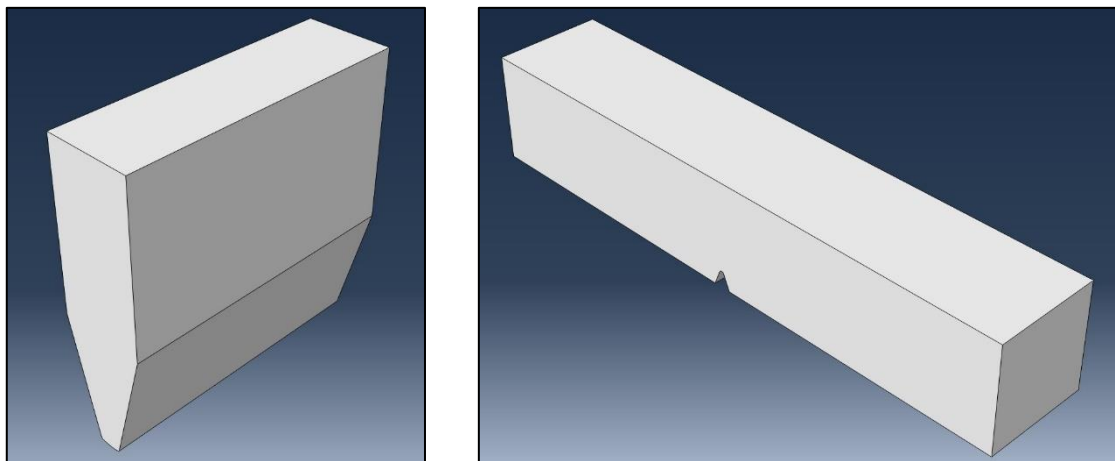


Figura 65. Modelos del percutor y probeta.

Se crean y asignan los materiales, teniendo en cuenta las propiedades mecánicas anteriormente mencionadas, así como los parámetros del modelo Johnson Cook para la probeta.



Figura 66. Comportamiento del material del percutor.



Figura 67. Comportamiento del material de la probeta.

La probeta es seccionada para, en el futuro, asignar las condiciones de contorno adecuadas, así como facilitar el mallado del elemento.

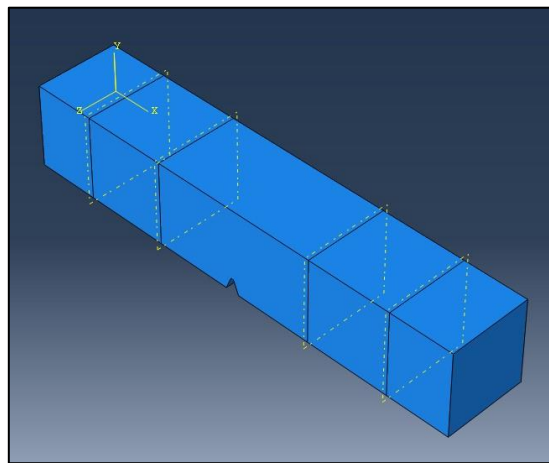


Figura 68. Secciones de la probeta.

En el ensamblaje, se posicionan los dos elementos, manteniendo la línea horizontal de impacto del percutor coincidente con el plano medio de la probeta.

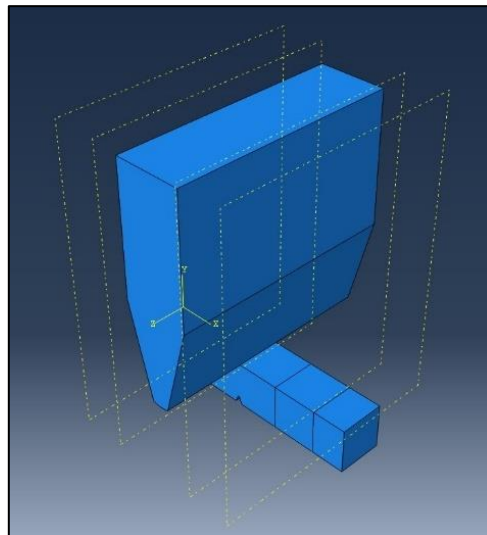


Figura 69. Ensamblaje del percutor y la probeta.

El step será dinámico y explícito, con un periodo de tiempo de 0,002.

✓ Initial	(Initial)	N/A	N/A
✓ Step-1	Dynamic, Explicit	ON	0.002

Figura 70. Step.

La interacción entre ambos elementos será de tipo contacto entre superficies, siendo la superficie maestra los lados, así como las caras posterior y anterior del percutor y la superficie esclava las caras correspondientes de la probeta.

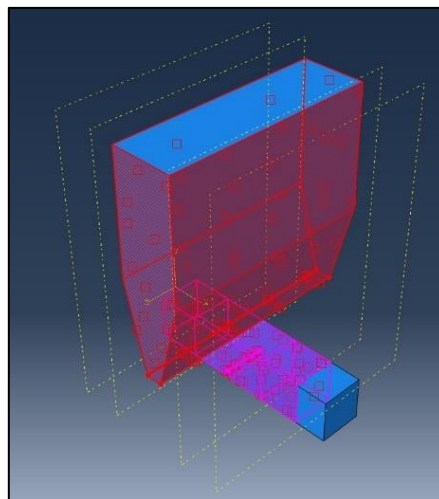


Figura 71. Interacción de contacto entre el percutor y la probeta.

Las condiciones de contorno del percutor se crean para impedir el movimiento lateral o transversal del mismo. Solo será posible el movimiento en dirección vertical.

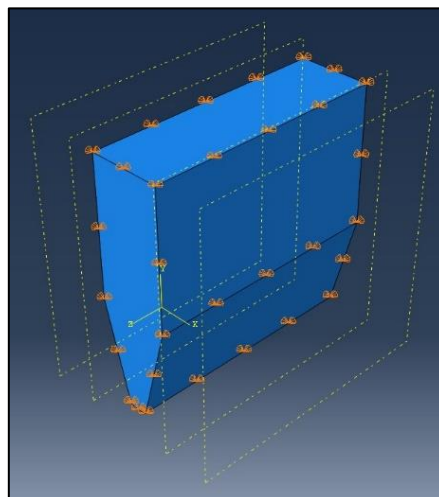


Figura 72. Condiciones de contorno del percutor.

Las condiciones de contorno de la probeta vienen impuestas por normativa, es decir, se incluirá una restricción del movimiento en la cara contraria a la percusión y en la dirección de la misma en ambas secciones de la probeta, separadas 40 mm.

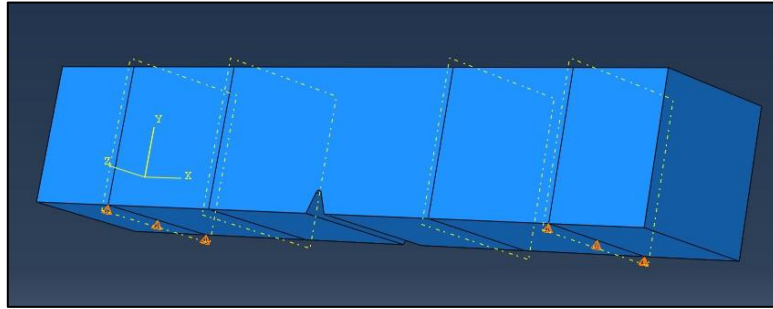


Figura 73. Condiciones de contorno de la probeta.

Se asigna una condición inicial al percutor, correspondiente con la velocidad que alcanza en el momento del impacto, calculada en el apartado 5.2 y que puede observarse en la tabla 1.

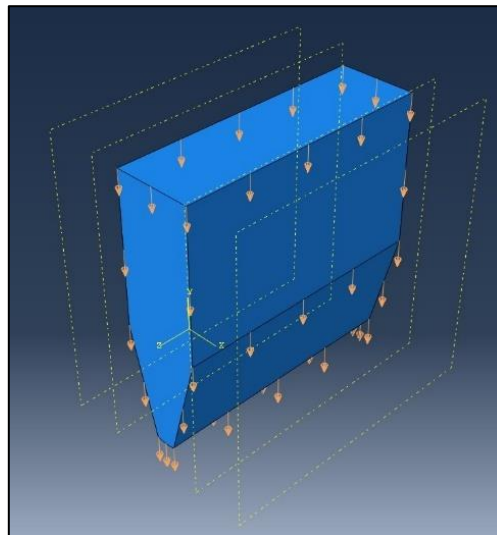


Figura 74. Condición inicial del percutor.

Por último, se procede al mallado de los elementos, siendo muy fino en la zona de impacto de ambos, incrementando la precisión de los resultados. En las zonas no afectadas por el impacto se malla con mayor tamaño de celda, disminuyendo el tiempo de simulación.

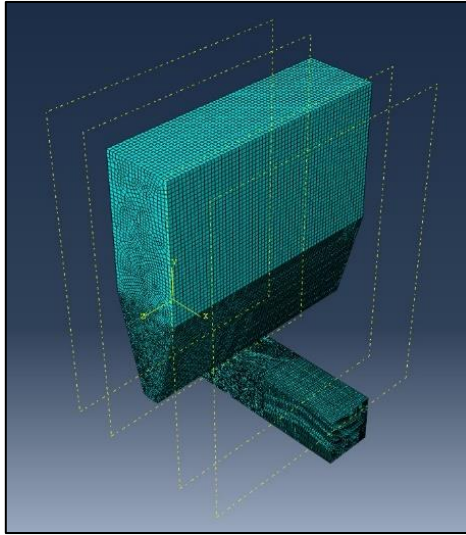


Figura 75. Mallado.

12. BIBLIOGRAFÍA.

[1]. JOSÉ LUIS ARANA, JAVIER JESÚS GONZÁLEZ. *Mecánica de la fractura*. Gipuzkoa: Servicio Editorial de la Universidad del País Vasco, 2002. ISBN: 84-8373-455-9

[2]. ASKELAND, DONALD R., PRADEEP P. FULAY & WENDELIN J. WRIGHT. *The Science and Engineering of Materials, Sixth Edition*. Cengage Learning, 2011.

[3]. BEER, FERDINAND P. *Mecánica de materiales, Segunda Edición*. Barcelona: McGraw-Hill, 1993.

[4]. RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT. *Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition*. New York: McGraw-Hill Education, 2011.

[5]. WILLIAM D. CALLISTER, JR. *Ciencia e Ingeniería de Materiales*. Barcelona: Reverté, S.A.

[6]. CÉSAR A. CHAGOYÉN-MÉNDEZ, et. Al. Design of impact test machine type Charpy of 50 J. En: *Journal of Engineering and Technology for Industrial Applications*. 2016, Edición 8, pp. 106-113. ISSN ONLINE: 2447-0228

[7]. UNE-EN ISO 148-1 Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte 1: Método de ensayo.

[8]. UNE-EN ISO 148-2 Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte 2: Verificación de las máquinas de ensayo.

[9]. UNE-EN 148-3 Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte 3: Preparación y caracterización de las probetas Charpy con entalla en V para la verificación indirecta de las máquinas de ensayo de impacto con péndulo.

[10]. UNE-EN 148-3 Seguridad de las máquinas. Parte de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño.

[11]. UNE-EN 148-3 Seguridad de las máquinas. Parte de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 2: Validación.

[12]. Instrucción EAE versión en castellano. Capítulo XIV. Uniones. Disponible en: <https://www.fomento.gob.es/organos-colegiados/comision-permanente-de-estructuras-de-acero/cpa/instrucciones/instruccion-eae-version-en-castellano>

[13]. JOHNSON, G.; COOK, W. *A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. In Proceedings of the Seventh International Symposium on Ballistics*, The Hague, The Netherlands, 19–21 April 1983.

[14]. Abaqus Analysis User's Manual. Disponible en: <https://www.sharcnet.ca/Software/Abaqus610/Documentation/docs/v6.10/books/usb/default.htm?startat=pt05ch20s02abm22.html>

[15]. MatWeb 1996-2019. Disponible en: <http://www.matweb.com/>

[16]. Curvas tensión deformación en metales y polímeros. Disponible en: https://rodas5.us.es/file/9e078194-9c0c-34a2-b657-0fd5c59d6a2f/2/practica_1_scorm.zip/pagina_01.htm

[17]. Ensayo de impacto 2011. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=8685HYXNrxE&t=493s>

[18]. TECHLABSYSTEM. Disponible en: https://www.metrotec.es/wp-content/uploads/sites/30/2014/02/PIC_Pendulos_Impacto_Charpy_Digitales.pdf

[19]. Teoría en Ing. Industrial. Disponible en: <http://www.fagteori.dk/materialelaere/materialeproevning/slagsejhedsproeve.aspx>

[20]. ECD Germany Cabrestante Manual Polea de Carga 456 kg. Disponible en: <https://www.amazon.es/Cabrestante-Manual-Polea-Carga-456/dp/B015GYBFFS>

[21]. RS. Disponible en: <https://es.rs-online.com/web/p/codificadores-giratorios/1727679/>

[22]. The Timken Company 2019. Disponible en: <https://www.timken.com/es/>