



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Diseño y prototipado de un impactador inercial de bajo coste

Autor:

De Torres Carrillo, David

Tutores:

Lorenzana Iban, Antolín

Jarak, Tomislav

C.A., I.T., M.M.C. y Teoría de
Estructuras

Valladolid, noviembre de 2023.

RESUMEN

El objetivo de este trabajo final de grado, en Ingeniería en Tecnologías Industriales, es construir un prototipo de impactador inercial de bajo coste para el análisis dinámico de estructuras esbeltas. En este documento se tratará el desarrollo del modelado 3D realizado con el software CATIA V5, así como el montaje de cada uno de los componentes que integran dicho excitador y los distintos cálculos realizados para su caracterización. Para el prototipado se utilizará un número mínimo de recursos, la mayor parte de ellos ya disponibles en el laboratorio de dinámica de estructuras de la EII, incluyendo motores *brushless* e impresora 3D. Finalmente, se realizarán ensayos para comprobar la viabilidad de dicho prototipo.

PALABRAS CLAVE

Dinámica estructural, vibraciones, excitador, plano inclinado, impresión 3D.

ABSTRACT

The objective of this final degree project in Industrial Technology Engineering is to build a low-cost inertial impactor prototype for the dynamic analysis of slender structures. This document will deal with the development of the 3D modeling carried out with the CATIA V5 software, as well as the assembly of each of the components that make up said shaker and the different calculations carried out for its characterization. For the prototyping, a minimum number of resources have been used, most of them already available in the structure dynamics laboratory of the EII, including brushless motors and a 3D printer. Finally, tests will be carried out to verify the viability of said prototype.

KEYWORDS

Structural dynamics, vibrations, shaker, inclined plane, 3D printing.

Índice de Contenidos

Capítulo 1. Introducción	11
1.1. Justificación	11
1.2. Objetivos	14
1.3. Antecedentes.....	15
Capítulo 2. Fundamentos teóricos.....	19
Capítulo 3. Actuadores	21
Capítulo 4. Diseño y Prototipado.....	25
4.1. Idea de Diseño.....	25
4.2. Herramientas de CAD.....	28
4.3. Diseño	31
4.3.1. Engranaje epicicloidal o Reductora planetaria	32
4.3.2. Motor Brushless	34
4.3.3. Diseño de prototipo.....	35
4.4. Montaje	57
4.5. Prueba de concepto	68
4.5.1. Análisis experimental del impacto del shaker	68
4.5.2. Análisis por simulación de elementos finitos.....	72
Capítulo 5. Conclusiones	79
5.1. Conclusiones.....	79
5.2. Líneas futuras.....	80
5.3. Presupuesto y aspectos económicos.....	82
5.4. Consideraciones finales.....	85
5.4.1. Planificación del trabajo. Diagrama de Gantt.....	85
5.4.2. Medio ambiente	86
Webgrafía y bibliografía	87
Anexos:.....	91
Anexo 1: Características de la Impresión 3D	91
Anexo 2: Mecanizado	98
Anexo 3: Planos de los elementos impresos en 3D.....	99

Índice de Figuras

Figura 1. Colapso del Puente de Tacoma. [1].....	12
Figura 2. Simulación del colapso del Millenium Bridge. [2]	12
Figura 3. Martillo de Impacto. [3].....	13
Figura 4. Excitador electrodinámico. [4]	13
Figura 5. Shake Table II. [5].....	15
Figura 6. Excéntrica acoplada a un motor generadora de fuerza centrífuga. [6] .	15
Figura 7. Carro de impresora generador de una excitación de tipo impulso en la maqueta de un edificio. [6].....	16
Figura 8. Proyecto de Víctor Carmona Martín. [7]	16
Figura 9. Excitación producida por la excéntrica en el segundo piso. [8]	17
Figura 10. Excitación mediante electroimán. [8]	17
Figura 11. Modos de vibración. [10]	19
Figura 12. Esquema del excitador electromecánico rectilíneo. [11]	21
Figura 13. Martillo demoledor.[12]	22
Figura 14. Excitador electromagnético SPEKTRA SE-13. [13]	22
Figura 15. Esquema básico de un excitador electrohidráulico. [11].....	23
Figura 16. Martillo de impacto inteligente. [14].....	23
Figura 17. Shake Table II. [15]	24
Figura 18. Modelo de plano inclinado donde aparecen todas las fuerzas de interacción que sufren los engranajes.....	25
Figura 19. Despiece primer boceto.	28
Figura 20. Ensamblaje primer boceto.....	28
Figura 21. Diseño de un motor turbofán realizado con una tecnología CAD. [17]	29
Figura 22. Simulación del mecanizado por CNC con tecnología CAM. [17].....	29
Figura 23. Simulación del soporte de una mesa realizado con ANSYS. [17].....	30
Figura 24. Logo de Catia. [18].....	30
Figura 25. Despiece del impactador inercial.....	32
Figura 26. Partes de un engranaje epicicloidal. [21].....	33
Figura 27. Estator formado por las bobinas.	34
Figura 28. Rotor junto a los imanes permanentes.....	35
Figura 29. Vista isométrica del engranaje inferior.	36
Figura 30. 3D de la base del engranaje inferior.....	37
Figura 31. Planos horizontales de la zona de impacto.	37
Figura 32. Diseño del plano inclinado.	38
Figura 33. Características de la hélice.....	39
Figura 34. Representación del plano inclinado formado por un triángulo rectángulo.	39
Figura 35. Resultado final del perfil del engranaje inferior.....	40
Figura 36. Planta superior del embrague.	41
Figura 37. 3D de las hendiduras.....	41
Figura 38. Detalle del aumento del diámetro del engranaje inferior.....	42
Figura 39. Resultado de la planta inferior del engranaje inferior.	42
Figura 40. Eje del embrague.....	43
Figura 41. Agujero para el eje.....	43

Figura 42. Vista isométrica del engranaje superior.	44
Figura 43. Zona de impacto entre el engranaje superior y el engranaje inferior..	44
Figura 44. 3D planos horizontales de impacto del engranaje superior.	45
Figura 45. Agujeros del engranaje superior en 2D.	45
Figura 46. Agujeros del engranaje superior en 3D.	46
Figura 47. Alzado de la carcasa original.	46
Figura 48. Perfil de la carcasa original.	47
Figura 49. Interior de la carcasa diseñada en Catia V5.	47
Figura 50. Exterior de la carcasa diseñada en Catia v5.	48
Figura 51. Dimensiones 2D de la revolución.	48
Figura 52. Dimensiones finales del perfil de la carcasa en 2D.	49
Figura 53. Dimensiones de los rebajes en 2D.	49
Figura 54. Zona de acoplamiento entre la carcasa y la corona.	50
Figura 55. Superficie rectangular donde irán situados los agujeros.	50
Figura 56. Acotación de los agujeros respecto al origen de la carcasa.	51
Figura 57. Carcasa inicial.	51
Figura 58. Carcasa final.	51
Figura 59. Diseño de los chaveteros en 2D.....	52
Figura 60. Diseño de los chaveteros en 3D.....	52
Figura 61. Acople lateral inicial de la carcasa y la estructura.....	53
Figura 62. Acople lateral final de la carcasa y la estructura.	53
Figura 63. Ensamblaje de las tres piezas en Catia V5.	54
Figura 64. Posición más baja de la cinemática.....	55
Figura 65. Posición más alta de la cinemática.....	55
Figura 66. Ensamblaje chavetero.....	56
Figura 67. Detalle vista A.	56
Figura 68. Interior del atornillador.	57
Figura 69. Bobinas del motor brushless.....	58
Figura 70. Rotor.....	58
Figura 71. Rotor introducido en la cavidad.	59
Figura 72. Cojinete.	59
Figura 73. Cojinete acoplado.....	60
Figura 74. Corona.....	60
Figura 75. Corona acoplada.	61
Figura 76. Embrague.....	61
Figura 77. Embrague acoplado.	62
Figura 78. Montaje completo de las partes del atornillador.	62
Figura 79. Base del engranaje inferior.	63
Figura 80. Localización del engranaje inferior.	63
Figura 81. Alzado engranaje inferior.	63
Figura 82. Ensamblaje de la corona con la carcasa.	64
Figura 83. Perfil de la carcasa.....	64
Figura 84. Perfil bloque masa.	65
Figura 85. Hendiduras en la base del engranaje superior.	65
Figura 86. Chaveteros de la carcasa.	66
Figura 87. Montaje completo del impactador.	66
Figura 88. Proceso de fijación.	67

Figura 89. Impactador fijado a la estructura.....	67
Figura 90. Equipo de adquisición y procesado de datos SIRIUS HD-STG.....	68
Figura 91. Force Plate: Báscula registradora de la fuerza de impacto.....	69
Figura 92. Pestaña Channel Setup del programa Dewesoft X3 SP12.....	69
Figura 93. Resultados mostrados en pantalla.	70
Figura 94. Masa del “bloque masa”.	70
Figura 95. Evolución de la Fuerza (N) en el tiempo (s).	71
Figura 96. Zoom impacto de 120N.	71
Figura 97. Pestaña material Catia V5.	73
Figura 98. Pestaña Momentos de Inercia de la pieza.	74
Figura 99. Superficie de impacto del engranaje superior.	74
Figura 100. Presión en la superficie del engranaje inferior.	75
Figura 101. Engranaje inferior apoyado.	75
Figura 102. Menú Image.....	76
Figura 103. Deformación del engranaje inferior.....	76
Figura 104. Tensión de Von Mises del engranaje inferior.....	77
Figura 105. Desplazamientos de los puntos del engranaje inferior.....	77
Figura 106. Tracciones y compresiones de los puntos del engranaje inferior.	78
Figura 107. Impactador como accesorio.....	80
Figura 108. Diseño de una guía sobre el engranaje superior para una mayor facilidad en la manipulación del “bloque masa”.....	81
Figura 109. Carenado de la carcasa.....	82
Figura 110. Impresora Ender 3.	91
Figura 111. Configuración del filamento.	92
Figura 112. Configuración de Impresión (capas y perímetros) PrusaSlicer.....	93
Figura 113. Configuración de Impresión (relleno) PrusaSlicer.	93
Figura 114. Pestaña de Control de OctoPrint.....	94
Figura 115. Pestaña de Temperatura de OctoPrint.	94
Figura 116. Engranaje inferior.....	95
Figura 117. Engranaje superior.....	95
Figura 118. Carcasa.....	95
Figura 119. Material de soporte para la estructura.....	96
Figura 120. Impresión vertical.....	96
Figura 121. Impresión horizontal.	97
Figura 122. Pestaña Options Catia V5.....	97

Índice de Tablas

Tabla 1. Resumen de los objetivos del TFG.....	14
Tabla 2. Coeficientes de fricción entre distintos materiales. [16]	26
Tabla 3. Características técnicas del atornillador de impacto PDSSAP 20-Li B2. 31	
Tabla 4. Esquema de funcionamiento de un engranaje epicicloidal. [21].....	33
Tabla 5. Cuadro de precios del presupuesto parcial de mano de obra.....	82
Tabla 6. Cuadro de precios del presupuesto parcial de material.	83
Tabla 7. Cuadro de precios del presupuesto parcial de software y sistemas.....	83
Tabla 8. Presupuesto de Ejecución Material.	83
Tabla 9. Presupuesto de Ejecución por Contrata.	84
Tabla 10. Presupuesto Base de Licitación.	84

Capítulo 1. Introducción

1.1. Justificación

Históricamente y hasta mediados del s.XX, en el dimensionamiento de las estructuras, únicamente se estudiaban las condiciones de equilibrio estático, por tanto, estas estructuras estaban preparadas exclusivamente para soportar, con un margen de seguridad, las tensiones que generaban dichas cargas estáticas.

La dinámica estructural (área de análisis estructural que se centra en el estudio de las vibraciones generadas por cargas dinámicas) comenzó a tener bastante importancia cuando las estructuras se hicieron más esbeltas y empezaron a tener que soportar grandes cargas alternantes. En la actualidad, tanto la dinámica como la estática tienen gran importancia.

Uno de los factores que llevó a realizar este cambio fue el aumento de las luces en las estructuras, lo que originaba grandes flechas y vibraciones apreciables incluso a frecuencias bajas. Al principio, debido a la falta de herramientas matemáticas potentes, lo que se hacía era mayorar las cargas estáticas aplicadas en la estructura, buscando un mayor margen de seguridad. Este método no era totalmente fiable puesto que, los efectos dinámicos sobre cualquier estructura no tienen una relación lineal con dichas cargas. Todo esto empezó a cambiar con la introducción de los ordenadores y su gran capacidad para hacer cálculos numéricos estudiando todo tipo de cargas dinámicas, ya sea viento, tráfico, olas, terremoto, explosiones, tránsito de personas...

Cada una de estas cargas dinámicas han ido obteniendo mayor consideración debido a que han sido causa de accidentes; por ejemplo, el de la Figura 1, -el puente de Tacoma Narrows (EEUU)-, que colapsó en 1940 debido a los vientos moderados que provocaron un efecto de aleteo aerolástico, que se realimentaba por inercia, induciendo en el puente esfuerzos que, por desconocimiento, no habían sido considerados en el diseño.



Figura 1. Colapso del Puente de Tacoma. [1]

En la Figura 2, se puede observar un caso más reciente originado en el año 2000, cuando el Millenium Bridge de Londres recién inaugurado, tuvo que cerrar para realizar modificaciones debido a que el paso de los transeúntes generaba grandes vibraciones laterales, como consecuencia de la de interacción con los peatones. Este efecto de interacción era desconocido, por lo que tampoco se pudo considerar en el diseño.



Figura 2. Simulación del colapso del Millenium Bridge. [2]

Actualmente, para conocer las frecuencias naturales de las estructuras se utiliza el análisis modal. Dichas frecuencias se pueden estimar por simulación en la etapa de diseño, de forma numérica con el Método de los Elementos Finitos, usando cualquier programa que modele la estructura y estime su comportamiento.

Otra alternativa es el Análisis Modal Experimental, donde se mide la respuesta real del sistema cuando está sometido a una excitación de la cual se conoce su amplitud y frecuencia. Esta excitación controlada se produce mediante unos dispositivos conocidos como *shakers*. En el Laboratorio de Estructuras de la Escuela de Ingenieros Industriales de Valladolid, se pueden encontrar desde martillos de impacto, como el de la Figura 3, produciendo la excitación de forma directa o excitadores electrodinámicos, como el de la Figura 4, en cuyo caso la masa de su interior induce fuerzas de manera inercial.



Figura 3. Martillo de Impacto. [3]



Figura 4. Excitador electrodinámico. [4]

1.2. Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es el diseño y desarrollo de un impactador inercial, capaz de elevar una masa donde su posterior caída provoque una excitación vertical conocida que permita realizar ensayos dinámicos. Es por tanto un tipo particular de excitador (o *shaker* en inglés). Debe ser de tamaño reducido, pudiendo escalarse en función del tamaño que requiera la estructura; transportable, ligero y compuesto por elementos comerciales de fácil acceso, lo que hará un producto low-cost.

En cuanto al funcionamiento del *shaker*, tendrá un movimiento de rotación, ejecutado por un motor *brushless* donde dicha rotación se convertirá en un movimiento rectilíneo en la dirección vertical para elevar una masa. Otro de los objetivos será tener un gran abanico de posibilidades para poder variar la magnitud de las fuerzas inerciales generadas, donde, se podrá controlar la fuerza de impacto variando la masa y el tiempo entre impacto e impacto.

El prototipo requerirá de una serie de piezas para su correcto funcionamiento, las cuales, en esta primera etapa de prototipado, serán fabricadas en plástico PLA mediante una impresora 3D (fabricación aditiva). Aunque no sea uno de los objetivos a desarrollar, se podrá abrir la posibilidad de mecanizar dichas piezas en futuras mejoras del prototipo, una vez validada su funcionalidad.

En el desarrollo de dicho trabajo, se aplicarán conocimientos obtenidos en el Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales, tales como diseñar, calcular y documentar dicho prototipo. Finalmente, este excitador se podrá encontrar en el Laboratorio de Estructuras de la Escuela de Ingenierías Industriales, permitiendo a cualquier persona de la Escuela poder hacer uso de él para poder realizar identificaciones de cualquier estructura tipo forjado o pasarela.

De forma resumida, se recogen todos los objetivos en la Tabla 1:

OBJETIVO 1	Diseño y desarrollo de un impactador inercial
OBJETIVO 2	Prototipo low-cost y escalable
OBJETIVO 3	Funcionamiento: elevación y caída de una masa
OBJETIVO 4	Posibilidad de variar la fuerza de impacto y el tiempo entre impactos consecutivos
OBJETIVO 5	Pruebas preliminares de ensayo que validen su correcto funcionamiento

Tabla 1. Resumen de los objetivos del TFG.

1.3. Antecedentes

Con la realización de trabajos anteriores, el Laboratorio de Estructuras ya disponía de varios prototipos con los que estudiar el comportamiento de algunas estructuras ante fuerzas externas:

- Uno de los ejemplos es la 'Shake Table II' de Quanser, es una mesa sísmica de un grado de libertad que simula el efecto de los terremotos sobre dicha estructura [5].

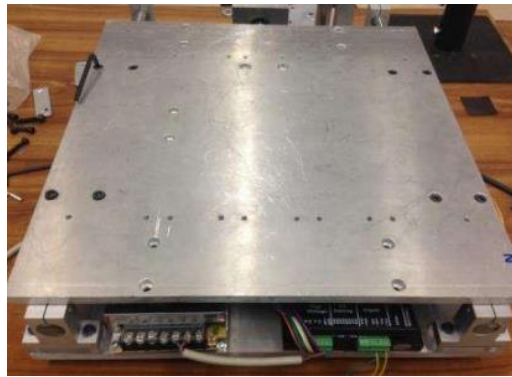


Figura 5. Shake Table II. [5]

- El TFG de Raúl Giganto, [6] se basa en la fabricación de dos prototipos excitadores de bajo coste. El primer prototipo genera una fuerza de excitación de carácter senoidal, en la que el usuario puede controlar su frecuencia y magnitud, como se observa en la Figura 6, mientras que el segundo prototipo consiste en un carro de impresora que genera una excitación direccional, el cual es movido con una amplitud y una velocidad elegida por el usuario como aparece en la Figura 7.



Figura 6. Excéntrica acoplada a un motor generadora de fuerza centrífuga. [6]

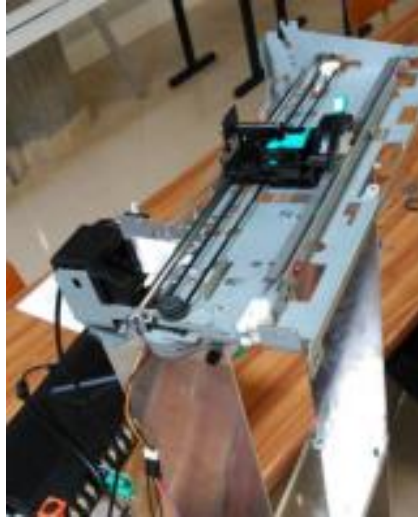


Figura 7. Carro de impresora generador de una excitación de tipo impulso en la maqueta de un edificio. [6]

- Otro caso parecido es el trabajo de Víctor Carmona Martín, [7] donde se fabricó un prototipo de excitador inercial a partir de un motor Linmot con un grado de libertad, como refleja la Figura 8.



Figura 8. Proyecto de Víctor Carmona Martín. [7]

- Por último, Ignacio Pérez, [8] diseñó dos modelos de *shakers*, dispositivos excitadores de estructuras, para ser aplicados en una maqueta de un edificio de dos plantas. Uno, a partir de una excéntrica acoplada a un motor, como se observa en la Figura 9, y otro, con la excitación de un electroimán, de forma directa e inercial, como aparece en la Figura 10.



Figura 9. Excitación producida por la excéntrica en el segundo piso. [8]



Figura 10. Excitación mediante electroimán. [8]

A diferencia de los trabajos anteriores, muchos de ellos centrados en excitadores para maquetas de estructuras con finalidad docente, con este trabajo se pretende explorar un nuevo concepto escalable que valga tanto para las estructuras disponibles en el laboratorio como para estructuras reales. El prototipo objeto de este trabajo se centra en un tamaño intermedio, adecuado para demostradores transitables como la plataforma disponible en el laboratorio [9], pero siempre teniendo en cuenta su posible escalado para ser usado en maquetas o en estructuras reales.

Capítulo 2. Fundamentos teóricos

Una vibración es un movimiento oscilatorio que ocurre cuando un sistema está perturbado de su posición de equilibrio. Existen una serie de parámetros que nos permiten caracterizar dichas vibraciones:

- Frecuencia natural: es la frecuencia que hace que la estructura vibre cuando se perturba su posición de equilibrio. Esta frecuencia depende de la rigidez y la masa de la estructura, así como de sus condiciones de contorno.
- Amplitud: es la magnitud del movimiento oscilatorio de la estructura. La amplitud depende de la energía aplicada a la estructura y de la capacidad de disipación de energía.
- Fuerza aplicada: es la fuerza que actúa sobre la estructura en una estructura real. Las fuerzas pueden ser causadas por viento, terremotos, tráfico, etc. En laboratorio se inducen mediante *shakers*.
- Rigidez: es la capacidad de la estructura para resistir la deformación ante una carga aplicada. La rigidez de la estructura influye en su frecuencia natural.
- Masa: es la cantidad de materia que compone la estructura. La masa de la estructura influye en su frecuencia natural y en su respuesta a las fuerzas dinámicas aplicadas.
- Disipación de energía: es la cantidad de energía que se disipa durante la vibración de la estructura. La disipación de energía puede deberse a la fricción, la viscosidad o el amortiguamiento, entre otros factores.
- Modos de vibración: en la Figura 11 se observa las diferentes formas en que la estructura puede vibrar a sus frecuencias naturales, y va a depender de la geometría, la rigidez, la masa y las condiciones de contorno de la estructura.

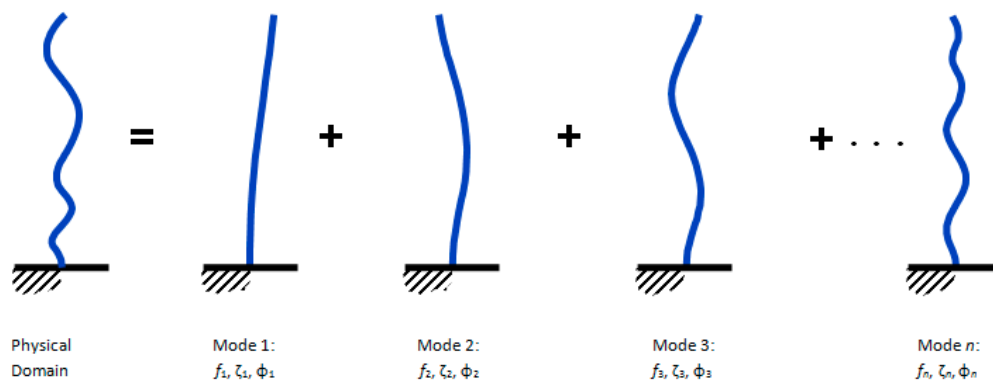


Figura 11. Modos de vibración. [10]

En la actualidad, a la hora de determinar los parámetros modales de una estructura ya construida, se utiliza el análisis modal experimental (EMA). Es una técnica empleada para determinar las características dinámicas de una estructura, como su frecuencia natural, modos de vibración y amplitudes de vibración, a través de mediciones experimentales en lugar de cálculos teóricos o simulaciones computacionales.

El EMA se realiza utilizando equipos de medición, como acelerómetros y sensores de desplazamiento, para medir las vibraciones de la estructura en diferentes puntos. Estas mediciones sirven para identificar las frecuencias naturales, los amortiguamientos modales y los modos de vibración de la estructura. Inicialmente se necesita de una fuente de excitación conocida provocada por el uso de excitadores electromecánicos, electromagnéticos o electrohidráulicos, que produzca una señal de excitación controlada (ensayo de vibración aleatoria, ensayo de vibración senoidal, etc.).

El proceso de análisis modal experimental, generalmente, implica los siguientes pasos:

1. Preparación: antes de realizar el ensayo, se debe preparar la estructura, que puede incluir la colocación de sensores de medición en puntos específicos y la ubicación de los excitadores, con todos los cableados necesarios para su alimentación y transmisión de datos.
2. Adquisición de datos: se realizan los registros mediante el uso de tarjetas de adquisición de datos. Es necesario definir la duración de cada ensayo (del orden de 15 minutos) y el número de muestras por segundo para cada sensor, del orden de 1000 S/s.
3. Análisis de datos: los datos medidos se procesan para identificar las frecuencias naturales y los modos de vibración de la estructura. Esto implica el uso de técnicas computacionales en el dominio de la frecuencia.
4. Interpretación de resultados: los resultados del análisis modal experimental se interpretan para comprender el comportamiento dinámico de la estructura. Esto puede implicar la identificación de las frecuencias críticas, las amplitudes de vibración, los modos de vibración y los amortiguamientos modales.

Comúnmente, la industria de la construcción, la industria aeroespacial, la ingeniería mecánica y la industria automotriz, son las industrias que trabajan con el análisis modal experimental, para evaluar y mejorar el comportamiento dinámico de las estructuras y los sistemas. Esta técnica se emplea para validar modelos teóricos y realizar estudios de diagnóstico y mantenimiento predictivo.

Capítulo 3. Actuadores

En la actualidad, existen distintas formas de excitar una estructura, desde una vibración que proviene del exterior ya sea por movimientos sísmicos, el viento, el tráfico de los coches, hasta una vibración generada en un laboratorio mediante un “excitador”.

Los excitadores, en función de si están acoplados a la estructura a excitar, se pueden denominar: adheridos o no adheridos. Si el excitador está fijo a la estructura se puede clasificar a su vez en excitadores electromagnéticos, electrohidráulicos y electromecánicos. Otro tipo muy habitual usado en estos ensayos en los cuales dicho excitador ya no está fijo a la estructura son los martillos de impacto [11].

- Excitador electromecánico: según el movimiento que realiza el sistema se pueden dividir en dos tipos: movimiento oscilatorio o rectilíneo. En la Figura 12, se observa como el funcionamiento de este excitador es bastante simple puesto que únicamente se necesita una base fija (m_b), un motor (C) junto a un conjunto biela-manivela (B, A) y una deslizadera que provocarán el movimiento de la masa útil (m).

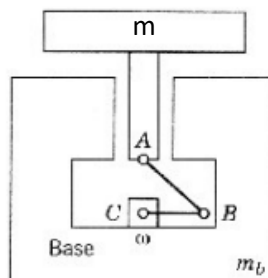


Figura 12. Esquema del excitador electromecánico rectilíneo. [11]

Este sistema es similar al que se propone en este TFG, se observa el movimiento rectilíneo de una masa a causa de una rotación ejercida por un motor. Un ejemplo puede ser el movimiento de vaivén que realizan los martillos neumáticos, como el de la Figura 13. Su función no está relacionada con la dinámica estructural, pero como uno de los objetivos es que el excitador a diseñar sea low-cost se tomarán ideas de este tipo de elementos.



Figura 13. Martillo demoledor.[12]

- Excitador electromagnético: Es el tipo de excitador más empleado para los ensayos dinámicos debido a que dispone de un gran rango de fuerzas y frecuencias a realizar. El funcionamiento de un excitador electrodinámico se basa en el principio de la ley de Faraday de inducción electromagnética. Consiste en un conjunto de bobinas de alambre conductor y un imán permanente que se mueve en su interior, donde se aplica una corriente eléctrica a las bobinas, las cuales generan un campo magnético que interactúa con el campo magnético del imán. De esta manera, se desarrolla una fuerza electromagnética que hace que el conjunto bobina-imán se mueva hacia arriba y hacia abajo, como el de la Figura 14. Este movimiento se transmite a un cabezal o mesa de prueba que se conecta al agitador, mostrando vibraciones controladas.



Figura 14. Excitador electromagnético SPEKTRA SE-13. [13]

- Excitador electrohidráulico: Se suele utilizar para grandes cantidades de fuerza a bajas frecuencias. En la Figura 15, se puede apreciar el mecanismo de vibración producido por un dispositivo hidráulico en el que un pistón está continuamente desplazándose de izquierda a derecha a causa de un fluido, normalmente suele ser aceite.

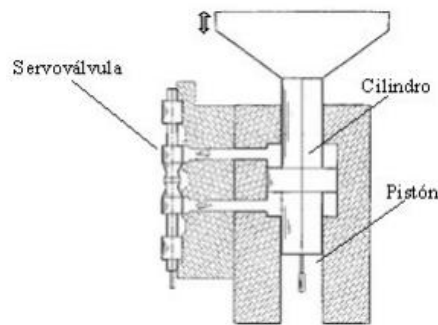


Figura 15. Esquema básico de un excitador electrohidráulico. [11]

- Excitador de impacto: Este tipo de elementos en la industria suelen tener forma de martillo, como el de la Figura 3, donde la punta del martillo puede modificarse en función del rango de vibraciones al que se quiere excitar la estructura. La fuerza que se quiere medir es la que produce la masa situada detrás del transductor (célula de carga) multiplicada por la aceleración durante el impacto. La excitación que produce es transitoria puesto que tiene poca duración, observándose el máximo de amplitud en 0 Hz y según aumenta la frecuencia el espectro va disminuyendo.

Actualmente existen una serie de martillos de impacto inteligentes (Figura 16), es decir, el dispositivo procesa sus señales internamente. Esta tecnología permite al usuario configurar el número de golpes, el retraso entre golpes, la fuerza de impacto, etc. sin tener que ajustar el punto cero o buscar la fuerza de impacto [14].



Figura 16. Martillo de impacto inteligente. [14]

- Otro de los elementos empleados para estudiar los efectos de los sismos sobre las estructuras son las mesas vibratorias, como la Figura 17. Su función es la simulación de sismos reales o artificiales a través de actuadores y sistemas de control avanzados. En función de la fuente de alimentación pueden ser eléctricas, hidráulicas o neumáticas.

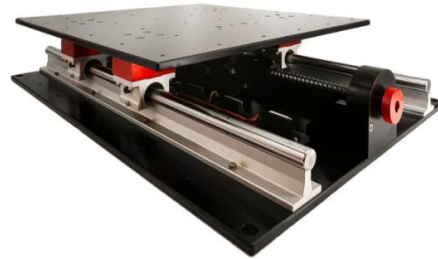


Figura 17. Shake Table II. [15]

Para el uso adecuado de todos los sistemas de excitación comentados anteriormente se hace necesario registrar la fuerza que dicho excitador induce en la estructura. La manera habitual de efectuar ese registro es mediante el uso de transductores (incorporados en los martillos de impacto), mediante acelerómetros (que se instalan en la masa móvil de los *shakers*) o directamente mediante células de carga. En el caso del impacto de bajo de estudio, al tratarse de la caída de una masa conocida desde una altura determinada, se puede pensar en estimar la fuerza indirectamente sin necesidad de usar ningún sensor. Esa estimación dependerá de la naturaleza de las superficies de impacto, entre otros factores que pueden ser estudiados en trabajos futuros.

Capítulo 4. Diseño y Prototipado

4.1. Idea de Diseño

El objetivo de este TFG es diseñar un *shaker* de bajo coste que produzca un impacto. Para ello es necesario que una masa se libere desde una cierta altura produciendo un impacto medible de forma similar al funcionamiento de un martillo. Se trata con ello de proponer una alternativa que pueda sustituir a los excitadores comerciales mencionados anteriormente por su elevado precio. Como consecuencia se ha diseñado un mecanismo de dos engranajes donde sus planos inclinados, junto a un motor de baja potencia y una reductora, sean capaces de elevar gran cantidad de masa.

A continuación, se ha realizado un estudio dinámico de las fuerzas de interacción entre los dos engranajes, de forma similar a las fuerzas que se intercambian entre un tornillo y una tuerca durante el movimiento helicoidal, con la diferencia de que el último mecanismo nombrado posee una rosca exterior para el tornillo y una rosca interior para la tuerca.

Después se ha preparado un modelo de plano inclinado mediante un triángulo rectángulo, como el de la Figura 18, donde se observan las fuerzas de interacción entre los dos engranajes.

- Hipotenusa: borde de la pendiente del engranaje.
- Base ($\pi \times dm$): longitud que posee la circunferencia.
- Altura (l): altura final del plano inclinado.

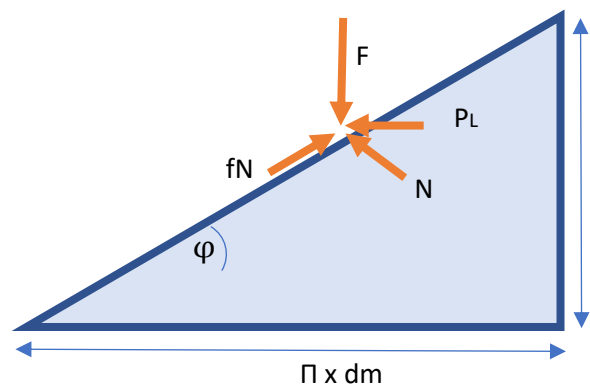


Figura 18. Modelo de plano inclinado donde aparecen todas las fuerzas de interacción que sufren los engranajes.

Se definen las fuerzas que aparecen en el plano inclinado:

- F: fuerza axial que actúa sobre la rosca, fuerza que hay que vencer. En dicho TFG es el peso del engranaje superior más la masa.
- P_L : fuerza de actuación que hay que aplicar para mover la carga. Esta fuerza la realiza el movimiento que genera el motor.
- N: acción entre tuerca- tornillo. Acción entre los engranaje superior- engranaje inferior.
- f_N : fuerza de rozamiento, opuesta al movimiento.
- f: coeficiente de rozamiento entre hilos de ambas roscas. Concretamente en este TFG es el rozamiento entre ambos engranajes.
- φ : ángulo de la hélice, en el trabajo representa el ángulo del plano inclinado.

En cuanto al coeficiente de rozamiento existen dos tipos: coeficiente estático y coeficiente dinámico. El rozamiento estático se da cuando dos o más cuerpos están sometidos a fuerzas de desplazamiento, pero no hay movimiento relativo entre ellos. En cambio, en el rozamiento dinámico es necesario que haya movimiento relativo entre los cuerpos provocando un deslizamiento. Dicha fuerza de rozamiento será mayor a medida que aumente la fuerza que presiona dichos cuerpos o en función del tipo de material, como aparece en la Tabla 2.

Coeficientes de fricción		
	μ_s	μ_k
Hule sobre concreto	1,0	0,8
Acero sobre acero	0,74	0,57
Aluminio sobre acero	0,61	0,47
Vidrio sobre vidrio	0,94	0,4
Cobre sobre cobre	0,53	0,36
Madera sobre madera	0,25 - 0,5	0,2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0,14	0,1
Madera encerada sobre nieve seca	-	0,04
Metal sobre metal (lubricado)	0,15	0,06
Teflón sobre teflón	0,04	0,04
Hielo sobre hielo	0,1	0,03
Articulación sinovial en humanos	0,01	0,003

Tabla 2. Coeficientes de fricción entre distintos materiales. [16]

El sumatorio de fuerzas que aparece en el plano inclinado es:

$$\text{Horizontal: } P_L = -N\text{sen}(\varphi) + fN\text{cos}(\varphi) \quad (1)$$

$$\text{Vertical: } F = N\text{cos}(\varphi) + fN\text{sen}(\varphi) \quad (2)$$

El par de torsión que hay que vencer para que se produzca dicho movimiento es:

$$T_d = P_L * \frac{dm}{2} = F * \frac{dm}{2} * \left(\frac{\pi f dm - l}{\pi dm + fl} \right) \quad (3)$$

El rendimiento de elevación de carga:

$$R = \frac{\text{Tútil (Par para elevar sin rozamiento)}}{T_d} = \frac{F * l}{2\pi * T_d} \quad (4)$$

La potencia de accionamiento necesaria:

$$\text{Potencia} = \text{Par (N. m)} * w \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \quad (5)$$

Las ecuaciones anteriores, definidas por una serie de parámetros, son de gran importancia puesto que van a regir la potencia que debe suministrar el motor al engranaje inferior, para poder elevar una cierta cantidad de masa.

Para materializar la idea, la primera fase de diseño se ha basado en una prueba de concepto preliminar, pudiéndose observar los dos engranajes de EPS donde sus planos inclinados curvos engranan entre sí para poder elevar una masa, como los de las Figuras 19 y 20. El desarrollo de los planos inclinados de los engranajes puede cambiar tanto en avance como en número de dientes.

El engranaje inferior se acopla a un motor eléctrico que lo hace girar, y este a su vez, hace que el engranaje superior se deslice, impidiendo su giro los dos chaveteros solidarios a la carcasa. La masa va colocada encima del engranaje superior produciendo repetidos impactos cada vez que los engranajes engranen.

Inicialmente los engranajes de EPS llevaban un diente cada uno, pero según se ha ido avanzando en el diseño se decidió poner dos dientes por engranaje para que el sistema estuviese más equilibrado, permitiendo a los chaveteros no soportar tanta tensión.

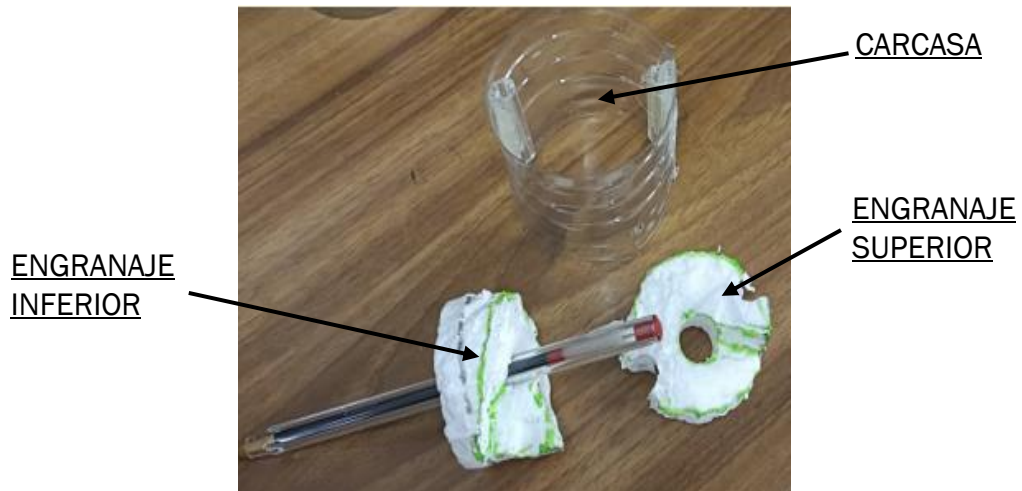


Figura 19. Despiece primer boceto.

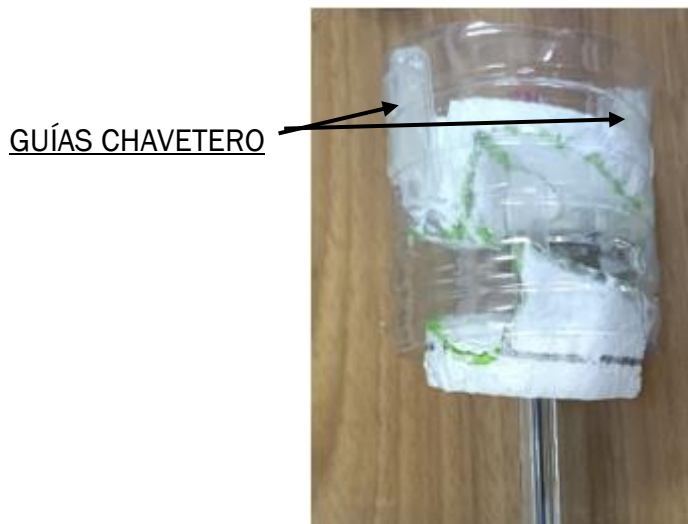


Figura 20. Ensamblaje primer boceto.

4.2. Herramientas de CAD

Todas las piezas necesarias para construir el impactador que se detallan en este trabajo van a ser fabricadas mediante mecanizado (Anexo 2) una vez se consiga la versión definitiva del prototipo. Mientras tanto, en la fase de diseño y ensayo dicho prototipo es elaborado mediante fabricación aditiva, usando una impresora 3D, como se detalla en el Anexo 1.

Para este trabajo se ha utilizado tecnología CAD, *Computer Aided Design* (diseño asistido por ordenador). Dicha tecnología hace referencia a una serie de programas que se usan para diseñar productos, como en la Figura 21.

Por otro lado, la tecnología CAM, *Computer Aided Manufacturing*, son software que se utilizan para la fabricación del producto diseñado con CAD, usándose particularmente para el mecanizado CNC, como el de la Figura 22.

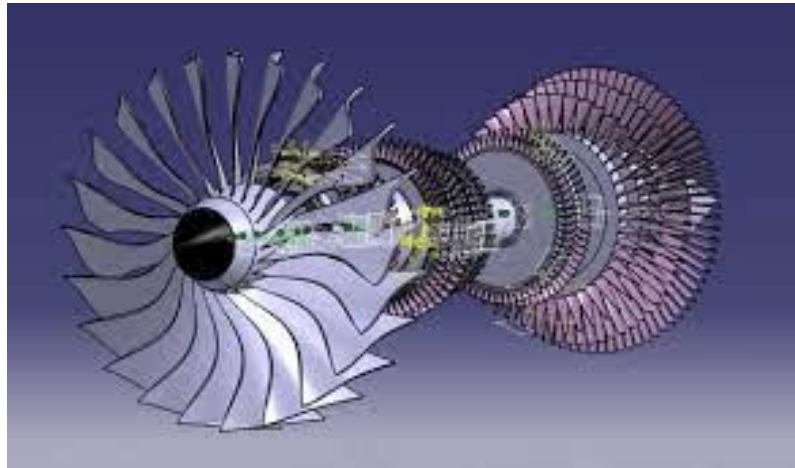


Figura 21. Diseño de un motor turbofán realizado con una tecnología CAD. [17]

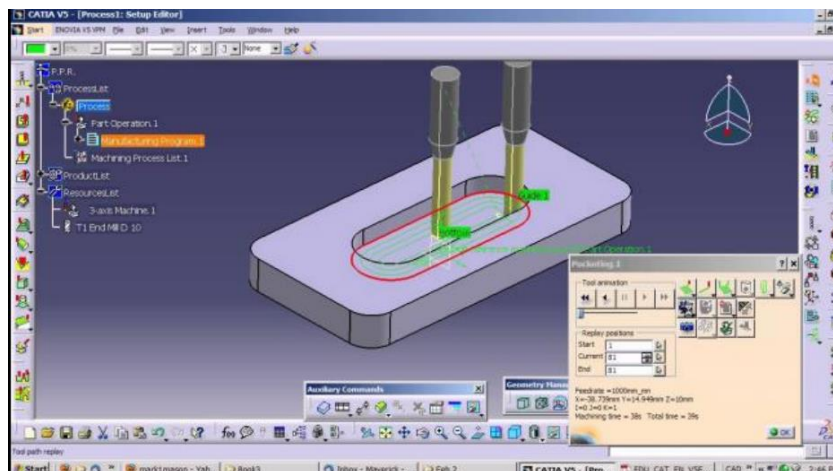


Figura 22. Simulación del mecanizado por CNC con tecnología CAM. [17]

El método de fabricación que se usa actualmente es [17]:

1. Diseño de la pieza: mediante el software CAD.
2. Mecanizado de la pieza: a partir del software CAM. Una vez se tiene el diseño de la pieza en CAD, se calculan todas las trayectorias, velocidades de avance, velocidades de corte, herramientas utilizadas para poder mecanizar dicha pieza.

Este método de fabricación es válido para muchos sectores, ya sea el industrial: aviones, barcos, tornillos, ejes... o el sector de la construcción: carreteras, puentes, etc. Incluso la utilización del CAD permite poder realizar modelos que a posteriori sean simulados computacionalmente, como en la Figura 23, pudiendo analizar todo tipo de ensayos, ya sea a tracción, flexión, fatiga, ...

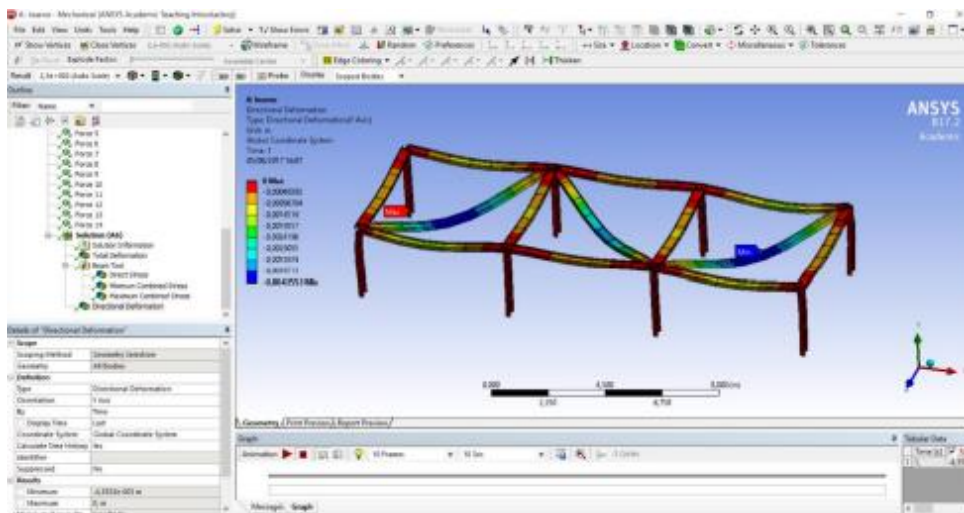


Figura 23. Simulación del soporte de una mesa realizado con ANSYS. [17]

Estos programas usan vectores (conjunto de puntos, líneas y curvas) mediante los cuales se consiguen superficies en 2D pudiéndolo llevar al 3D.

El software utilizado para la realización de dicho TFG es Catia V5, ya que ha sido impartido en la asignatura de Diseño Asistido por Ordenador del grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales. Existen multitud de programas con los que se podrían modelar las piezas de este proyecto, pero Catia posee la capacidad de poder modelar, ensamblar y simular en un mismo software, como en la Figura 24 [18].



Figura 24. Logo de Catia. [18]

4.3. Diseño

Este apartado del trabajo va a servir para explicar el porqué de la necesidad de cada una de las piezas que componen dicho prototipo y las modificaciones que han ido sufriendo a lo largo de la fase de diseño, como mejora del funcionamiento del excitador inercial. La explicación se centra sobre todo en aspectos geométricos más que en aspectos mecánicos puesto que el alcance del trabajo es meramente geométrico.

Para la fabricación del impactador se ha partido de un modelo de atornillador de impacto denominado PDSSAP 20-Li B2, como el de la Tabla 3. Sus características técnicas son:

- Velocidad nominal de giro en vacío: 0-3600 rpm.
- Frecuencia de impacto: 0-4300 rpm.
- Par de giro: 120/180/226 Nm.

Estas características definirán, más adelante, la geometría de los planos inclinados de los engranajes. La interacción entre los planos inclinados de los engranajes regirá la potencia necesaria que debe suministrar el motor del impactador para elevar la carga y vencer el rozamiento.



Detalles técnicos

Fabricante	park side
Dimensiones del producto	35 x 25 x 15 cm; 2.44 kilogramos
Fuente de alimentación	Baterías
Voltaje	20 Voltios (CC)
Número de productos	1
Tipo de cabeza	Hexagonal
Velocidad	3600 RPM
Incluye baterías	No
Necesita baterías	No
Tipo de batería	Litio
Peso del producto	2.44 kg

Tabla 3. Características técnicas del atornillador de impacto PDSSAP 20-Li B2. [19]

En la Figura 25, se puede observar el despiece del conjunto total por el que está formado el impactador:

- Pieza 1: Cuerpo del atornillador de impacto.
- Pieza 2: Carcasa original del atornillador de impacto.
- Pieza 3: Corona del engranaje epicicloidal.
- Pieza 4: Embrague.
- Pieza 5: Motor *Brushless*.
- Pieza 6: Carcasa modificada impresa en 3D.
- Pieza 7: Engranaje superior impreso en 3D.
- Pieza 8: Engranaje inferior impreso en 3D.
- Pieza 9: Cojinete.

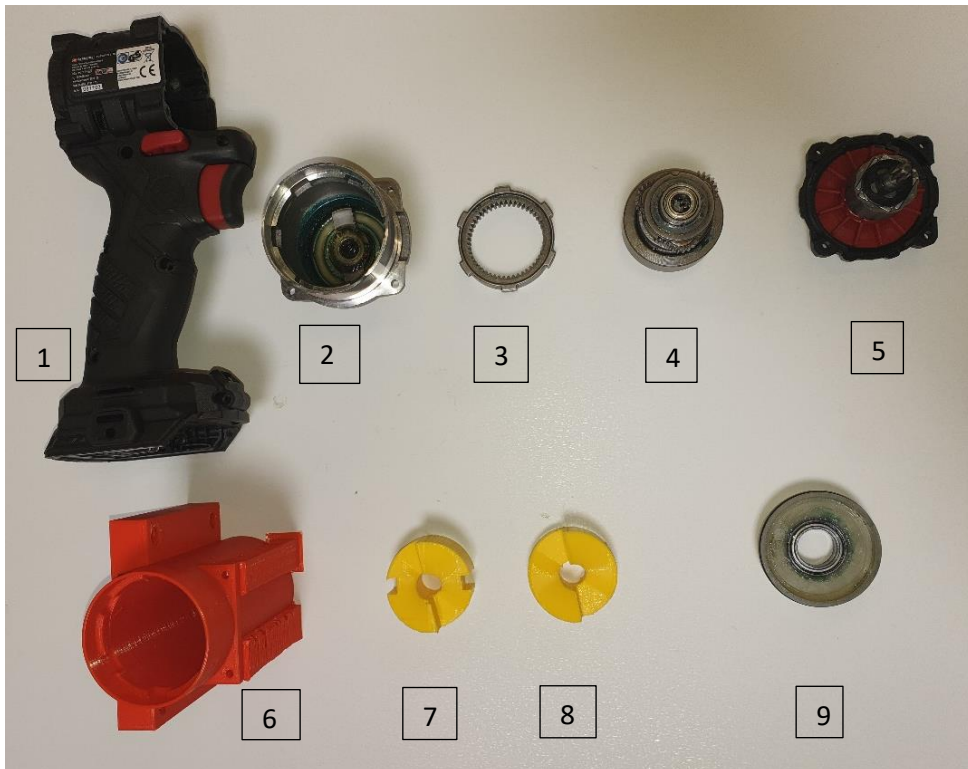


Figura 25. Despiece del impactador inercial.

4.3.1. Engranaje epicicloidal o Reductora planetaria

El primer sistema mecánico que tiene el impactador es el denominado bloque reductor formado por un tren de engranajes (piezas 3, 4 y 5), donde el eje de salida y de entrada están alineados. El engranaje epicicloidal se utiliza para transferir mayor par de una forma más compacta. Este tipo de engranajes están formados por unos satélites que rotan sobre un engranaje central donde estos

suelen ir montados sobre un brazo móvil. Este sistema puede incorporar un engranaje externo o corona, como el de la Figura 26 [20].

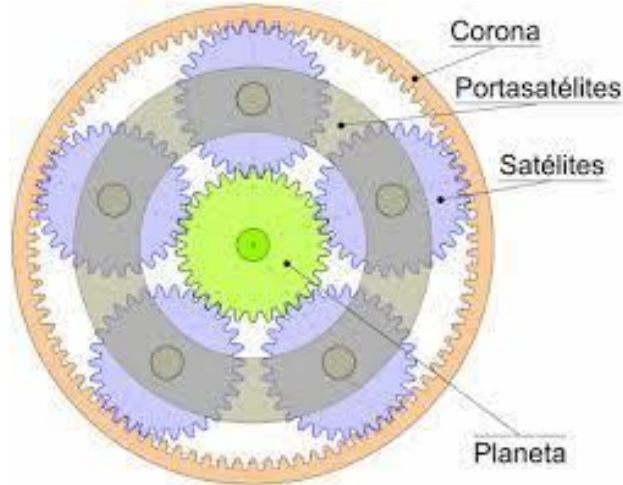
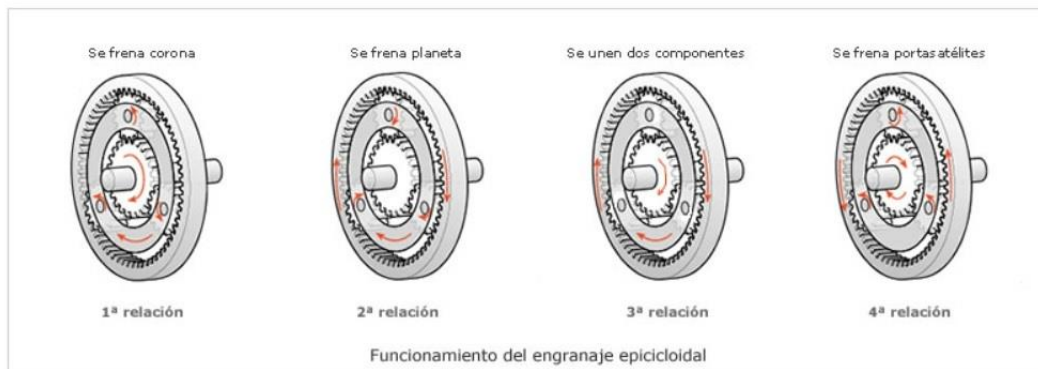


Figura 26. Partes de un engranaje epicicloidal. [21]

Un engranaje epicicloidal tiene varios estados de funcionamiento como se puede observar en la Tabla 4. En este caso solo se admite la posibilidad de la corona frenada debido a que la carcasa de atornillador impide su giro. Esta configuración permite aumentar el par a la vez que se pierde velocidad en función del factor de relación de la transmisión.



Relación	Corona	Planeta	Portasatélites	Desmultiplicación
1ª	Fija	Salida de fuerza	Impulsión	Grande
2ª	Salida de fuerza	Fijo	Impulsión	Menor
3ª	Fija	Fijo	Salida de fuerza	Sin desmultiplicación
4ª	Impulsión	Salida de fuerza	Fijo	Inversión de giro

Tabla 4. Esquema de funcionamiento de un engranaje epicicloidal. [21]

4.3.2. Motor Brushless

El motor empleado para este prototipo es un motor *brushless* (pieza 5), que no utiliza escobillas para realizar el cambio de polaridad del motor, esto evita ciertos problemas técnicos y a su vez su propia sustitución. Las escobillas, que sí eran utilizadas por otros motores, eran unos elementos que rozaban y por tanto el rendimiento del motor se veía mermado por la propia fricción, elevaba la temperatura del sistema, ruido y ocasionaba desgaste. De ahí que se tuviera que hacer su posterior limpieza y mantenimiento [22].

Los primeros motores *brushless* que se conocieron fueron para motores de corriente alterna asíncronos, dando posteriormente el salto al mundo de la corriente continua. Las partes de dicho motor son bastantes simples, únicamente tienen un rotor con imanes permanentes, como los de las Figuras 27 y 28. Su funcionamiento se basa en la conmutación entre polos magnéticos. Primeramente, la corriente pasa por una de las bobinas lo que hace que se magnetice y el rotor se alinee con el campo magnético del estator produciendo el giro del motor; justo antes de que se produzca dicha alineación, la bobina deja de energizarse pasando la corriente a la siguiente bobina, produciendo un cambio de polaridad y el continuo giro del rotor.



Figura 27. Estator formado por las bobinas.



Figura 28. Rotor junto a los imanes permanentes.

Otra de las ventajas que ofrecen este tipo de motores, es la utilización de controladores ESC (*Electronic Speed Controller*) para poder controlar la velocidad de giro. Se utilizan para controlar el giro pudiendo cambiar la polaridad de los bobinados. Permiten un control mediante PWM, con microcontroladores como el de la placa Arduino. También permiten el uso de transistores MOSFET si no se dispone de un módulo ESC. Básicamente lo que hace un módulo ESC es alternar la polaridad de alimentación del motor debido a los transistores que lo componen.

4.3.3. Diseño de prototipo

Hasta ahora, se han nombrado una serie de elementos necesarios para el correcto funcionamiento del impactador, todos ellos han sido obtenidos de manera comercial, a partir de un atornillador de impacto. A continuación, se va a realizar el detalle y documentación de las piezas que habrá que diseñar, las cuales van a regir el funcionamiento de este impactador. Los planos de dichas piezas se encuentran en el Anexo 3, donde aparecen parcialmente acotadas para tener una primera aproximación del tamaño.

- Engranaje inferior (pieza 8).
- Engranaje superior (pieza 7).
- Carcasa (pieza 6).

4.3.3.1. Engranaje inferior

El diseño del engranaje inferior debe cubrir dos necesidades, la primera necesidad es conseguir un correcto ensamblaje con el embrague del atornillador de impacto (pieza 4) sin que pueda ocasionar desperfectos al prototipo y sea segura su manipulación para cualquier persona. La otra necesidad que existe es parametrizar de una forma correcta el plano inclinado para conseguir una excitación significativa.

Primeramente, se incluye una visión final del engranaje inferior (Figura 29) con sus correspondientes dimensiones generales, para posteriormente explicar cómo se ha llevado a cabo dicho diseño:

- Diámetro exterior: 42 mm.
- Diámetro interior (eje): 10,3 mm.
- Altura más alta del engranaje: 11,25 (plano inclinado) + 8 (base) = 19,25 mm.
- Altura más baja del engranaje (base): 8 mm.

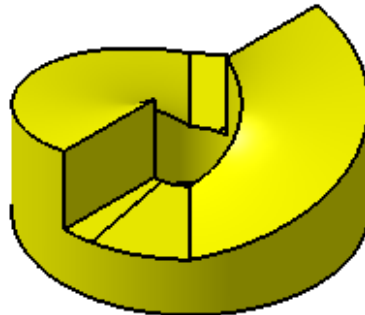


Figura 29. Vista isométrica del engranaje inferior.

El diseño del engranaje inferior se comienza calculando la base, como la de la Figura 30, que alberga todos los elementos necesarios del engranaje inferior para su correcto funcionamiento y desempeño. A medida que se van imprimiendo los diferentes prototipos se realizan distintos ensayos que hacen que el diámetro de la base aumente hasta alcanzar los 40,3 mm con un espesor de 8 mm.

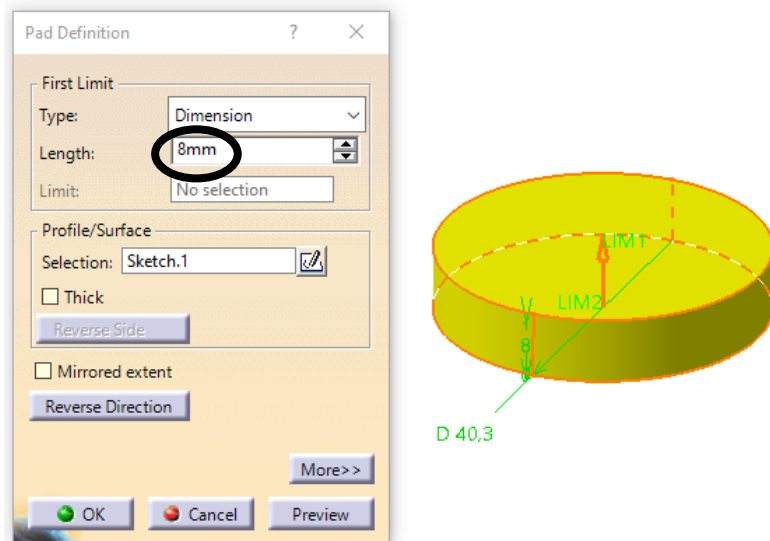


Figura 30. 3D de la base del engranaje inferior.

Uno de los objetivos es que la velocidad a la que gira el motor no influya en la magnitud del impacto. Para impedir que no ocurra lo contrario, cayendo cada vez en una parte distinta del plano inclinado, se ha hecho un plano horizontal de 15°, como el de la Figura 31, donde “descansaría” el engranaje superior cada vez que ocasione un impacto.

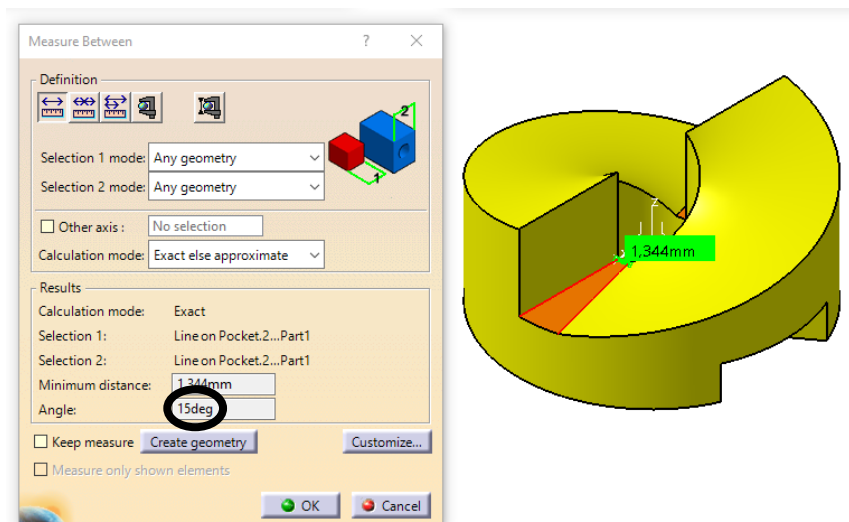


Figura 31. Planos horizontales de la zona de impacto.

Estudiando el impacto se ve que si el motor gira a altas revoluciones el impacto ocurre en la pendiente del plano inclinado, por tanto, se decide aumentar la zona de impacto a 45°.

La operación de mayor complejidad ha sido el diseño en Catia V5 de los planos inclinados de la Figura 32, ya que tras varios intentos la operación que ha dado mejor resultado es la herramienta *MULTI-SECTIONS* formada a su vez por varios elementos. La manera más eficaz que se ha encontrado de crear los planos inclinados es mediante la utilización de dos hélices (condiciones de contorno), una externa y una interna, y dos rectángulos que delimiten el final y el inicio del plano inclinado.

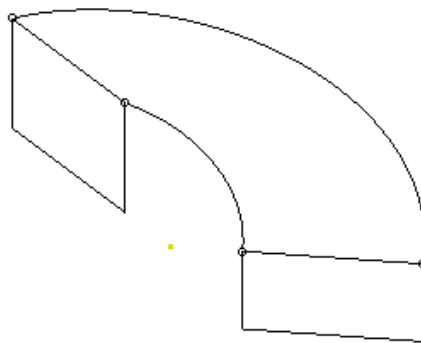


Figura 32. Diseño del plano inclinado.

La manera de proceder de Catia a la hora de crear hélices es realizando revoluciones completas de 360° , como se observa en la Figura 33. El diseño requiere que los engranajes tengan dos dientes para que el sistema sea más equilibrado, por tanto, la base se ha dividido en dos mitades de 180° cada una, a las cuales hay que restarle 45° (plano horizontal), lo que origina una superficie disponible para cada plano inclinado de unos 135° . El sistema necesita obtener los datos en revoluciones, de modo que, si 180° es lo mismo que media revolución, los 135° disponibles hacen referencia a 0,375 revoluciones para cada plano inclinado. El otro parámetro que requiere el sistema es definir el avance del plano inclinado, o lo que es lo mismo, la altura de cada hélice para una revolución, en este caso se ha escogido 30 mm. Haciendo una simple regla de tres, se obtiene que para una revolución de 0,375 la altura es de 11,25 mm, dicha medida se comprueba después con la herramienta de calibre.

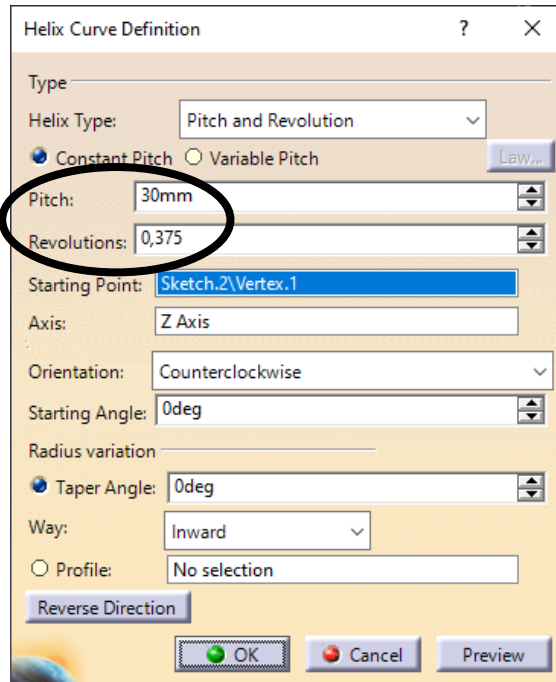


Figura 33. Características de la hélice.

Para poder caracterizar la curva del plano inclinado de la Figura 34, se va a proceder a realizar un triángulo rectángulo y a calcular la ecuación que compone dicha recta de forma genérica:

$$y = ax + b \quad (6)$$

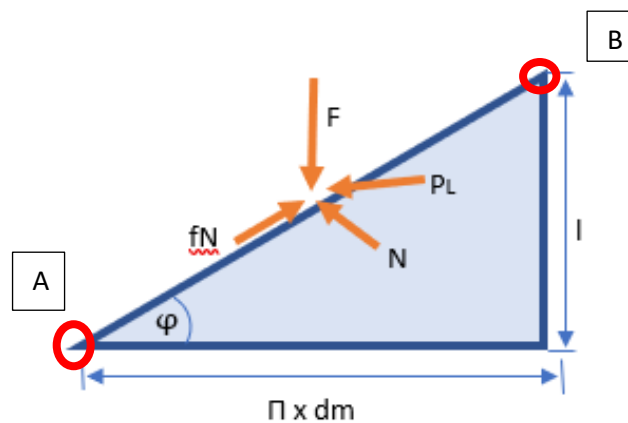


Figura 34. Representación del plano inclinado formado por un triángulo rectángulo.

Para poder parametrizar la curva necesitamos obtener dos puntos del plano inclinado relacionados entre sí mediante la longitud y altura del plano inclinado:

- En este caso la longitud total de la base no puede ser $\pi \times dm$, debido a que el engranaje cuenta con dos planos inclinados además de sus respectivos planos de impacto. Si a la circunferencia total (2π) le restamos la mitad de la circunferencia del otro plano inclinado (π) y a su vez el plano de impacto ($1/4\pi$), el resultado del perímetro final es el siguiente:

$$\text{Siendo: } r_m = \frac{dm}{2} \quad (7)$$

$$\frac{3}{4}\pi \times r_m = \frac{3}{4}\pi \times 21 = \frac{63}{4}\pi = 49,48 \text{ mm} \quad (8)$$

- En cambio, la altura del triángulo permanece invariable con una cota de 11,25 mm.

Mediante la función trigonométrica $\text{tg}(\varphi)$, se obtiene un ángulo de $12,80^\circ$.

$$\text{arctg}(\varphi) = \frac{11,25}{49,48} = 12,80^\circ \quad (9)$$

Los puntos A ($x=0, y=0$) y B ($x=49,48, y=11,25$) ofrecen una ecuación de la recta de la siguiente forma:

$$y = f(x) = 0,227x + 0 \quad (10)$$

El resultado final de los planos inclinados se puede apreciar en la Figura 35:

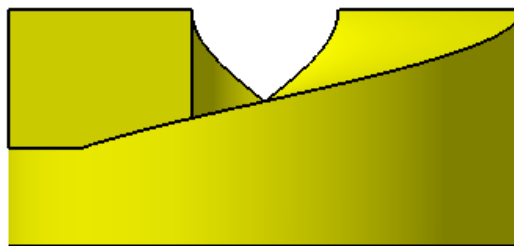


Figura 35. Resultado final del perfil del engranaje inferior.

Una vez se soluciona el problema del plano inclinado, ya solo falta hacer un correcto diseño de la zona de ensamblaje entre dicha pieza y el embrague del atornillador, Figura 36, para que encaje con precisión. Se ha optado por un

simple ensamblaje entre las dos piezas a presión, por lo que a la hora de obtener las cotas de los dientes del embrague hay que ser extremadamente cauteloso.



Figura 36. Planta superior del embrague.

Para dicha operación se usa un calibre con el que se obtienen las medidas más precisas para que el engranaje encaje a la perfección. Las medidas obtenidas son las siguientes: 16 mm (base exterior) x 5,7 mm (base interior) x 8,7 mm (altura). A esta superficie se le practica un cajeado de unos 5 mm como se observa en la Figura 37.

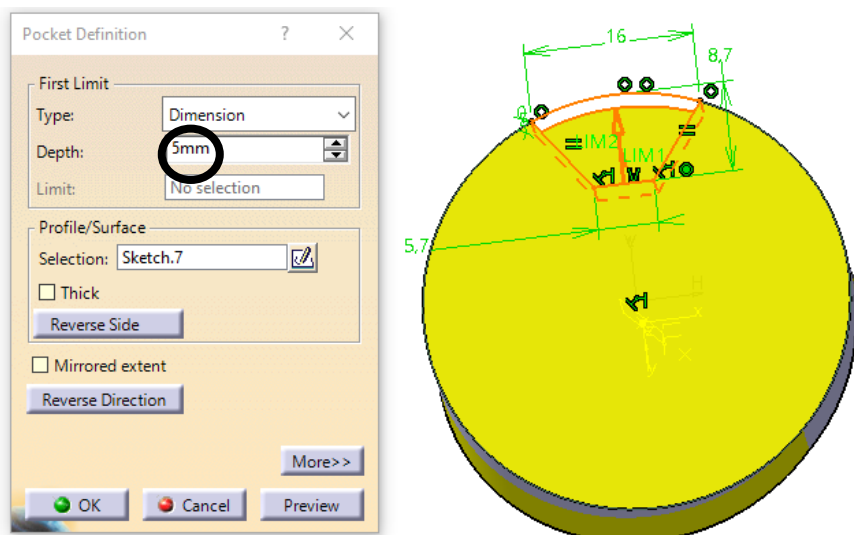


Figura 37. 3D de las hendiduras.

Debido al aumento del diámetro exterior en el engranaje superior, cuya causa se explicará más adelante, es necesario modificar también el diámetro del engranaje inferior, alcanzando los 42 mm. No se puede modificar la posición de los rebajes (diámetro de 40,3 mm) ya que sino no encajarían los dientes de los embragues, pero si que se aumenta su tamaño con unas dimensiones de 17 mm x 6,7 mm x 9,2 mm como se observa en la Figura 38.

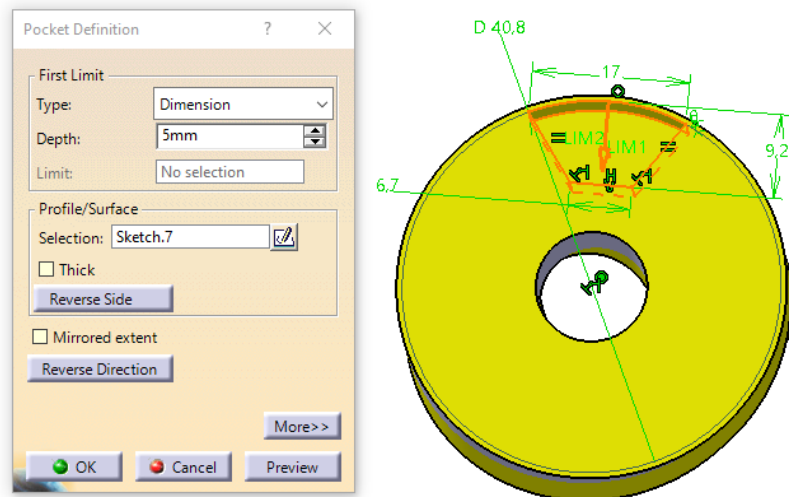


Figura 38. Detalle del aumento del diámetro del engranaje inferior.

El resultado final de la planta inferior se observa en la Figura 39:

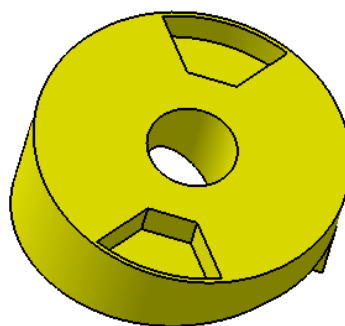


Figura 39. Resultado de la planta inferior del engranaje inferior.

El último paso en la fase de diseño del engranaje inferior ha sido practicar un orificio de 10,3 mm, como el de la Figura 40, en el centro de la pieza sin ninguna función, simplemente para que el engranaje pueda descansar sobre el embrague que se observa en la Figura 41.



Figura 40. Eje del embrague.

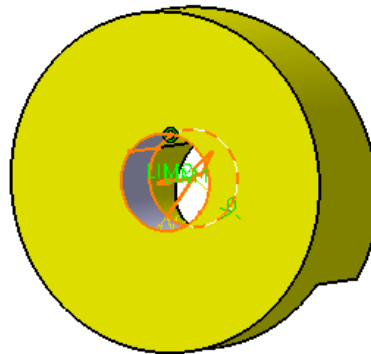


Figura 41. Agujero para el eje.

4.3.3.2. Engranaje superior

Para el correcto funcionamiento del engranaje superior a la hora de su diseño, es necesario alcanzar dos objetivos: uno de ellos es impedir el giro que le puede ocasionar el engranaje inferior y el otro, diseñar de una manera correcta la zona de impacto para que los resultados obtenidos, al producirse la colisión sean certeros.

Como ya se ha hecho en el engranaje inferior, se adjunta primeramente una visión final del engranaje superior (Figura 42) con sus dimensiones más generales, para después explicar cómo se ha llevado a cabo el diseño:

- Diámetro exterior: 42 mm.
- Diámetro interior (eje): 10,3 mm.
- Altura más alta del engranaje: 11,25 (plano inclinado) + 15 (base) = 26,25 mm.
- Altura más baja del engranaje (base): 15 mm.

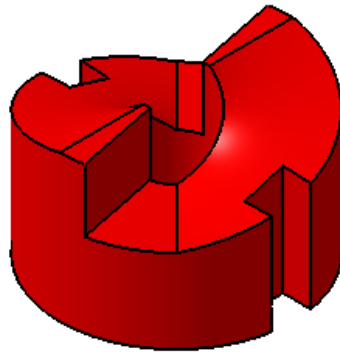


Figura 42. Vista isométrica del engranaje superior.

Para el engranaje superior se aprovecha tanto los planos inclinados como la base del engranaje inferior. Únicamente se añaden los huecos sobre los que actuarían los chaveteros de la carcasa y dos planos horizontales que reciben el impacto.

En la Figura 43 se puede apreciar la primera modificación que se ha realizado, ha sido añadir los dos planos horizontales rojos de impacto para que el choque no fuese repetitivo, es decir, el engranaje superior no rebotará. Inicialmente la amplitud angular de los planos fue de $7,5^\circ$, justo la mitad de la zona de impacto del engranaje inferior.

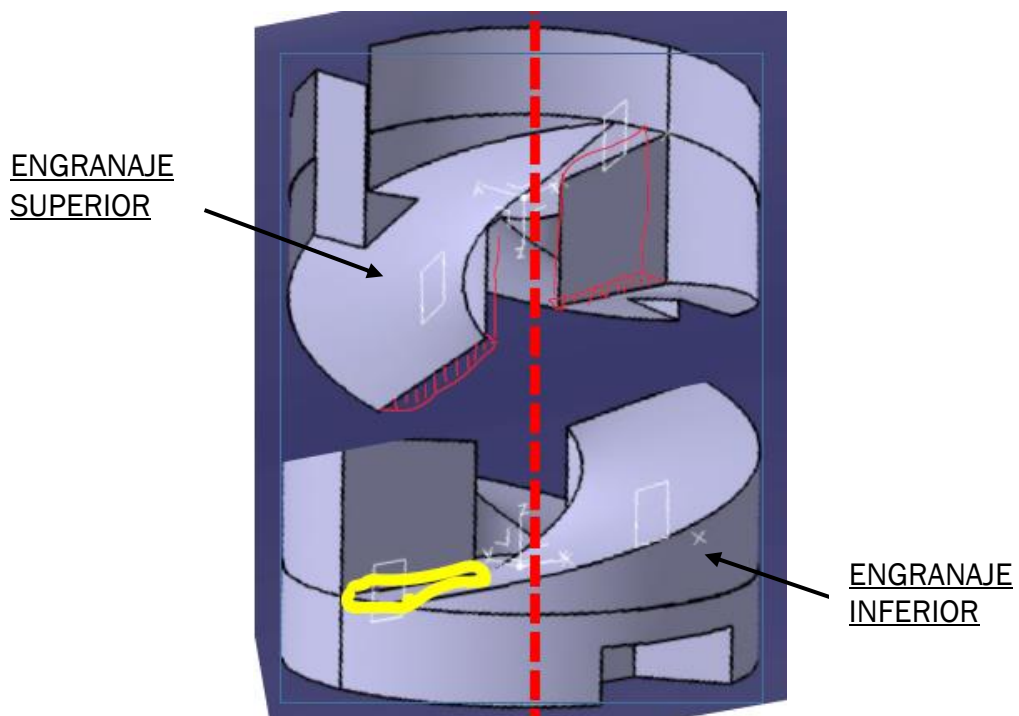


Figura 43. Zona de impacto entre el engranaje superior y el engranaje inferior.

Ya se ha visto en el engranaje inferior que es necesario aumentar la zona de impacto a 45° , por tanto, los dos planos finalmente tienen una amplitud angular de $11,25^\circ$, como se observa en la Figura 44.

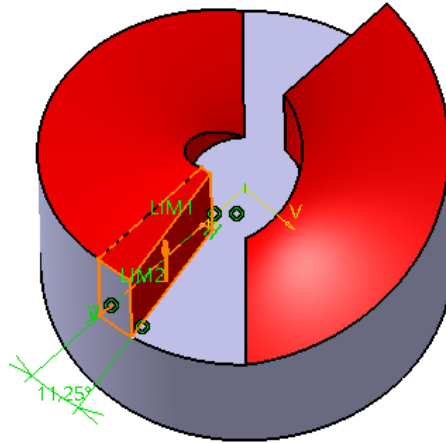


Figura 44. 3D planos horizontales de impacto del engranaje superior.

En la Figura 45 se puede observar la última modificación, que es practicar las dos hendiduras en la pieza con una superficie de $7,5 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$, haciendo un barrido de material hasta el final del plano inclinado, como el de la Figura 46, donde van introducidos los dos chaveteros a modo de guía, para que el engranaje superior pueda deslizarse produciendo un movimiento rectilíneo.

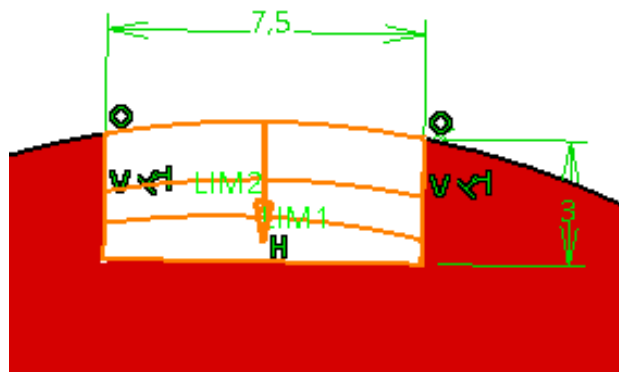


Figura 45. Agujeros del engranaje superior en 2D.

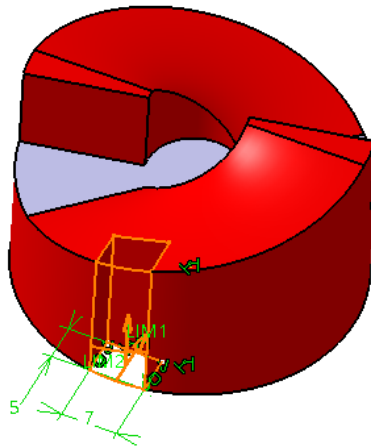


Figura 46. Agujeros del engranaje superior en 3D.

Por motivos de rebabas que produce la impresión 3D y la propia función del chavetero de impedir el movimiento circular del engranaje superior, se decide penetrar más en la pieza con unas dimensiones de 7 mm x 5 mm. En la base lo que se hace es aumentar su espesor pasando de 8 mm a 15 mm, con esto se consigue que la zona de recorrido del chavetero sea mayor.

4.3.3.3. Carcasa

La principal operación a realizar en el diseño de la carcasa es reproducirla literalmente, como aparece en las Figuras 47 y 48, pero con el extremo final abierto para que se pueda manipular la masa y produzca el impacto.



Figura 47. Alzado de la carcasa original.



Figura 48. Perfil de la carcasa original.

De manera similar a los engranajes, se presenta primero una visión final de la carcasa (Figura 49) con sus dimensiones más generales y después se explica el proceso de diseño:

- Diámetro exterior: 54,3 mm.
- Diámetro interior: 46,7 mm.
- Longitud total: 95,61 mm.
- Superficie cuadrada: 56,7 mm x 50,3 mm.

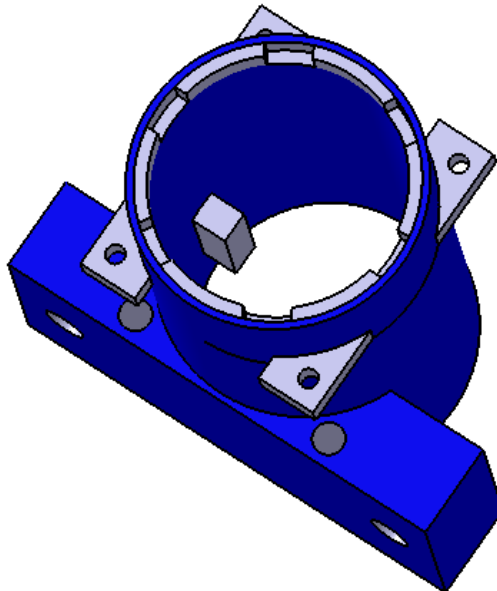


Figura 49. Interior de la carcasa diseñada en Catia V5.

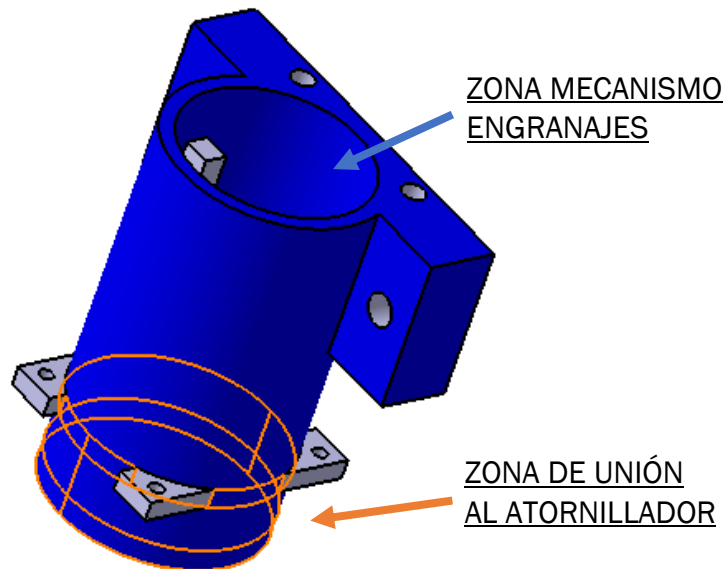


Figura 50. Exterior de la carcasa diseñada en Catia v5.

La carcasa se diferencia en dos partes, como se observa en la Figura 50:

- La zona inferior se ha reproducido tal cual, puesto que irá introducida en el interior del atornillador acoplada de manera perfecta.
- La zona superior ha sido añadida a mayores donde se produce la cinemática de los dos engranajes diseñados.

Para el diseño de la zona inferior de la carcasa se ha diseñado el perfil en 2D y con una cota de radio de 27,5 mm; mediante revolución se hace la pieza en 3D (Figura 51).

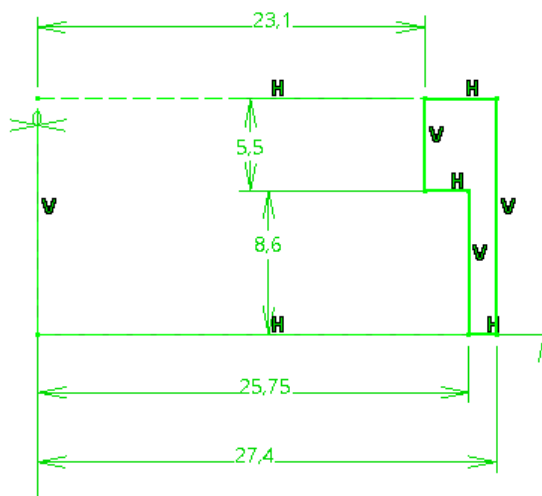


Figura 51. Dimensiones 2D de la revolución.

Finalmente es necesario reducir el radio exterior a 27,15 mm, ya que la carcasa no se acopla al atornillador de manera perfecta. Además, se elimina la parte inferior debido a que no realiza ninguna función cinemática, como se aprecia en la Figura 52, únicamente de sujeción de la pieza en el interior del atornillador, pero para ello ya se dispone de los cuatro tornillos que se comentarán más adelante.

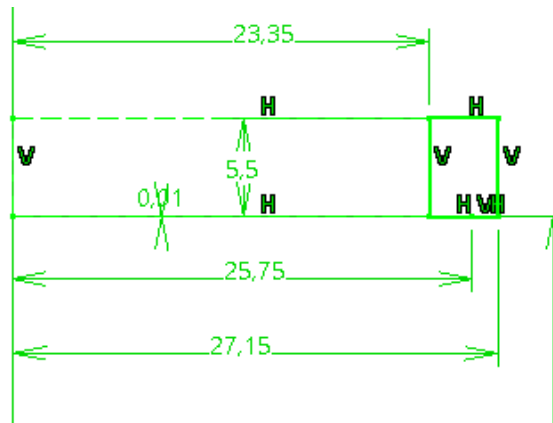


Figura 52. Dimensiones finales del perfil de la carcasa en 2D.

En la Figura 53, se muestra la siguiente operación realizada en la carcasa. Se han realizado seis rebajes con una longitud de 8,1 mm x 2,65 mm x 5,5 mm usados para hacer los huecos donde irá encajada la corona (pieza 3) debido a que el mecanismo de engranajes del atornillador funciona con la corona fija.

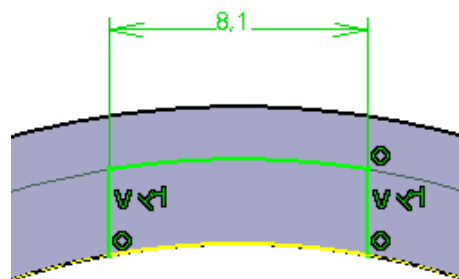


Figura 53. Dimensiones de los rebajes en 2D.

Aunque posteriormente se podrá observar en el proceso de montaje, a continuación, se muestra el modo de acoplamiento (Figura 54). En la última versión dicha medida ha aumentado a 8,8 mm puesto que la corona era incapaz de introducirse correctamente en los rebajes.

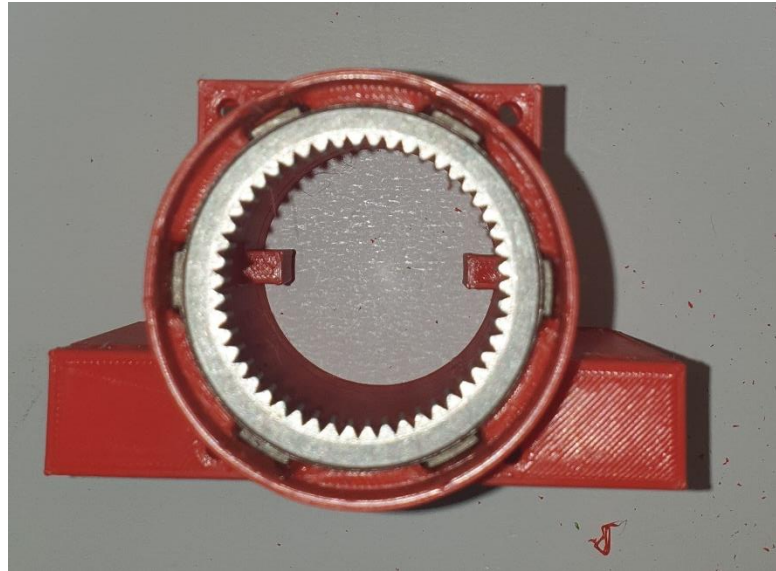


Figura 54. Zona de acoplamiento entre la carcasa y la corona.

La última parte que se reproduce de la carcasa original son los cuatro agujeros que hacen que el atornillador y la carcasa se unan. Como se observa en la Figura 55 se ha diseñado una superficie rectangular de 56,7 mm x 50,3 mm, donde se realizan los cuatro agujeros de 3,4 mm de diámetro.

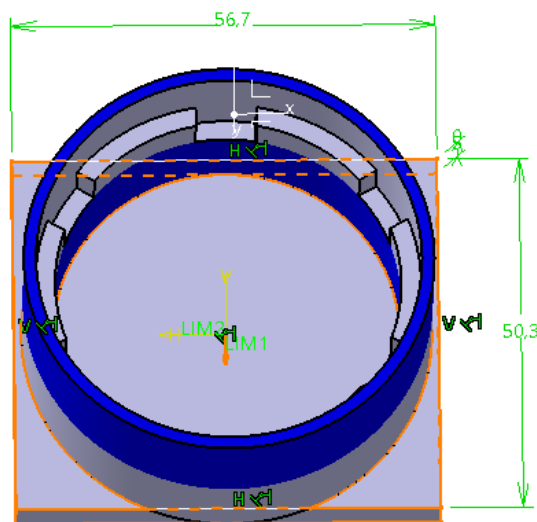


Figura 55. Superficie rectangular donde irán situados los agujeros.

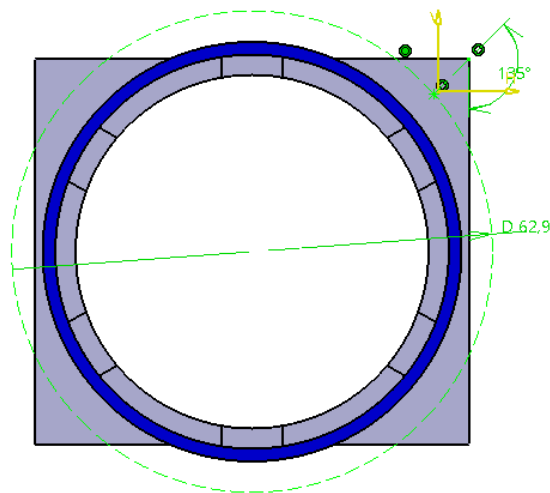


Figura 56. Acotación de los agujeros respecto al origen de la carcasa.

Finalmente, al montar la primera versión del prototipo, que aparece en la Figura 57, el gatillo del atornillador chocaba con la superficie rectangular, por tanto, se ha modificado eliminando material para dejar únicamente las cuatro esquinas como se aprecia en la Figura 58.

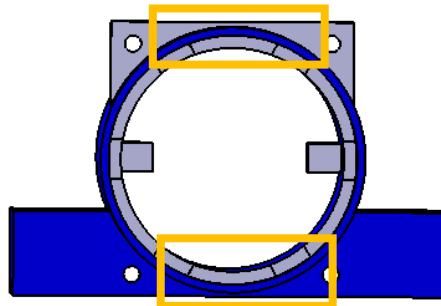


Figura 57. Carcasa inicial.

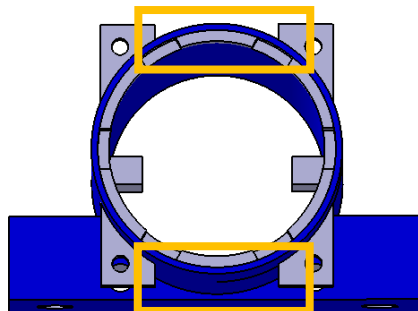


Figura 58. Carcasa final.

Una vez la zona de acoplamiento ha sido diseñada solo faltaría diseñar los chaveteros y la zona de unión entre el excitador y la estructura. Para que el impacto sea lineal cabe la necesidad de que el engranaje superior solo realice un movimiento rectilíneo, para ello se crean una especie de guías que impidan el giro del engranaje superior. Sus dimensiones iniciales han sido 5 mm x 7 mm x 18,5 mm, como se muestra en las Figuras 59 y 60.

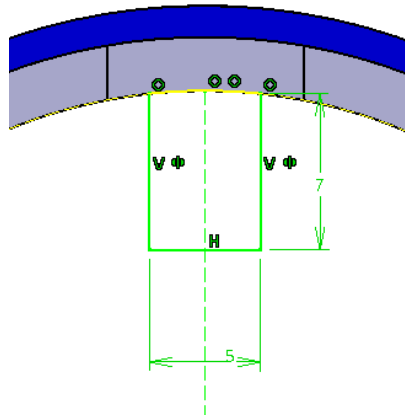


Figura 59. Diseño de los chaveteros en 2D.

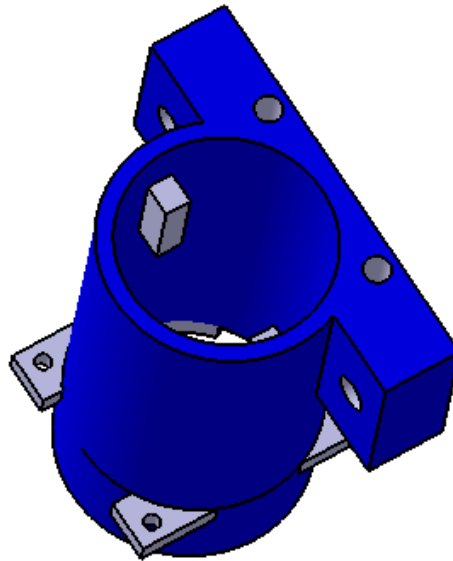


Figura 60. Diseño de los chaveteros en 3D.

En la última versión se ha aumentado en 1 mm la cota de 5 mm y se ha mantenido la cota de 7 mm, teniendo una longitud final de 21 mm, para asegurarse de que cuando el juego de engranajes esté funcionando no se pueda salir de las guías.

Al diseño de la carcasa se le ha realizado una especie de acoplamiento en forma rectangular, con unas medidas de 56,7 mm x 50,3 mm, para que pueda unirse a cualquier estructura a ensayar, como aparece en la Figura 61. El acoplamiento estaría formado por agujeros superiores de 6 mm, donde se introducen las llaves allen para el posterior apriete entre la carcasa y el atornillador de impacto. También tiene una serie de agujeros de 8 mm en la zona frontal, donde se han introducido los tornillos que unirán el *shaker* a la estructura a excitar.

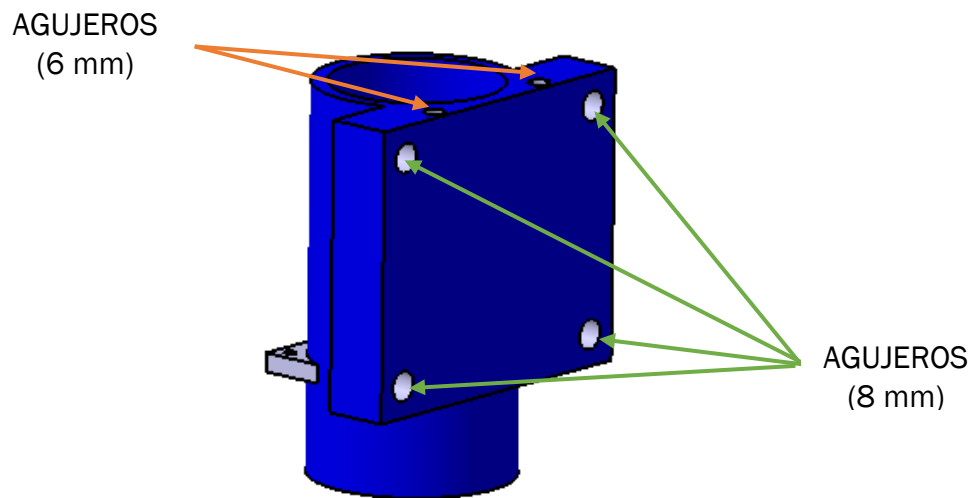


Figura 61. Acople lateral inicial de la carcasa y la estructura.

En la Figura 62 se observa como en la última versión solamente se dejan los dos agujeros superiores, ya que la parte inferior del acople lateral colisionaba con el atornillador.

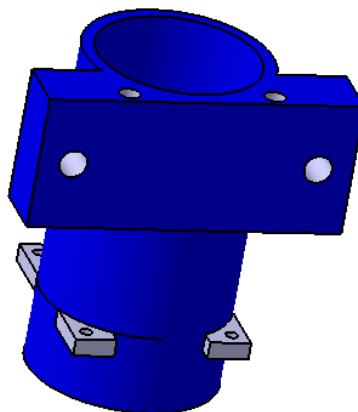


Figura 62. Acople lateral final de la carcasa y la estructura.

A continuación, se van a detallar los cálculos geométricos y las consideraciones tenidas en cuenta para que las tres piezas diseñadas anteriormente se ensamblen de manera que formen un mecanismo interno que funcione de manera correcta y segura, como en la Figura 63. Este mecanismo interno provoca que el engranaje superior sufra un movimiento rectilíneo de traslación, y su posterior caída produzca un impacto en la dirección vertical.

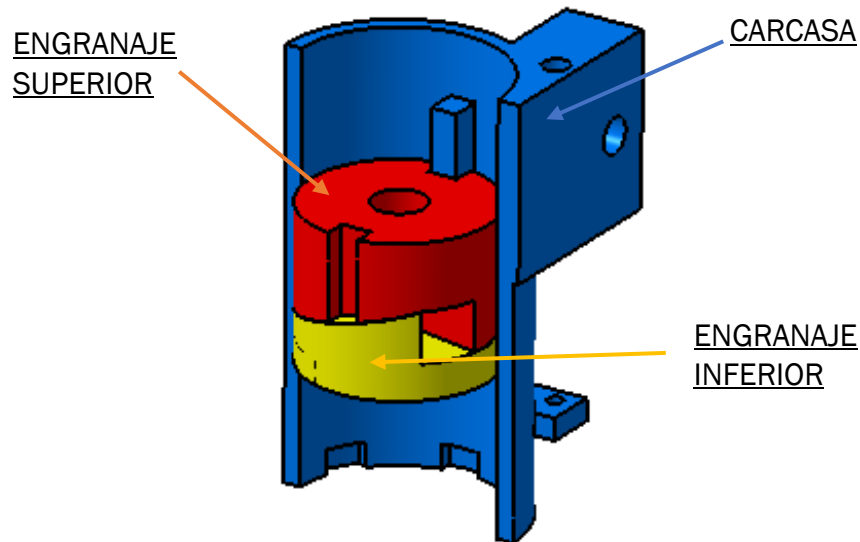


Figura 63. Ensamblaje de las tres piezas en Catia V5.

La cota del engranaje inferior (33,7 mm) está limitada por la longitud del embrague, puesto que dicho engranaje va acoplado a presión al embrague, donde la longitud del chavetero es de 21 mm. El movimiento de bajada que aparece en la Figura 64, es decir, en la posición más baja que puede estar el engranaje superior en todo el recorrido de movimiento, la zona de contacto entre el chavetero y el agujero del engranaje superior es de unos 7 mm de longitud, longitud suficiente para que el movimiento de traslación se realice satisfactoriamente. En su momento se pensó alargar el chavetero hasta que fuera coplanar con la zona alta de la carcasa y así eliminar esa cota de 14 mm, pero eso impediría que el bloque masa formado por arandelas se introdujera en el interior de la carcasa. La cota que separa la zona más alta del engranaje inferior y el empiece del chavetero es de 8 mm, es una distancia considerable para que en ningún momento el engranaje inferior la supere y así se impida su rotación bloqueando todo el mecanismo.

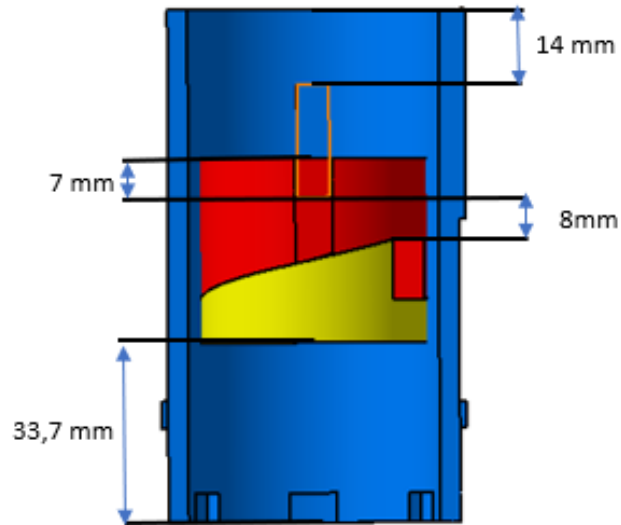


Figura 64. Posición más baja de la cinemática.

En la Figura 65 se puede observar cómo en el movimiento de subida, la zona de contacto entre el chavetero y el engranaje superior es de 18,25 mm, esto beneficia al mecanismo debido a que gran parte del bloque masa se encontrará fuera de la carcasa y al tener más zona de contacto el mecanismo tendrá mayor estabilidad.

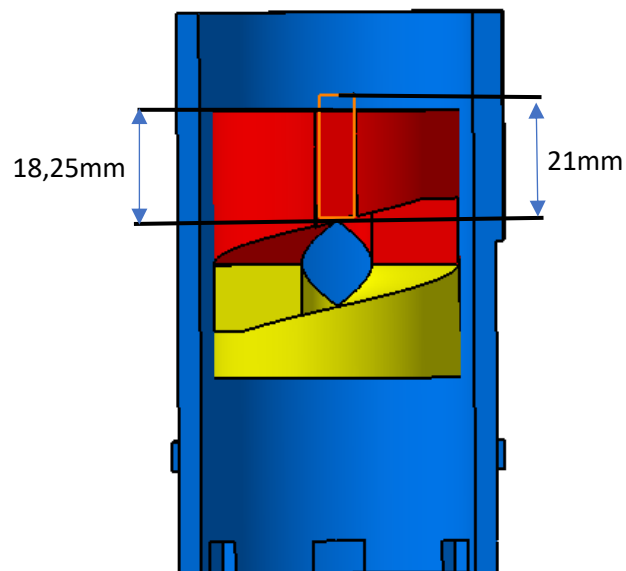


Figura 65. Posición más alta de la cinemática.

A continuación, en las Figuras 66 y 67, se muestran las holguras que habrá entre el chavetero y los agujeros del engranaje superior para realizar ese movimiento rectilíneo de traslación, pudiendo deslizarse sin ser bloqueado en ningún momento y manteniendo siempre una estabilidad que proporcione los resultados esperados.

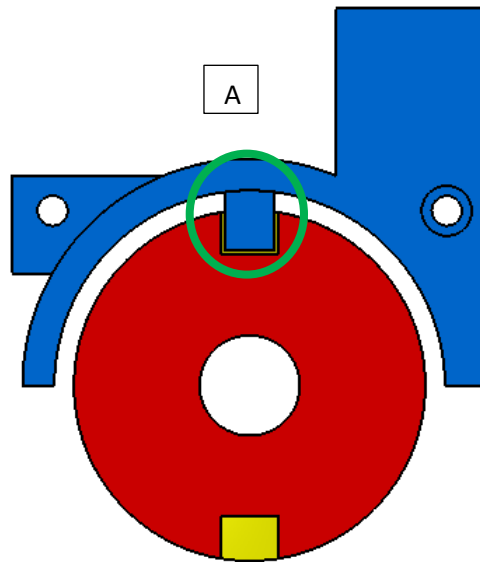


Figura 66. Ensamblaje chavetero.

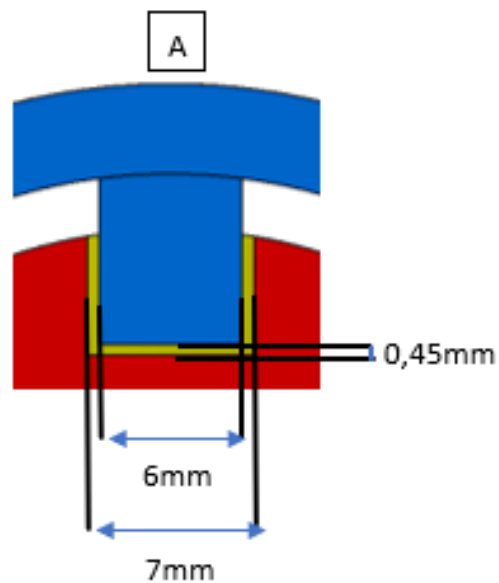


Figura 67. Detalle vista A.

4.4. Montaje

Paso 1: Unión de las dos partes del atornillador de impacto mediante tornillos.

En la Figura 68, con el atornillador desmontado, se puede observar toda la circuitería y electrónica que lleva en su interior. Para su posterior unión, el primer paso es aplicar una junta de silicona por todo el perímetro del atornillador para aislarlo de los agentes externos, una vez esté aplicada la silicona se procede a unir las dos partes mediante presión. Por último, se utiliza un destornillador para roscar el conjunto de los tornillos que ya trae por defecto el atornillador de impacto.

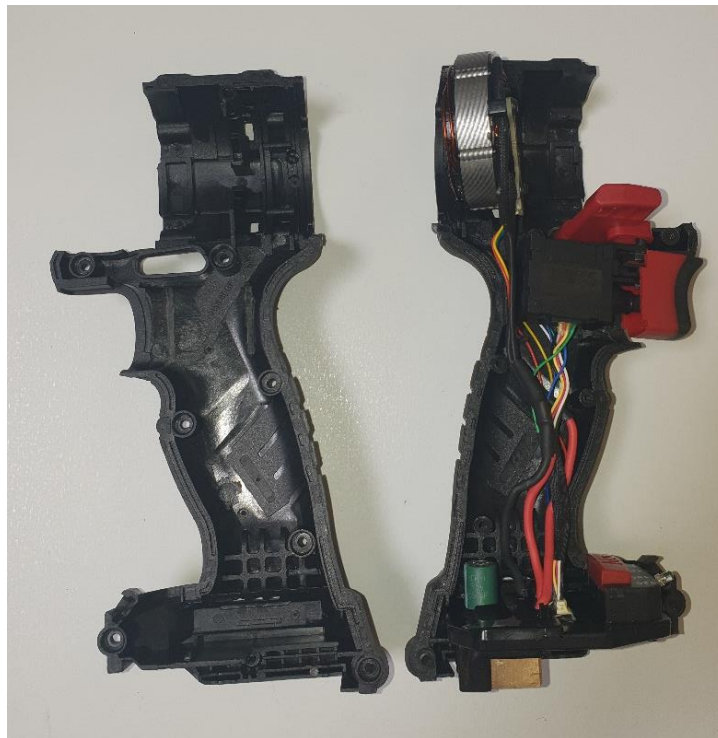


Figura 68. Interior del atornillador.

Una vez que ya están unidas las dos partes del cuerpo del atornillador de impacto se puede observar como se convierte en un bloque fijo, donde quedan a la vista las bobinas del motor *brushless* para su posterior excitación, como se observa en la Figura 69.



Figura 69. Bobinas del motor brushless.

Paso 2: Introducción del rotor del motor alrededor de las bobinas.

Una vez están unidas las dos partes que forman el cuerpo del atornillador se procede a introducir el rotor, con cuidado, en el interior del atornillador, de forma que quede acoplado perfectamente la combinación rotor-estator, como se refleja en la Figura 71. Para mantener la unión se atornillan los cuatro tornillos que traía de serie.



Figura 70. Rotor.



Figura 71. Rotor introducido en la cavidad.

Paso 3: Colocación del soporte de cojinete.

Una vez está colocado el eje del motor se introduce el cojinete de la Figura 72, cuya función es mejorar el asiento del bloque embrague y evitar el rozamiento entre el motor y el embrague del atornillador de impacto, como se ve en la Figura 73.



Figura 72. Cojinete.



Figura 73. Cojinete acoplado.

Paso 4: Introducción de la corona.

El siguiente paso ha sido introducir la corona de la Figura 74 para su fijación, es el primer elemento del engranaje epicicloidal que posee este atornillador de impacto. Este sistema hace que el par se vea aumentado y la velocidad se reduzca en función del factor de relación de la transmisión.



Figura 74. Corona.



Figura 75. Corona acoplada.

Paso 5: Acople del embrague en el interior del planetario.

En la Figura 76, se puede observar la relación entre el cojinete, la corona y el bloque del embrague, faltando únicamente el eje del motor, lo que va a proporcionar el funcionamiento de marcha de dicho engranaje.



Figura 76. Embrague.



Figura 77. Embrague acoplado.

Hasta aquí estaría el montaje de las propias piezas que lleva de serie el atornillador, como se muestra en la Figura 78; los siguientes pasos muestran el proceso de montaje de las piezas impresas en 3D.



Figura 78. Montaje completo de las partes del atornillador.

Paso 6: Ensamblaje del engranaje inferior.

En la Figura 79, se observan las hendiduras del engranaje inferior donde irán introducidas las pestañas del embrague, Figura 80, para un perfecto acoplamiento entre ambas piezas, como se muestra en la Figura 81. Hay que poner especial cuidado a la hora de ensamblar estas dos piezas ya que un mal acople puede producir daños a las piezas.



Figura 79. Base del engranaje inferior.



Figura 80. Localización del engranaje inferior.



Figura 81. Alzado engranaje inferior.

Paso 7: Acople de la carcasa al atornillador de impacto.

La principal dificultad que tiene dicho acople es hacer coincidir los salientes de la corona, que aparecen en la Figura 82, con los rebajes de la carcasa para bloquear el movimiento relativo de la corona. Una vez dichas piezas coincidan se procede a atornillar los cuatros tornillos de unión de las dos piezas, como se aprecia en la Figura 83.

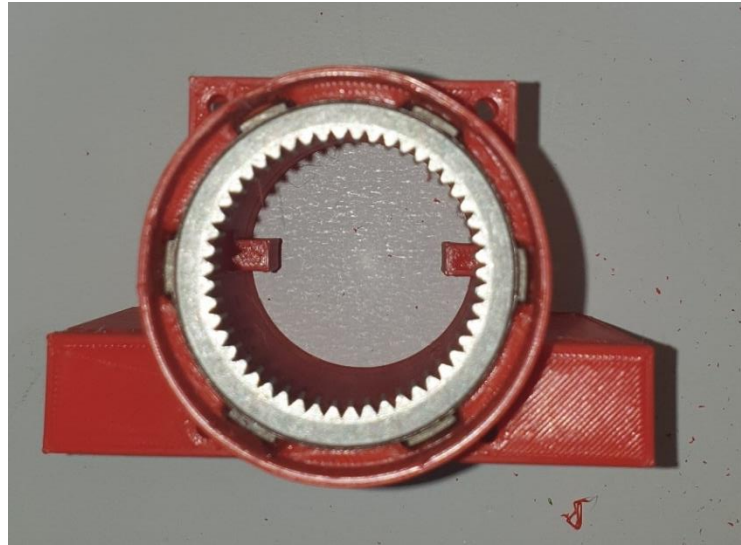


Figura 82 Ensamblaje de la corona con la carcasa.



Figura 83. Perfil de la carcasa.

Paso 8: Colocación de la masa sobre el engranaje superior

En la Figura 84, se observa el bloque masa formado a su vez por el engranaje superior y una serie de arandelas de diferentes masas mediante un tornillo de plástico haciendo la función de guía. El secreto de este prototipo reside a la hora de querer variar la magnitud del impacto, ya que se añadirá o se eliminará masa en función del objetivo de impacto que se esté buscando.



Figura 84. Perfil bloque masa.

Paso 9: Introducción del engranaje superior en el interior de la carcasa.

Para introducir el engranaje superior, se ha hecho coincidir sus dos hendiduras (Figura 85) con los dos chaveteros de la carcasa que aparecen en la Figura 86. La longitud y posición de los chaveteros está calculada para que, tanto en el recorrido de bajada como de subida, el engranaje superior no se salga de los chaveteros.



Figura 85. Hendiduras en la base del engranaje superior.

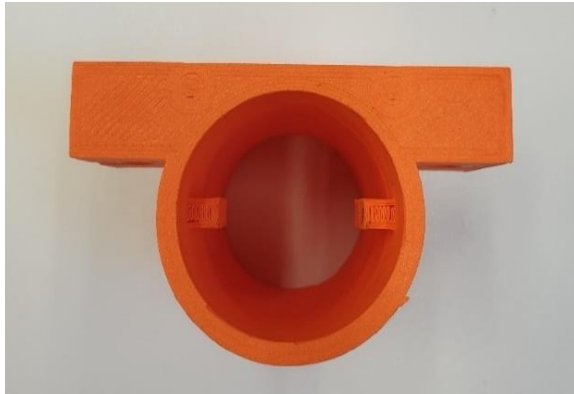


Figura 86. Chaveteros de la carcasa.

En la Figura 87, se puede apreciar el montaje completo del impactador.



Figura 87. Montaje completo del impactador.

Paso 10: Fijación del taladro a la estructura.

En la Figura 88 se aprecia ya el último paso, que es la fijación del impactador a la estructura que se quiere excitar, en este caso el bloque de madera hace el símil de una estructura. Mediante dos tornillos introducidos en el interior de los agujeros de la carcasa, de diámetro 8 mm, se queda totalmente fijado el impactador a la estructura.



Figura 88. Proceso de fijación.



Figura 89. Impactador fijado a la estructura.

4.5. Prueba de concepto

4.5.1. Análisis experimental del impacto del shaker

La manera de proceder a la hora de medir la fuerza que genera el impacto es mediante el hardware SIRIUS HD-STG (Figura 90), un sistema de adquisición de datos, y el software libre Dewesoft X3 SP12 que permite evaluar la magnitud del impacto.



Figura 90. Equipo de adquisición y procesamiento de datos SIRIUS HD-STG.

Para medir dicha fuerza se ha situado el impactador encima de una *force plate*, imagen vista en la Figura 91. Es una báscula instrumentada que registra la fuerza en tiempo real, la cual se conecta al puerto 16 D-SUB del equipo de adquisición de datos.



Figura 91. Force Plate: Báscula registradora de la fuerza de impacto.

Tras conectar el puerto 16 a la *force plate*, el siguiente paso es configurar la pestaña *Channel Setup*, donde se modifica convenientemente el canal 16 para medir la fuerza en el software Dewesoft. En dicha ventana también se refleja la opción para modificar la frecuencia según sea conveniente, como se muestra en la Figura 92.

ID	Used	C	Name	Ampl. name	Range	Measurement	Min	Values	Max	Physical quantity	Units	Zero	Setup
1	Unused		AI 1	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,1422	10,00		V	Zero	Setup
2	Unused		AI 2	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-490,43	-3,85	497,64		N	Zero	Setup
3	Unused		AI 3	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0375	10,00		V	Zero	Setup
4	Unused		AI 4	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	0,0140	10,00		V	Zero	Setup
5	Used		AI 5	SIRIUS+HD-STGS	2 mV/V	Bridge	-379,00	0,06	379,00	Force	N	Zero	Setup
6	Unused		AI 6	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0010	10,00		V	Zero	Setup
7	Unused		AI 7	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,1538	10,00		V	Zero	Setup
8	Unused		AI 8	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0406	10,00		V	Zero	Setup
9	Unused		AI 9	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,1073	10,00		V	Zero	Setup
10	Unused		AI 10	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,1999	10,00		V	Zero	Setup
11	Unused		AI 11	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0533	10,00		V	Zero	Setup
12	Unused		AI 12	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0533	10,00		V	Zero	Setup
13	Unused		AI 13	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	0,0031	10,00		V	Zero	Setup
14	Unused		AI 14	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0410	10,00		V	Zero	Setup
15	Unused		AI 15	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0378	10,00		V	Zero	Setup
16	Unused		AI 16	SIRIUS+HD-STGS	10 V	Voltage	-10,00	-0,0909	10,00		V	Zero	Setup

Figura 92. Pestaña Channel Setup del programa Dewesoft X3 SP12.

El siguiente paso es utilizar la ventana *Measure* para representar la función que queremos medir, mostrándose los resultados por pantalla como se puede apreciar en la Figura 93.

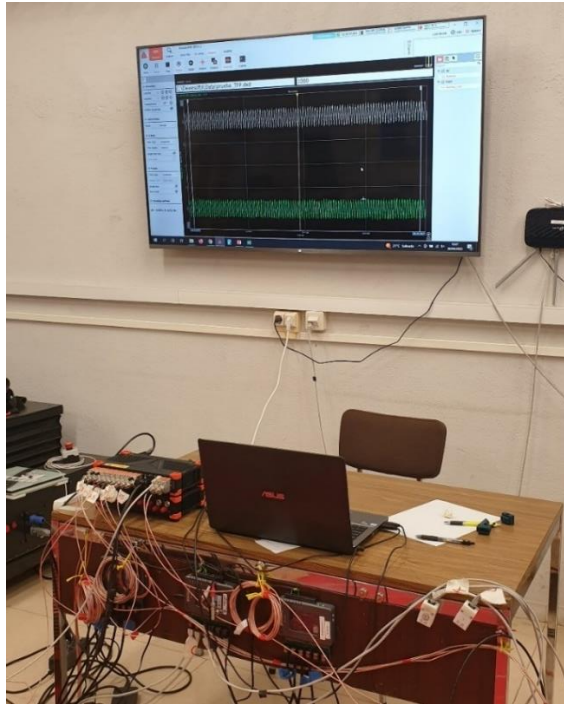


Figura 93. Resultados mostrados en pantalla.

En la Figura 94 se observa la masa total del impacto, la cual estaría formada por el conjunto de arandelas, denominadas “bloque masa”, más la masa del engranaje superior, dando un total de 0,912 kg.



Figura 94. Masa del “bloque masa”.

A efectos prácticos se puede observar como el impactador funciona, para una altura máxima de 11,25 mm con una masa inferior a 1 kg aparecen unos máximos de fuerza de hasta 120 N en intervalos regulares (Figura 95), con la posibilidad de regular dichos intervalos mediante el control de las rpm.

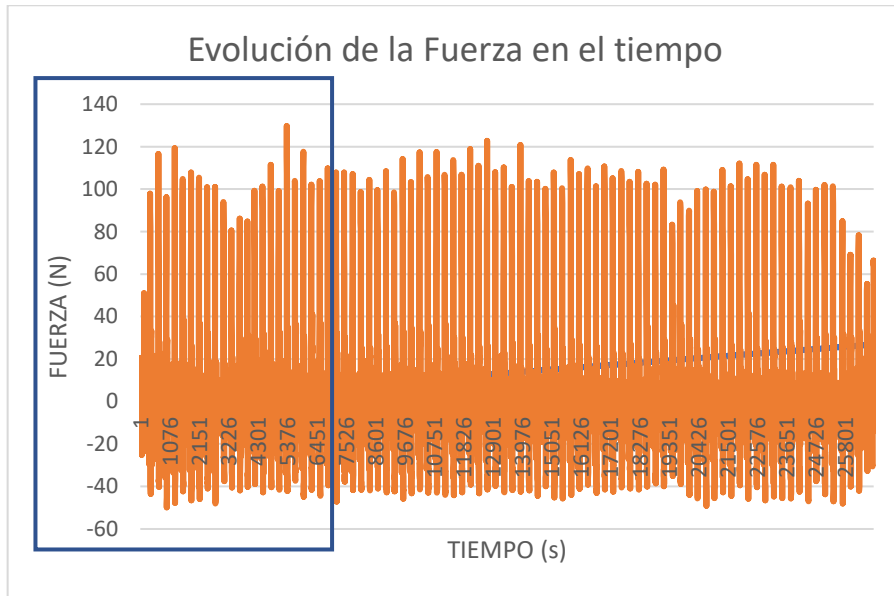


Figura 95. Evolución de la Fuerza (N) en el tiempo (s).

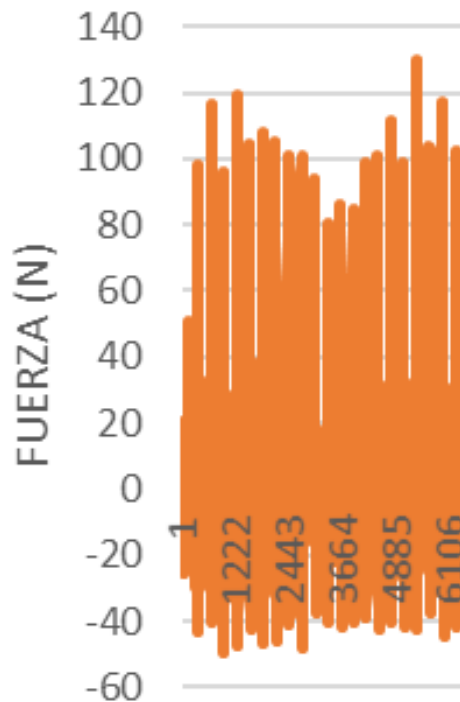


Figura 96. Zoom impacto de 120N.

4.5.2. Análisis por simulación de elementos finitos

El módulo “*Analysis & Simulation*” de Catia V5 ofrece la posibilidad de realizar análisis estáticos o de frecuencia de una pieza anteriormente diseñada [23]. El software da la posibilidad de elegir una de las tres opciones siguientes:

- *Frequency Analysis*: El aspecto más importante de este módulo es no hacer vibrar la máquina a una frecuencia de excitación igual a la frecuencia natural, ya que si no ocurrirá el fenómeno de resonancia.
- *Free Frequency Analysis*: Realiza la misma simulación que el caso anterior, pero sin el uso de acoples o uniones.
- *Static Analysis*: Este módulo permite obtener esfuerzos y deformaciones de una pieza sometida a cargas estáticas mediante un análisis lineal. El método utilizado es el MEF (Método de los Elementos Finitos).

El MEF divide el cuerpo modelado en formas geométricas más pequeñas, denominadas elementos finitos, unidas por interrelaciones que se pueden estudiar matemáticamente.

Catia se apoya en el uso de tres hipótesis para mostrar los resultados de una simulación:

1. Hipótesis de pequeños desplazamientos (traslación y rotación): Obtiene el tensor de Green-Lagrange, Ecuación 9, despreciando los términos de segundo orden.

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (\mu_{i,j} + \mu_{j,i}) \quad (11)$$

2. Hipótesis de pequeñas deformaciones: Esta teoría afirma que el desplazamiento provocado por la carga es muy pequeño en comparación con el tamaño del objeto.
3. Ley constitutiva lineal: Relaciona de forma lineal deformaciones y esfuerzos.

Uno de los aspectos más importantes de este análisis, es la creación de una malla que represente con exactitud la geometría de la pieza estudiar. Catia ofrece dos opciones:

- Malla de Tetraedro Lineal: Esta malla se aplica cuando los esfuerzos a los que está sometido la pieza tienen una evolución lineal. En esta opción no se contempla la concentración de tensiones, ya que en esta zona la evolución de los esfuerzos no será lineal. La fuerza externa aplicada o momento debe concentrarse en un punto.

- Malla de Tetraedro Parabólico: Una vez la evolución de los esfuerzos no sea lineal, sino parabólico es cuando se tendrá que aplicar esta malla. En este caso, si que se tiene en cuenta la concentración de tensiones. La fuerza externa aplicada no debe ser puntual sino distribuida.

Se va a realizar una simulación por elementos finitos para poder apreciar la deformación del **engranaje inferior** en el momento del impacto; para ello se ha aplicado una fuerza de 120 N en la dirección de la gravedad. Un paso muy importante es aplicar un material al Catpart, como se observa en la Figura 97, puesto que determinará la rigidez o el amortiguamiento de la pieza. Para ello, se utiliza el comando *Apply Material* y se escogerá el material *plastic*.

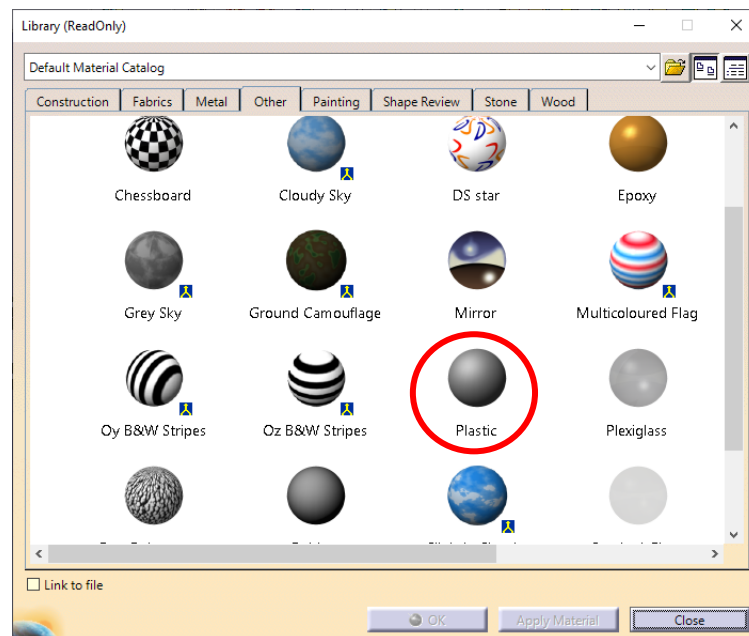


Figura 97. Pestaña material Catia V5.

El material usado para imprimir las piezas en 3D fue PLA, pero como no aparece entre los materiales que ofrecía Catia V5 se ha utilizado el comando *Measure Inertia* para obtener la densidad que utiliza el plástico en dicho programa, la cual tiene un valor de 1200 kg/m³, muy parecida al del PLA que varía entre 1210-1400 kg/m³ [24]. En la Figura 98, se refleja otro dato que nos aporta dicho comando, como es el centro de gravedad.

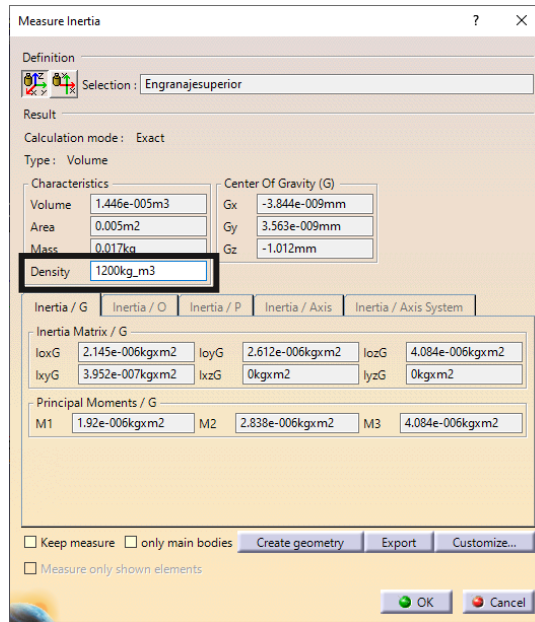


Figura 98. Pestaña Momentos de Inercia de la pieza.

La fuerza total que genera el impacto son 120 N, la zona de impacto son las dos superficies planas del engranaje inferior, por tanto, cada una resistirá 60 N. Las fuerzas que se han añadido sobre la superficie son de presión, lo que se traduce en lo siguiente:

$$P = \frac{F}{S} \quad (12)$$

La superficie de cada una de las zonas de impacto del engranaje superior es obtenida mediante el comando *Measure Item*, con un valor de 39,761 mm², como se observa en la Figura 99.

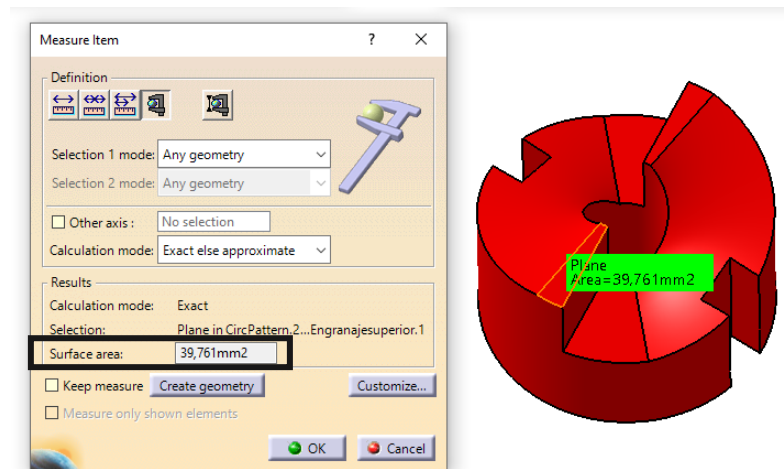


Figura 99. Superficie de impacto del engranaje superior.

Mediante la fórmula anterior obtenemos una presión de $1.509.016 \text{ N/m}^2$ aplicada a cada superficie horizontal del engranaje inferior (Figura 100).

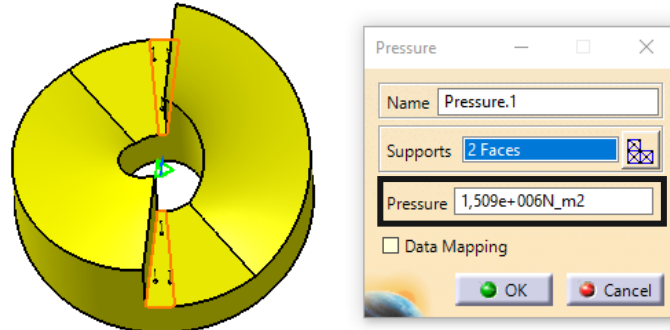


Figura 100. Presión en la superficie del engranaje inferior.

Con el comando *Surface Slider* se crean una serie de restricciones de superficie, las cuales hacen que los puntos de la superficie se deslicen a lo largo de una superficie rígida coincidente, como se aprecia en la Figura 101.

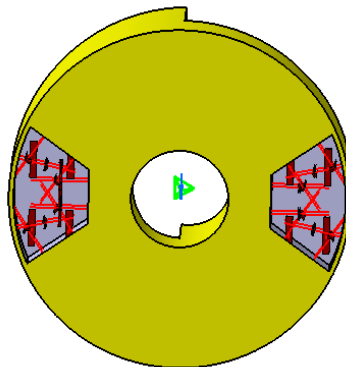


Figura 101. Engranaje inferior apoyado.

En la Figura 102 se muestra el comando *image*, el cual incluye tres funciones que permitirán realizar un estudio sobre la simulación de como se deformaría la pieza, la tensión de Von Mises, los desplazamientos de los puntos en unidades de longitud y que zonas están sometidas tanto a tracción como a compresión.

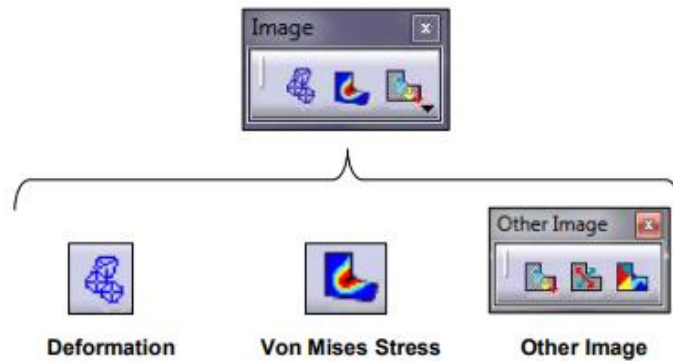


Figura 102. Menú Image.

Deformation: en la Figura 103 se observa el resultado de la pieza deformada debido a las fuerzas que está sometida. Este comando no ofrece ningún tipo de magnitud de deformación, simplemente una vista de cómo se deforma.

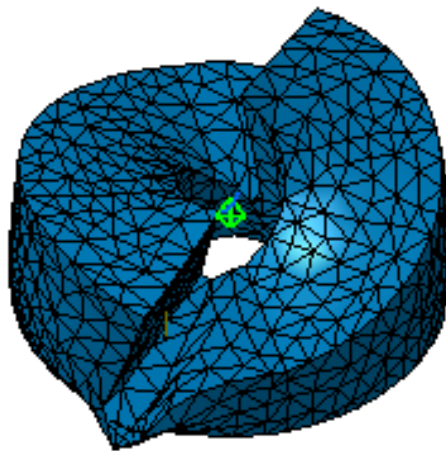


Figura 103. Deformación del engranaje inferior.

Von Mises Stress: en la Figura 104 se representa el campo escalar de la energía distorsionada y el cual es utilizado para medir el estado de tensión de la pieza. Se suele comparar con el valor del límite elástico del material al que está asociado, de forma que el valor máximo de Von Misses Stress tiene que ser menor que el límite elástico del material. La tensión máxima de Von Misses (1,02 MPa) se da justo en las zonas de impacto; comparado con el límite elástico del PLA, cuyo valor es de 55 MPa, está muy lejos de la zona de rotura.

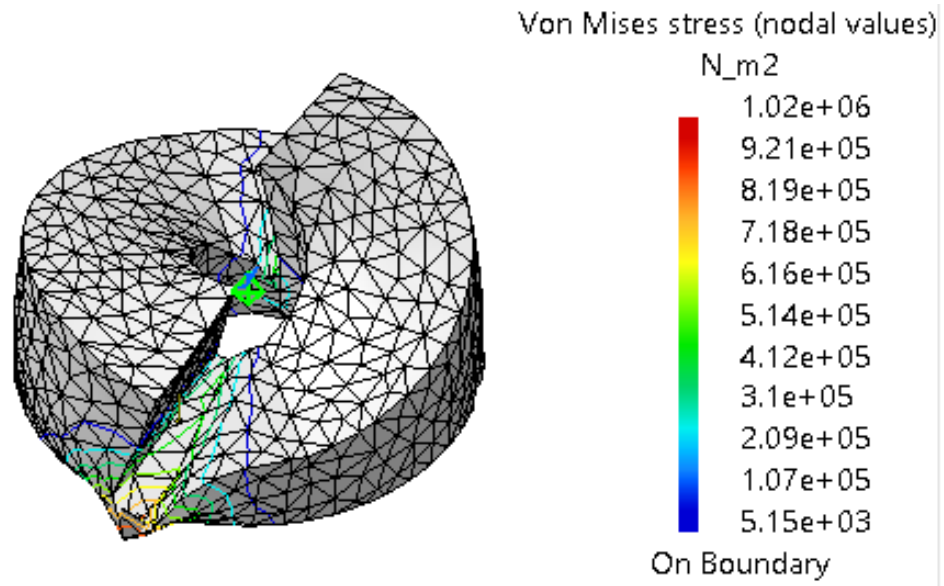


Figura 104. Tensión de Von Mises del engranaje inferior.

Displacement: Se utiliza para ver el campo de vectores de desplazamientos (Figura 105). Este comando ofrece los desplazamientos de los puntos, alcanzando un desplazamiento máximo de 0,003 mm.

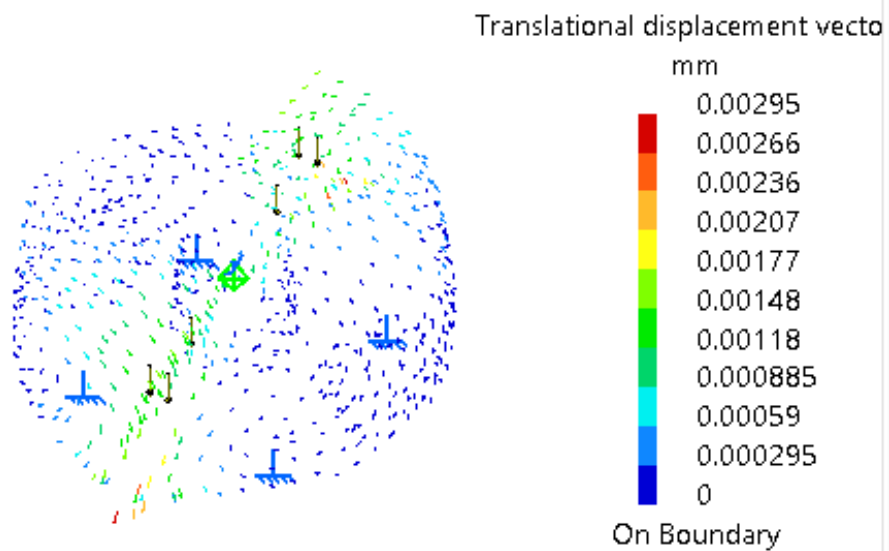


Figura 105. Desplazamientos de los puntos del engranaje inferior.

Principal Stress: en la Figura 106 se muestra donde se producen tracciones y compresiones, mediante una representación del tensor de tensiones. A continuación, se puede observar que zonas del engranaje inferior están a compresión y cual a tracción. La zona de mayor tensión está sometida a 1,22 MPa, cuya zona corresponde a la zona de impacto.

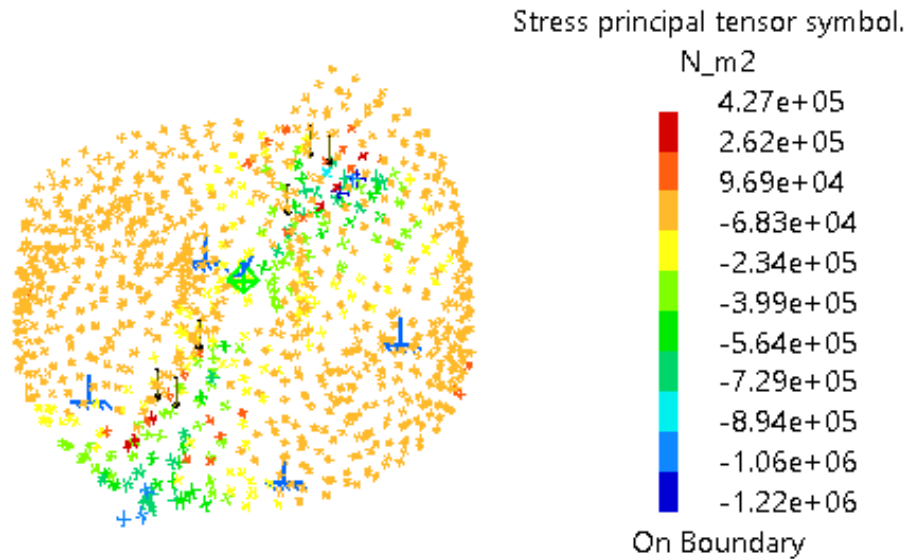


Figura 106. Tracciones y compresiones de los puntos del engranaje inferior.

La solución obtenida con el Método de Elementos Finitos (MEF) es una aproximación de la solución del sistema real, ya que se comete el denominado error de discretización al sustituir el sistema real por su modelo aproximado.

Capítulo 5. Conclusiones

5.1. Conclusiones

Este trabajo nace de la idea de diseñar y prototipar un impactador low-cost, de tamaño reducido, ligero y escalable en el que además se pueda estimar, sin necesidad de sensores adicionales, la energía transferida a la estructura.

- Respecto a la parte técnica se han marcado unos objetivos iniciales que se han ido consiguiendo a lo largo del desarrollo de dicho TFG:
 - o Finalmente se obtuvo el objetivo 1, diseño y desarrollo de un prototipo de impactador inercial, mediante una correcta planificación del trabajo. Se puede visualizar el diagrama de Gantt en el apartado 5.4.
 - o El objetivo 2 era sustituir los excitadores comerciales (de alto precio) por un prototipo de bajo coste. Se ha conseguido gracias a la reutilización de materiales de fácil acceso. Para justificar su bajo precio se incluye en el apartado 5.3 la correspondiente estimación económica.
 - o El objetivo 3 era realizar un diseño donde el prototipo fuese capaz de elevar una masa y su caída provocase un impacto conocido, para ello se diseñó una serie de planos inclinados que engranasen entre ellos. El avance del plano inclinado definió la altura de impacto. La magnitud del impacto debía ser conocida antes de que sucediera, pero este tema se abordará en trabajos futuros.
 - o Para lograr el objetivo 4 se hizo posible la manipulación del “bloque masa” para poder así variar la fuerza de impacto. También existe la posibilidad de variar la frecuencia de los golpes, aumentando/ disminuyendo las rpm en función del uso del gatillo del atornillador.
 - o Por último, con la impresión del prototipo en 3D, se llega al objetivo 5, el cual permitió verificar los objetivos anteriores. Se realizó un ensayo experimental donde se observó que los resultados obtenidos eran muy positivos y esperanzadores, puesto que un simple prototipo con una masa inferior a 1 kg y un volumen de 0,02 m³ consiguió crear impactos de 120 N a intervalos regulares.
- Respecto a la parte académica, durante el Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales se obtuvieron una serie de conocimientos muy útiles como base para poder realizar dicho trabajo. A su vez este TFG, ha supuesto un reto al ser las tareas de diseño en Catia V5 más

complejas que las realizadas en la asignatura de Diseño asistido por Ordenador, además de no poseer ningún conocimiento en vibraciones, simulación por elementos finitos, dispositivos electrónicos usados en el análisis experimental, etc. Por tanto, me llevo una serie de conocimientos adquiridos a la hora de realizar este TFG que seguramente, en una etapa futura de mi vida podré aplicar, tanto en el Máster de Ingeniería Industrial como en mi vida laboral.

5.2. Líneas futuras

La mayoría de los sistemas de excitación necesitan que se registre la fuerza que dicho excitador debe inducir en la estructura para un uso adecuado. La manera habitual de efectuar ese registro es mediante el uso de transductores (incorporados en los martillos de impacto), mediante acelerómetros (que se instalan en la masa móvil de los *shakers*) o directamente mediante células de carga. En el caso del impacto de bajo de estudio, al tratarse de la caída de una masa conocida desde una altura determinada, se podría pensar en estimar la fuerza indirectamente sin necesidad de usar ningún sensor. Esa estimación dependerá de la naturaleza de las superficies de impacto, entre otros factores que podrán ser estudiados en trabajos futuros.

En cuanto al diseño, con el objetivo de que dicho impactador siga siendo barato y flexible para usos posteriores, se puede adecuar dicho prototipo de forma que pase a ser un accesorio para el atornillador de impacto. Con el montaje que se incluye en la Figura 107 únicamente es cambiar el embrague del atornillador por una toma hexagonal.



Figura 107. Impactador como accesorio.

El impactador se ha adaptado para dejarlo compacto en un atornillador de impacto comercial con un motor brushless, pudiendo controlar el número de vueltas fácilmente usando el ESC que viene con el motor brushless. Al ser un accesorio se puede acoplar también a motores de corriente continua con encoders, permitiendo hacerlo girar a la frecuencia de vibración de la estructura consiguiendo que entre en resonancia.

Inicialmente, en la fase de diseño se ha optado por una medida no tan rudimentaria como la que se ha utilizado finalmente. Esta medida llega a solucionar el tema de la colocación y manipulación de la masa útil que genera el impacto, pero finalmente esta idea se ha tenido que desechar puesto que la impresora 3D no es capaz de imprimir de manera correcta el prototipo. Este diseño contempla una especie de guía en la base del engranaje superior, como aparece en la Figura 108. Se abre la posibilidad en un futuro a que los estudiantes de ingeniería de la EII de la UVa consigan una correcta impresión de este diseño o una posible variación en el diseño y mejora en la forma de manipular la masa.

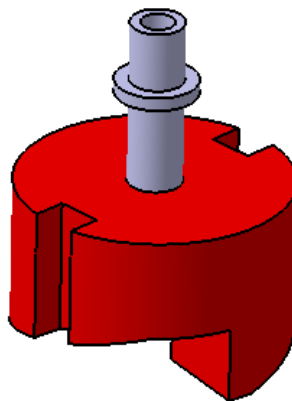


Figura 108. Diseño de una guía sobre el engranaje superior para una mayor facilidad en la manipulación del "bloque masa".

Respecto al tema de la seguridad, dicho prototipo no sería del agrado de los clientes por tener piezas en movimiento, a simple vista, que puedan ocasionar daños a un ser humano en el modo de funcionamiento. En este trabajo únicamente se busca que sea un prototipo eficaz y viable, pero se abre la posibilidad de poder ocultar las piezas móviles en funcionamiento mediante el diseño que aparece en la Figura 109.

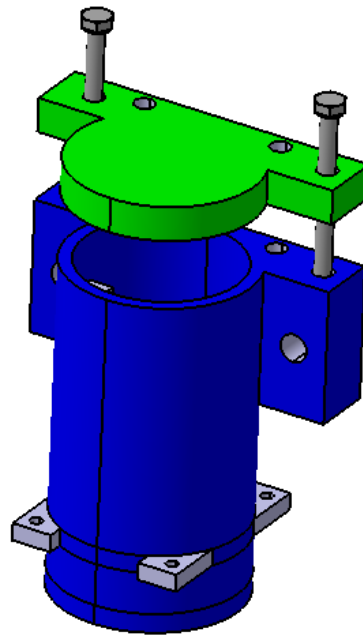


Figura 109. Carenado de la carcasa.

5.3. Presupuesto y aspectos económicos

Uno de los objetivos del TFG es que sea un impactador *low-cost*, por tanto, se ha elaborado un presupuesto estimativo para comparar el reducido precio de este impactador junto a los excitadores comerciales actuales, cuyo precio ronda entre los 10.000–20.000 €.

En primer lugar, se elabora el presupuesto de Ejecución Material (Tabla 8) formado por:

- Mano de obra directa (Tabla 5) [25]
- Material tangible (Tabla 6)
- Equipo informático (Tabla 7)

Código	Descripción	Importe		
		Coste (€/h)	Cantidad (h)	Precio (€)
MO.1	Director responsable	15,08	42,5	640,9
MO.2	Becario Ingeniería Industrial	5,36	285	1527,6
MO.3	Técnico laboratorio	12,17	30	365,1
Precio Total Mano de Obra Directa				2533,6

Tabla 5. Cuadro de precios del presupuesto parcial de mano de obra.

Código	Descripción	Importe		
		Coste (€/ud)	Cantidad	Precio (€)
MF.1	Filamento PLA		300 gr	18,46
MF.2	Tornillos	0,85	2	1,7
Precio Total Materiales Tangibles				20,16

Tabla 6. Cuadro de precios del presupuesto parcial de material.

Para los equipos utilizados se ha calculado la amortización según la Ecuación 13, considerando un periodo de amortización según se indica en la Tabla 7.

$$CA = \frac{C_{eq} \cdot T_{uso}}{PER_{amort}} \quad (13)$$

Las variables de la ecuación son:

- C_{eq} : Coste del equipo adquirido
- T_{uso} : Tiempo de uso
- PER_{amort} : Periodo de amortización

Código	Descripción	Importe				
		Coste (€/año)	Coste (€)	Amortización (años)	Tiempo (mes)	Precio (€)
MQ.1	Atornillador de impacto		102,3	10	4	3,41
MQ.2	Licencia Microsoft Office	69			3	17,25
MQ.3	Licencia Catia	5687			2	947,83
MQ.4	Impresora 3D (Ender 3)		267	15	1	1,48
MQ.5	Force plate		318	10	1	2,65
MQ.6	SAD (Sirius HD-STG)		8800	10	1	73,3
MQ.7	2 ordenadores		1000	7	4	47,61
Precio Total Amortización						1093,53

Tabla 7. Cuadro de precios del presupuesto parcial de software y sistemas.

Presupuesto de Ejecución Material	
Presupuesto parcial Mano de Obra	2.533,60 €
Presupuesto parcial Materiales	20,16 €
Presupuesto parcial Amortización	1.093,53 €
Total Ejecución Material	3.647,29 €

Tabla 8. Presupuesto de Ejecución Material.

El presupuesto de Ejecución Material asciende la cantidad de TRES MIL SEISCIENTOS CUARENTA Y SIETE EUROS CON VEINTINUEVE CÉNTIMOS.

En segundo lugar, el presupuesto de Ejecución por Contrata (Tabla 9) incluye:

- Presupuesto de Ejecución Material
- Gastos Generales (13%)
- Beneficio Industrial (6%)

Presupuesto de Ejecución por Contrata	
Presupuesto de Ejecución Material	3.647,29 €
Gastos Generales (13%)	474,15 €
Beneficio Industrial (6%)	218,84 €
Total Ejecución por Contrata	4.340,28 €

Tabla 9. Presupuesto de Ejecución por Contrata.

El presupuesto de Ejecución por Contrata asciende la cantidad de **CUATRO MIL TRESCIENTOS CUARENTA EUROS CON VEINTIOCHO CÉNTIMOS.**

Por último, el presupuesto Base de Licitación (Tabla 10) está elaborado por:

- Presupuesto de Ejecución por Contrata
- IVA (21%)

Presupuesto Base de Licitación	
Presupuesto de Ejecución por Contrata	4.340,28 €
IVA(21%)	911,46 €
Total Base de Licitación	5.251,73 €

Tabla 10. Presupuesto Base de Licitación.

El presupuesto Base de Licitación asciende la cantidad de **CINCO MIL DOSCIENTOS CINCUENTA Y UN EUROS CON SETENTA Y TRES CÉNTIMOS.**

5.4. Consideraciones finales

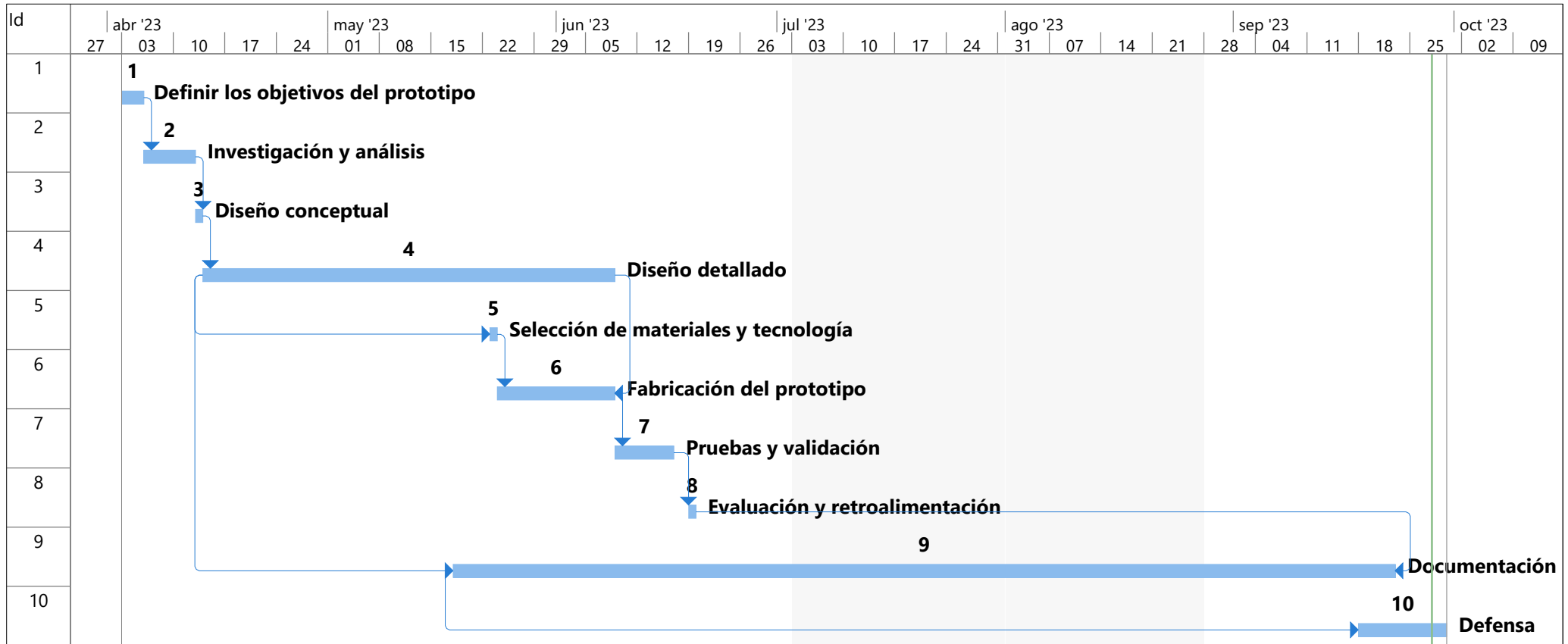
5.4.1. Planificación del trabajo. Diagrama de Gantt

En este capítulo se nombran y detallan las etapas de como se ha desarrollado dicho TFG, lo que ha ayudado significativamente en la creación de este prototipo:

1. Definir los objetivos del prototipo: Se comienza por establecer claramente los objetivos y necesidades que se desean lograr con este prototipo.
2. Investigación y análisis: Se hace un pequeño estudio para comprender el mercado y las tecnologías existentes relacionadas con el impactador.
3. Diseño conceptual: Se han creado una serie de conceptos y bocetos iniciales con los que evaluar los pros y contras y así poder seleccionar el concepto que mejor se ajustaba al objetivo.
4. Diseño detallado: Una vez se selecciona el concepto, se utiliza herramientas de diseño asistido por ordenador (CAD) para modelar el prototipo en 3D y refinar los aspectos estéticos.
5. Selección de materiales y tecnologías: Basándose en el diseño detallado, se eligen materiales y tecnologías influenciados por la sostenibilidad, la disponibilidad de materiales y las capacidades de fabricación.
6. Fabricación del prototipo: Se han utilizado técnicas de prototipado rápido, como impresión 3D, estando siempre en continuo contacto con los técnicos de laboratorio.
7. Pruebas y validación: Una vez impreso el prototipo se realizan pruebas para asegurar que cumple con los objetivos y requisitos definidos. Se van realizando ajustes para mejorar el diseño y la funcionalidad.
8. Evaluación y retroalimentación: Se han obtenido comentarios de personas relevantes, como miembros del laboratorio, para evaluar el prototipo y recopilar información valiosa para futuras mejoras.
9. Documentación: se ha documentado todo el proceso de diseño y prototipado de manera detallada, incluyendo planos, especificaciones y resultados de pruebas.

A continuación, se muestra el diagrama de Gantt de todas las tareas realizadas a lo largo de este trabajo junto a sus duraciones y los recursos humanos utilizados.

Id	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin	Predecesoras	Nombres de los recursos
1	1 Definir los objetivos del prototipo	7,5 horas	lun 03/04/23	mié 05/04/23		ANTOLÍN;DAVID
2	2 Investigación y análisis	12,5 horas	jue 06/04/23	mié 12/04/23	1	ANTOLÍN;DAVID
3	3 Diseño conceptual	2,5 horas	jue 13/04/23	jue 13/04/23	2	ANTOLÍN
4	4 Diseño detallado	100 horas	vie 14/04/23	jue 08/06/23	3	DAVID
5	5 Selección de materiales y tecnología	2,5 horas	mar 23/05/23	mar 23/05/23	4CC	ANTOLÍN;DAVID
6	6 Fabricación del prototipo	30 horas	mié 24/05/23	jue 08/06/23	5;4FF	TÉCNICO LABORATORIO
7	7 Pruebas y validación	15 horas	vie 09/06/23	vie 16/06/23	6	ANTOLÍN;DAVID;TÉCNICO LABORATORIO
8	8 Evaluación y retroalimentación	2,5 horas	lun 19/06/23	lun 19/06/23	7	ANTOLÍN;DAVID;PROFESORES
9	9 Documentación	120 horas	jue 18/05/23	vie 22/09/23	4CC;8FF	DAVID
10	10 Defensa	25 horas	lun 18/09/23	vie 29/09/23	9CC	DAVID



Proyecto: shaker_gant
 Fecha: jue 28/09/23

Tarea		Resumen inactivo		Tareas externas	
División		Tarea manual		Hito externo	
Hito		solo duración		Fecha límite	
Resumen		Informe de resumen manual		Progreso	
Resumen del proyecto		Resumen manual		Progreso manual	
Tarea inactiva		solo el comienzo			
Hito inactivo		solo fin			

5.4.2. Medio ambiente

Se recogen una serie de factores claves a considerar para reducir el impacto ambiental durante las etapas de diseño y prototipado de un producto:

- Selección de materiales y recursos: a la hora de seleccionar los materiales es importante optar por materiales renovables, reciclables y biodegradables, y que requieren menos recursos naturales y energía para su fabricación. En este trabajo, se han utilizado gran cantidad de piezas de un atornillador de impacto de las que dispone el laboratorio para uso general.
- Eficiencia en el uso de recursos: diseñar el prototipo para utilizar la menor cantidad de materiales y recursos posibles. Se ha intentado optimizar el diseño para ayudar a reducir los desperdicios y minimizar el consumo de materias primas.
- Fabricación y producción sostenible: en este aspecto se podría haber utilizado energía renovable y procesos de producción más limpios, para reducir significativamente la huella de carbono y otros impactos ambientales.
- Reciclabilidad y vida útil: El prototipo se diseña mediante fabricación aditiva para que una vez que el prototipo llegue al final de su vida útil se puedan reciclar la mayoría de las piezas.
- Embalaje y transporte: La elección de materiales de embalaje sostenibles y la optimización del embalaje para reducir el espacio y el peso pueden disminuir el impacto ambiental durante el transporte y provisión de materiales al laboratorio.
- Uso de tecnología limpia: En el proceso de prototipado, se podría haber empleado tecnologías limpias, como impresión 3D con materiales ecológicos. Al final, por ser el material con mayores prestaciones y el más utilizado en el laboratorio se ha utilizado PLA.
- Consideraciones de desecho: Se debe buscar la forma de reciclar o desechar de manera responsable los materiales no utilizados o los prototipos defectuosos.
- Análisis del ciclo de vida: Realizar una evaluación del ciclo de vida del prototipo puede ayudar a identificar áreas donde se puede mejorar la sostenibilidad y reducir el impacto ambiental en todas las etapas, desde la extracción de recursos hasta el desecho.

Al considerar estos factores y aplicar prácticas de diseño ecológico, es posible reducir significativamente el impacto ambiental durante las fases de diseño y prototipado de un producto. Esto conducirá a la creación de productos más sostenibles y respetuosos con el medio ambiente en general.

Webgrafía y bibliografía

- [1] M. Braun. ¿Por qué colapsó el puente de Tacoma Narrows? | LinkedIn. Disponible en: <https://www.linkedin.com/pulse/por-qu%C3%A9-colaps%C3%B3-el- puente-de-tacoma-narrows-mat%C3%ADas-braun/?originalSubdomain=es> (accedido 4 de julio de 2023).
- [2] N. Foster. Puente del Milenio, Londres - Norman Foster | Arquitectura Viva. Disponible en: <https://arquitecturaviva.com/obras/puente-del-milenio> (accedido 4 de julio de 2023).
- [3] Martillos de Impacto para entornos difíciles de Brüel & Kjaer - Mide Bien. Disponible en: <https://midebien.com/categoria-producto/marcas/bruelkjaer-marcas/transductores-bk/transductores-vibracion-bk/martillos-impacto-bk/> (accedido 4 de julio de 2023).
- [4] Vibrador electrodinámico SPEKTRA APS 420 - Sensing, Sensores de Medida. Disponible en: <https://sensores-de-medida.es/catalogo/vibrador-electrodinamico-spektra-aps-420/> (accedido 4 de julio de 2023).
- [5] J. Morales Reyes, “Diseño, prototipaje y caracterización de una mesa sísmica de 1 grado de libertad a escala”, TFG Grado Ing.Mec. Eii-Uva, 2017, Accedido: 4 de julio de 2023. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/handle/10324/23081>
- [6] R. Giganto Castañeda, “Prototipado y caracterización de sistemas de excitación controlada para maquetas de estructuras”, TFG Grado Ing.Mec. Eii-Uva, 2016, Accedido: 4 de julio de 2023. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/handle/10324/19352>
- [7] V. Carmona Martín, “Diseño y prototipado de excitador inercial para caracterizar estructuras esbeltas basado en un motor lineal”, TFG Grado Ing. Mec. Eii-Uva, 2018, Accedido: 4 de julio de 2023. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/handle/10324/34023>
- [8] I. Pérez González, “Propuesta de dispositivos mecatrónicos de bajo coste para inducir vibraciones en maquetas de estructuras”, TFG Grado Ing.Ind. Eii-Uva, 2021, Accedido: 14 de julio de 2023. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/handle/10324/48017>
- [9] L. Alonso Polo, “Modelado, calibración y simulación de una plataforma multiconfigurable y transitable”, TFG Grado Ing. Mec. Eii-Uva, 2021, Accedido: 26 de julio de 2023. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/handle/10324/47229>
- [10] C. Casado Sánchez, “Control de vibraciones en estructuras flexibles mediante amortiguadores de masa pasivos, adaptativos, semiactivos y

- activos”, Tesis Doctoral Ing. Ind. Eii-Uva, 2019. Accedido: 20 de septiembre de 2023. Disponible en: <http://uvadoc.uva.es/handle/10324/40259>
- [11] “3 Transductores de vibración y acondicionadores de señal”, Universidad de Sevilla. Disponible en: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/3828/fichero/Cap%C3%ADtulos%252F3+Transductores+de+vibraci%C3%B3n+y+acondicionadores+de+se%C3%B1al.pdf> (accedido 20 de septiembre de 2023).
- [12] Demoledor función y aplicación | De Máquinas y Herramientas. Disponible en: <https://www.demaquinasyherramientas.com/herramientas-electricas-y-accesorios/martillo-demoledor-usos-funciones-parte-1> (accedido 4 de julio de 2023).
- [13] Excitador electromagnético SPEKTRA SE-13 - Sensing, Sensores de Medida. Disponible en: <https://sensores-de-medida.es/catalogo/excitador-electromagnetico-spektra-se-13/> (accedido 4 de julio de 2023).
- [14] Martillo de impacto WaveHitMAX | tecnología gfai. Disponible en: <https://www.gfaitech.com/products/structural-dynamics/impact-hammer-wavehit-max> (accedido 28 de julio de 2023).
- [15] Mesa vibratoria II - Quanser. Disponible en: <https://www.quanser.com/products/shake-table-ii/> (accedido 4 de julio de 2023).
- [16] “Rozamiento estático y dinámico conocimientos básicos”, Universidad Tecnológica de Perú. Disponible en: <https://www.studocu.com/pe/document/universidad-tecnologica-del-peru/fisica/rozamiento-esttico-y-dinmico-conocimientos-bsicos-spanish/14957857> (accedido 20 de septiembre de 2023).
- [17] M. Alejandro Moreno Cano, “Diseño geométrico y recreación virtual en CATIA V5 e impresión 3D de un motor radial de una estrella”, TFG Grado Ing. Ind. ETSI-US, 2018. Disponible en: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/92118/fichero/TFG-2118-MORENO.pdf>
- [18] “MANUAL CATIA V5”. Disponible en: <https://www.scribd.com/document/316927620/Manual-Catia-v5-Abgam>
- [19] PARKSIDE RENDIMIENTO Destornillador de impacto inalámbrico. PDSSAP 20-Li B2«, 20 V: Amazon.es: Bricolaje y herramientas». Disponible en: <https://www.amazon.es/PARKSIDE-PERFORMANCE->

PDSSAP-20-Li-Atornillador/dp/B09SVJL763 (accedido 4 de julio de 2023).

- [20] S. Cardona, *Teoría de máquinas*, UPC, 2001. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36645/9788498803808.pdf>
- [21] Qué es el engranaje epicicloidal | Blog SEAS. Disponible en: https://www.seas.es/blog/disenio_mecanico/el-engranaje-epicicloidal-y-aplicaciones/ (accedido 4 de julio de 2023).
- [22] Informe de participación y tamaño del mercado de motores de CC sin escobillas, 2030. Disponible en: <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/brushless-dc-motors-market> (accedido 4 de julio de 2023).
- [23] D. Rubio Guerra, “Análisis del uso de Catia V5 para simular problemas de comportamiento mecánico”, TFG Grado Ing.Mec. Eii-Uva, 2017, Accedido: 13 de septiembre de 2023. Disponible en: <http://uvadoc.uva.es/handle/10324/25545>
- [24] Las densidades de todos los materiales de impresión 3D – Bitfab. Disponible en: <https://bitfab.io/es/blog/densidades-materiales-3d/> (accedido 20 de julio de 2023).
- [25] Sueldo de Becario/a ingeniería industrial en España. Disponible en: <https://es.indeed.com/career/practicante-ingenieria-industrial/salaries> (accedido 4 de julio de 2023).
- [26] Gonzalez Contreras, Francisco, and Amparo Mesguer Calas. *Planificación de procesos de mecanizado*. Valencia: Editorial de la Universidad Politécnica de Valencia, 2015.

Anexos:

Anexo 1: Características de la Impresión 3D

A. Impresora

Este anexo tiene como finalidad explicar el proceso de impresión 3D ya que se ha podido comprobar su utilidad para llevar a cabo los ensayos. Se ha utilizado una impresora Ender 3 modificada, que se encuentra en el laboratorio, como la que se muestra en la Figura 110. Las medidas de impresión son 20 cm x 20 cm, teniendo una resolución en el eje vertical de 0,15 mm. El extrusor tiene un diámetro de 0,4 mm y un filamento de 1,75 mm. Hay que prestar atención a la hora de manipular las piezas, pues el extrusor es capaz de alcanzar temperaturas de hasta 275 °C y la cama 100 °C. Para que las piezas consigan adherirse a la cama se apoya en una lámina de PEI flexible.

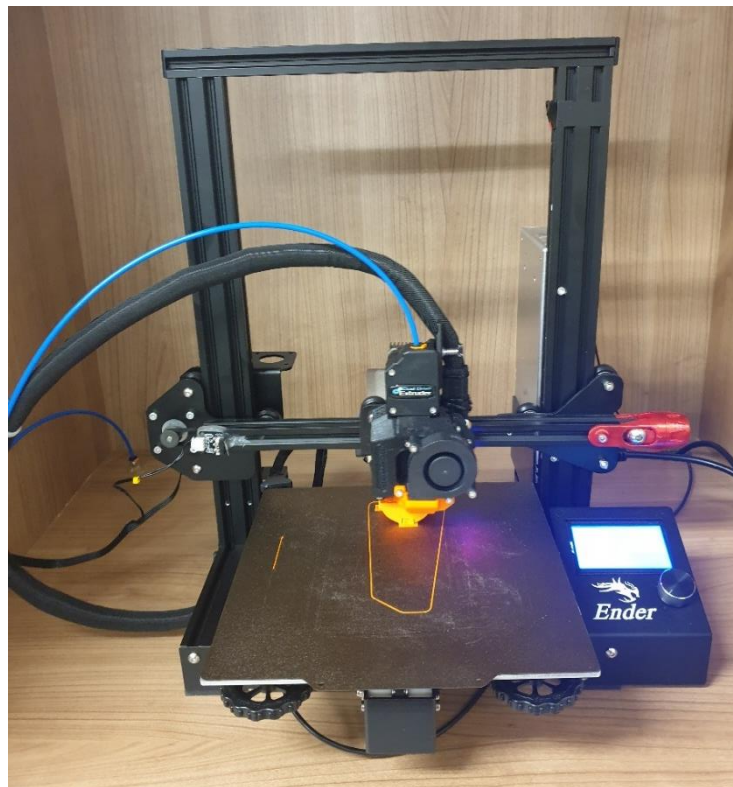


Figura 110. Impresora Ender 3.

B. Material utilizado

El material utilizado en la impresión es PLA (poliácido láctico), como se observa en la Figura 111. Las propiedades del plástico suelen variar en función del fabricante y del color, pero unos valores medios serían:

- Módulo de elasticidad: 2,6 – 16,1 GPa
- Temperatura de fusión: 155 - 160 °C
- Temperatura de transición vítrea: 62 - 65 °C
- Cristalinidad: 36 %
- Densidad: 1,2 - 1,4 g/cm³

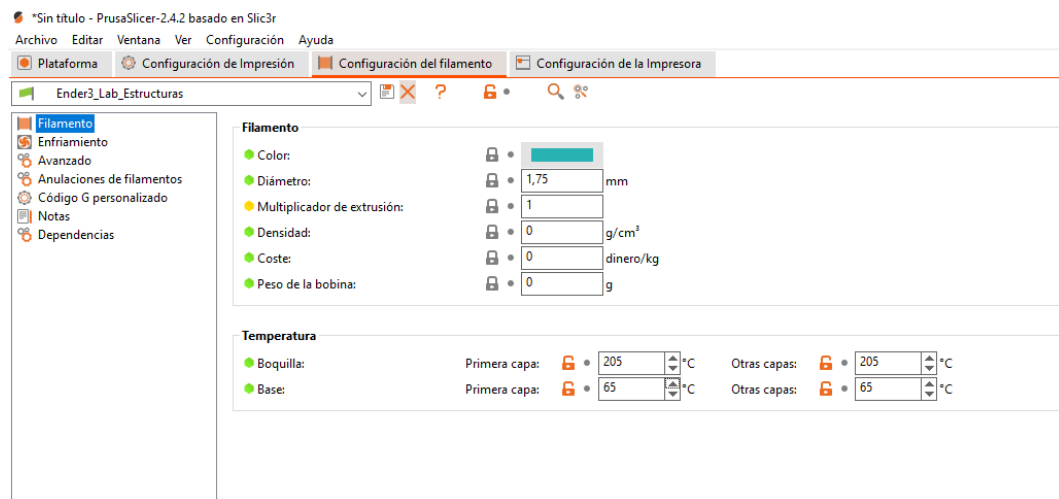


Figura 111. Configuración del filamento.

Se podría haber utilizado como material el ABS ya que es más resistente que el PLA, pero para piezas grandes sufre una gran contracción haciendo que las piezas salgan deformadas.

C. Software utilizado

El software que lleva implementado esta impresora es el software libre Marlin, ya que se adapta a todas las funciones de la impresora. El programa utilizado para la definición de los parámetros de impresión es PrusaSlicer (Figuras 112 y 113). Los parámetros de impresión son:

- Espesor de las capas:
 - o Primera capa: 0,35 mm
 - o Resto de capas: 0,3 mm

- Velocidades:
 - o De relleno: 65 mm/s
 - o De perímetro: 50 mm/s
- Temperaturas:
 - o De la cama: 65 °C
 - o De la boquilla: 205 °C
- Material de soporte: Activado
- Patrón de relleno: Panel de abeja

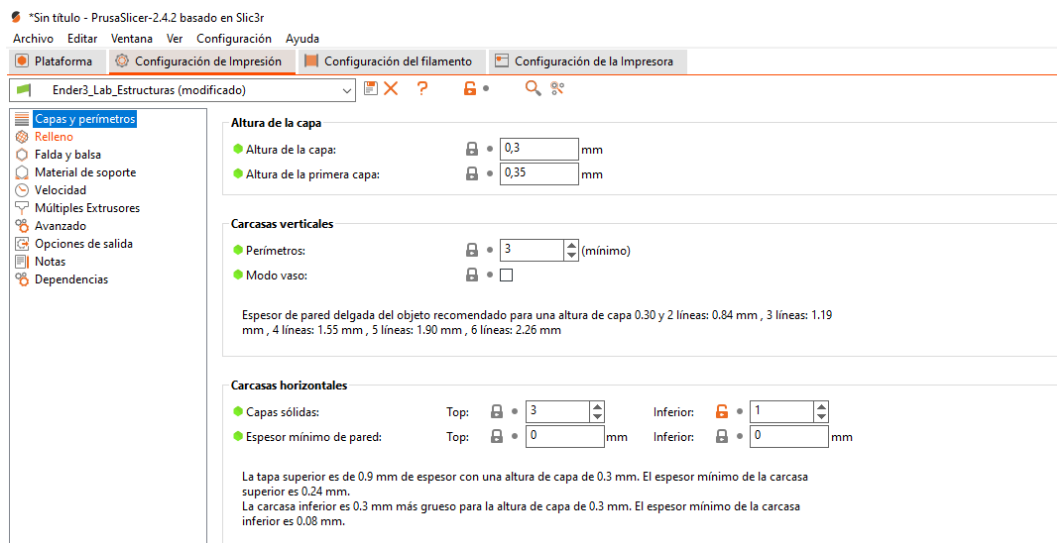


Figura 112. Configuración de Impresión (capas y perímetros) PrusaSlicer.

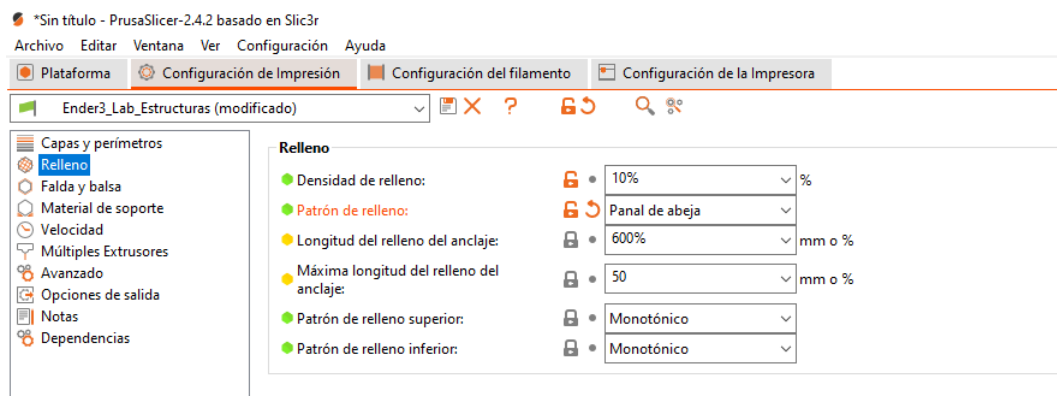


Figura 113. Configuración de Impresión (relleno) PrusaSlicer.

Octoprint es la interfaz web, reflejado en las Figuras 114 y 115, para poder pasar los gcodes (stl laminado) a la impresora.

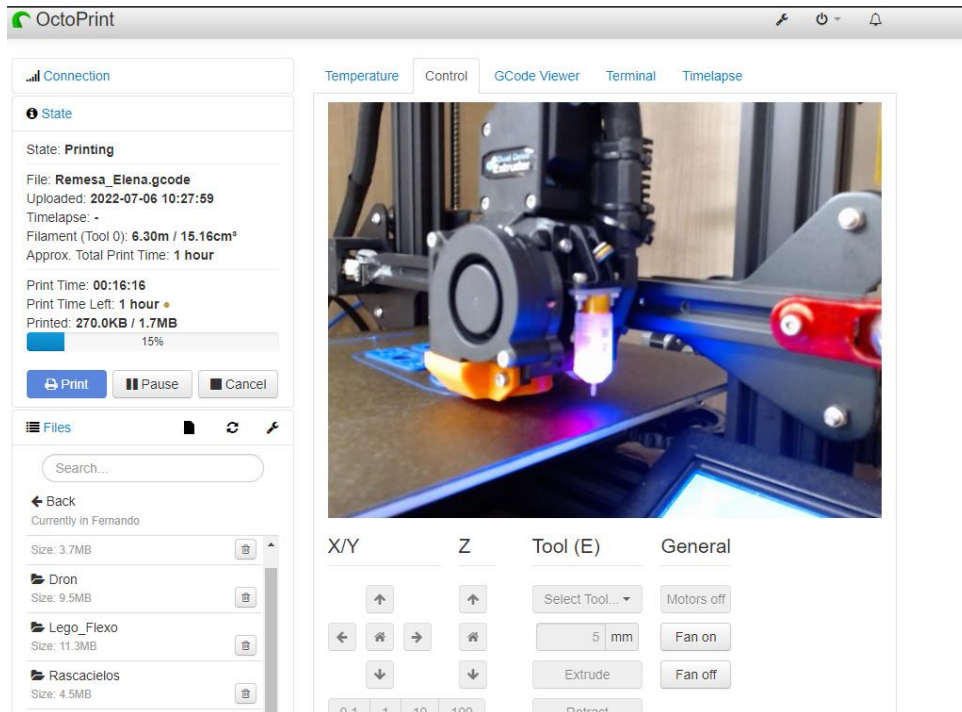


Figura 114. Pestaña de Control de OctoPrint.

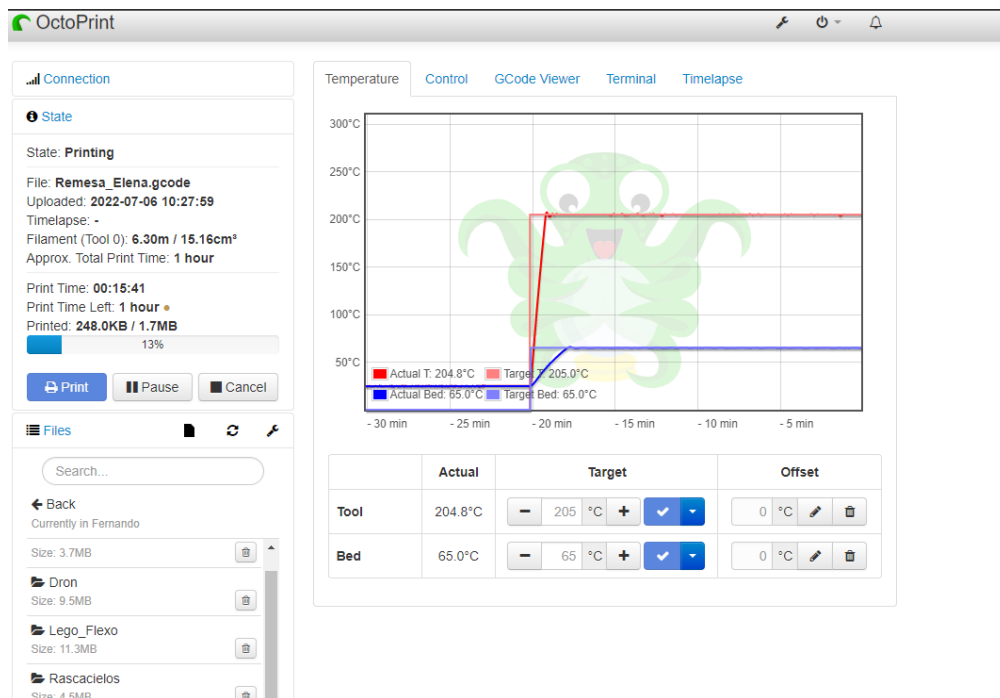


Figura 115. Pestaña de Temperatura de OctoPrint.

D. Piezas diseñadas

Para la posible impresión de los modelos generados en Catia ha sido necesario transformar los archivos a formato stl o 3mf. Se adjuntan los modelos de las piezas en archivos stl, ubicados en las Figuras 116, 117 y 118.



Figura 116. Engranaje inferior.

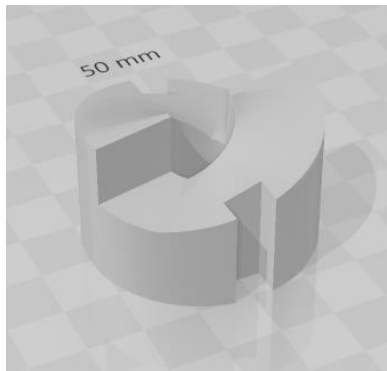


Figura 117. Engranaje superior.

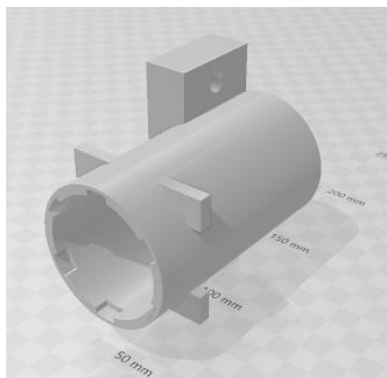


Figura 118. Carcasa.

E. Mejoras en la Impresión 3D

En la Figura 119, se muestra como las piezas se han impreso con material de soporte, es decir, con material que se utiliza para soportar las partes que sobresalen y excedan los 45°, pero una vez está impresa la pieza dicho material se retira.

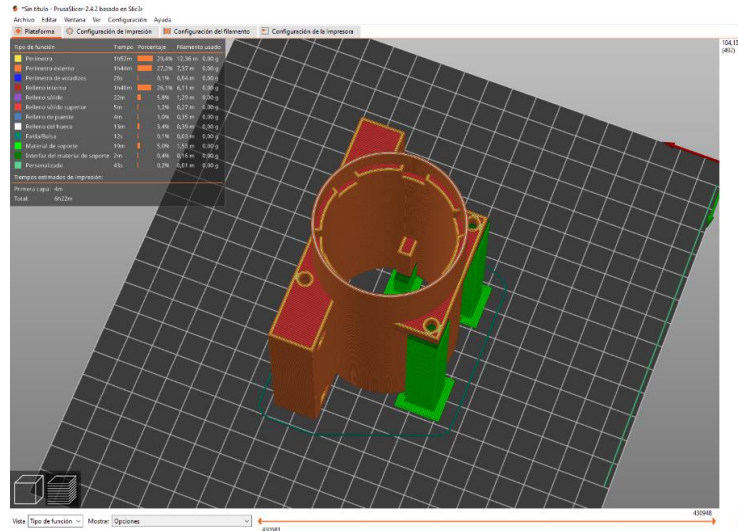


Figura 119. Material de soporte para la estructura.

Se decide imprimir los engranajes en vertical, como se muestra en la Figura 120, para que los planos inclinados sean lisos y así evitar las discontinuidades que producen las capas al imprimirse en horizontal, visto en la Figura 121.

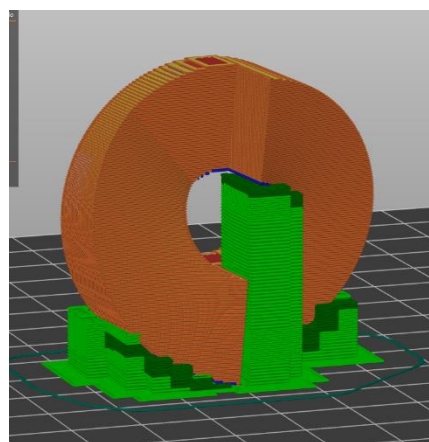


Figura 120. Impresión vertical.

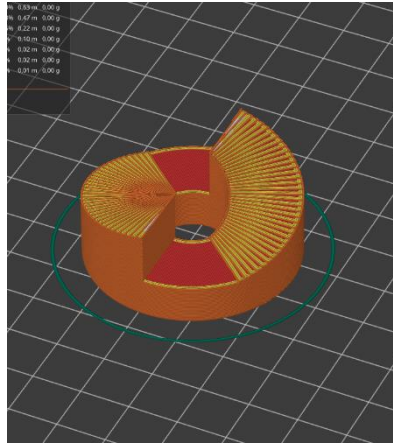


Figura 121. Impresión horizontal.

En la primera versión que se imprime el prototipo se obtienen unas piezas en forma hexagonal, por tanto, para mejorar la redondez de las piezas es necesario abrir la ventana options, display, performance y elegir una precisión de 0,01 (Figura 122).

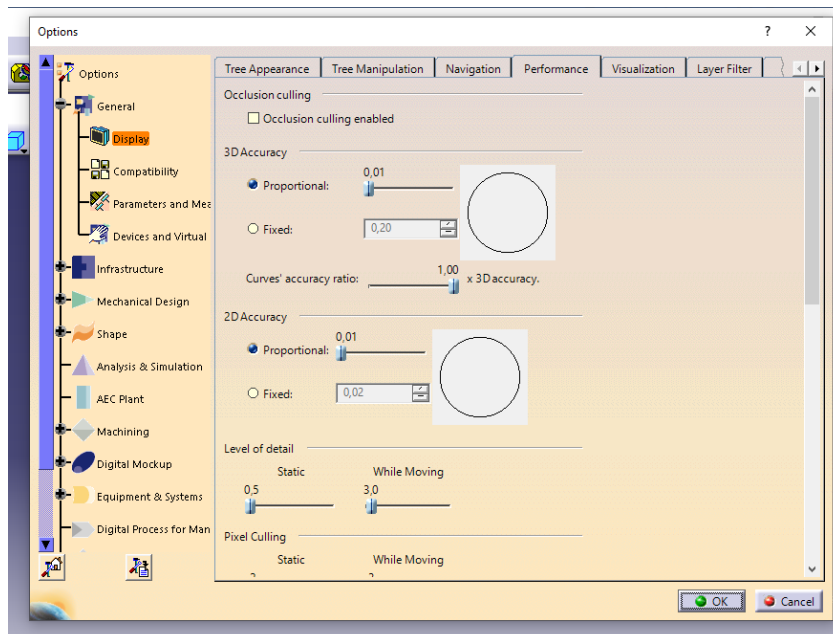


Figura 122. Pestaña Options Catia V5.

Anexo 2: Mecanizado

En este anexo, se aborda el enfoque teórico del mecanizado para las piezas diseñadas en CATIA V5, con la intención de desarrollar el prototipo del impactador como un producto comercial y sacarlo al mercado, a pesar de que no se haya realizado el proceso de mecanizado en la práctica. Aunque estas piezas no se someterán a mecanizado, es importante comprender los principios básicos y las consideraciones necesarias para llevar a cabo esta etapa en otros proyectos de fabricación [26].

1. **Introducción al mecanizado:** El mecanizado es una etapa fundamental en la fabricación de piezas, que implica la eliminación controlada de material mediante herramientas de corte en una máquina CNC. Aunque en este caso las piezas se han impreso en 3D, es relevante conocer los conceptos y procesos relacionados con el mecanizado.
2. **Selección de la máquina y herramientas:** Cuando se lleva a cabo el mecanizado, es necesario seleccionar la máquina adecuada, como un torno o una fresadora CNC, dependiendo de la geometría de la pieza y las requeridas. Además, es esencial elegir las herramientas de corte apropiadas, considerando el material de la pieza y las operaciones específicas a realizar.
3. **Secuencia de operaciones:** En un proceso de mecanizado típico, se sigue una secuencia de operaciones para dar forma y dimensionar la pieza. Estas pueden incluir operaciones de desbaste, fresado, taladrado, roscado y acabado.
4. **Estrategias de mecanizado:** Las estrategias de mecanizado se basan en el tipo de operación y las características de la pieza y el material. Estas estrategias incluyen el avance, la velocidad de corte, la profundidad de corte y la dirección de la herramienta, entre otros parámetros. Aunque en este caso no se realizará el mecanizado real, es importante mencionar que se deben considerar estas estrategias para obtener resultados óptimos en términos de precisión, acabado superficial y eficiencia.
5. **Consideraciones de tolerancia:** En el mecanizado, las tolerancias juegan un papel crucial para asegurar que la pieza final cumpla con las especificaciones requeridas. Las tolerancias dimensionales y geométricas deben ser consideradas al diseñar la pieza y al establecer las estrategias de mecanizado.
6. **Verificación dimensional:** La verificación dimensional es una etapa esencial en el mecanizado para asegurar que la pieza cumpla con las

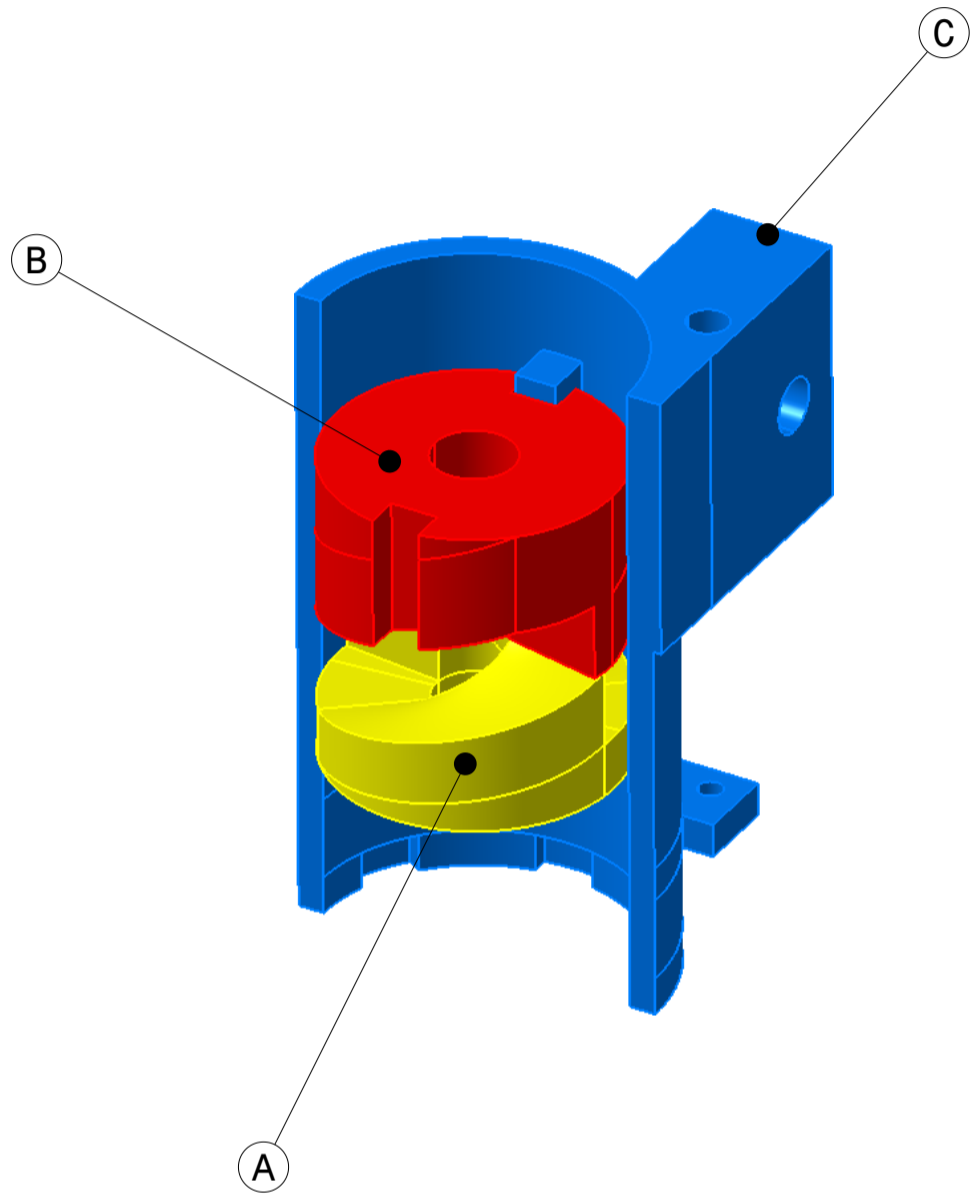
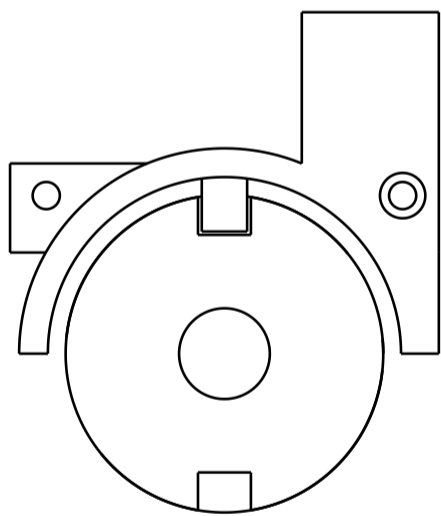
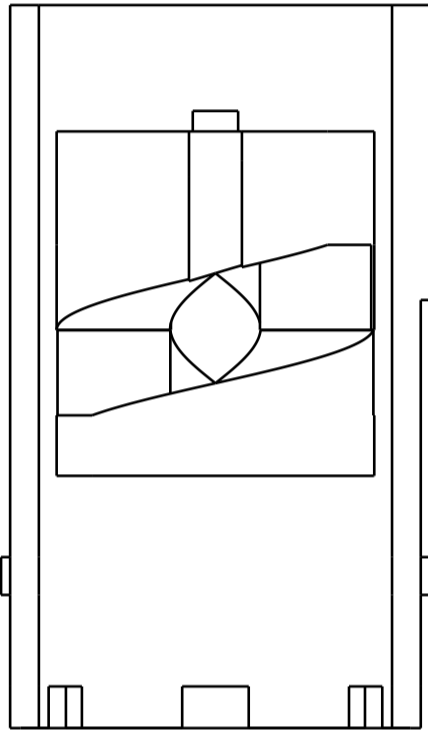
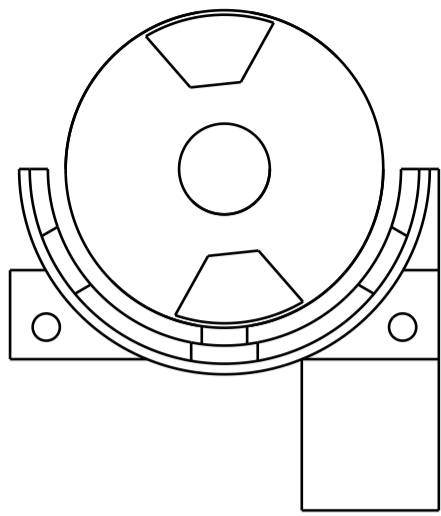
especificaciones requeridas. Se utilizan instrumentos de medición como calibradores, micrómetros y máquinas de medición por coordenadas (CMM), para realizar esta verificación.

Actualmente, multitud de sectores demandan piezas mecanizadas por el proceso de torneado, ya sea desde la industria médica, la automoción, orfebrería, etc.

Anexo 3: Planos de los elementos impresos en 3D

En dicho anexo se detallan los planos de las piezas del impactador que han sido diseñadas de manera propia, donde aparecen todos los elementos esenciales y las dimensiones necesarias para su fabricación. Los planos han sido elaborados utilizando el software CATIA y son los siguientes:

- Plano de Conjunto
- Modelado en 3D del Conjunto
- Plano del Engranaje Inferior (pieza 8)
- Modelado en 3D del Engranaje Inferior
- Plano del Engranaje Superior (pieza 7)
- Modelado en 3D del Engranaje Superior
- Plano de la Carcasa (pieza 6)
- Modelado en 3D de la Carcasa

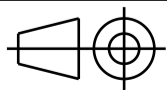


MARCA	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
C	Carcasa	1	PLA
B	Engranaje Superior	1	PLA
A	Engranaje Inferior	1	PLA

DISEÑADOR:
 DE TORRES CARRILLO, DAVID
 FECHA:
 19/04/2023

COMPROBADO:
 XXX
 FECHA:
 XXX

TAMAÑO:
A3



PLANO DE CONJUNTO

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

ESCALA:

1:1

PESO (kg):

XXX

MODELO:

SHAKER

HOJA:

1/4

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

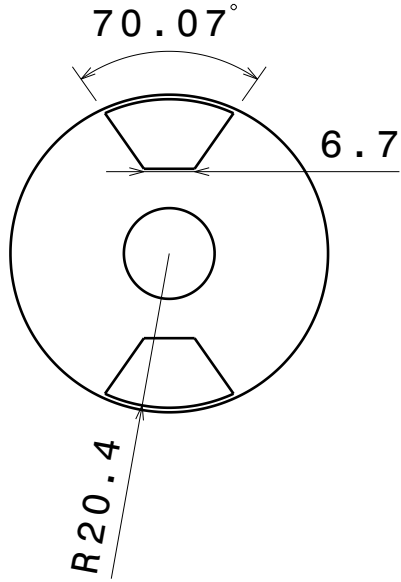
C

B

A

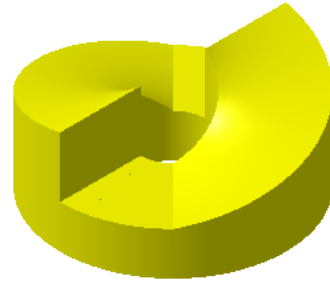
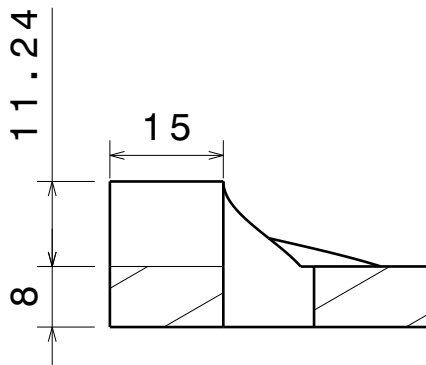
4

4



3

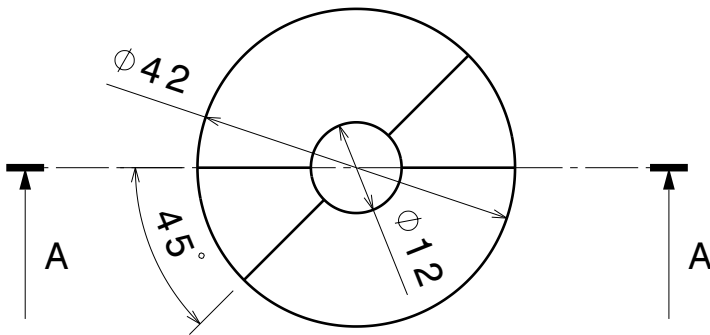
3



Section view A-A

2

2



1

1

DISENADOR:
DE TORRES CARRILLO, DAVID
FECHA:
19/04/2023
COMPROBADO:
XXX
FECHA:
XXX

ENGRANAJE INFERIOR

TAMANO:
A4

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

ESCALA:
1:1

PESO (kg):
XXX

MODELO:
SHAKER

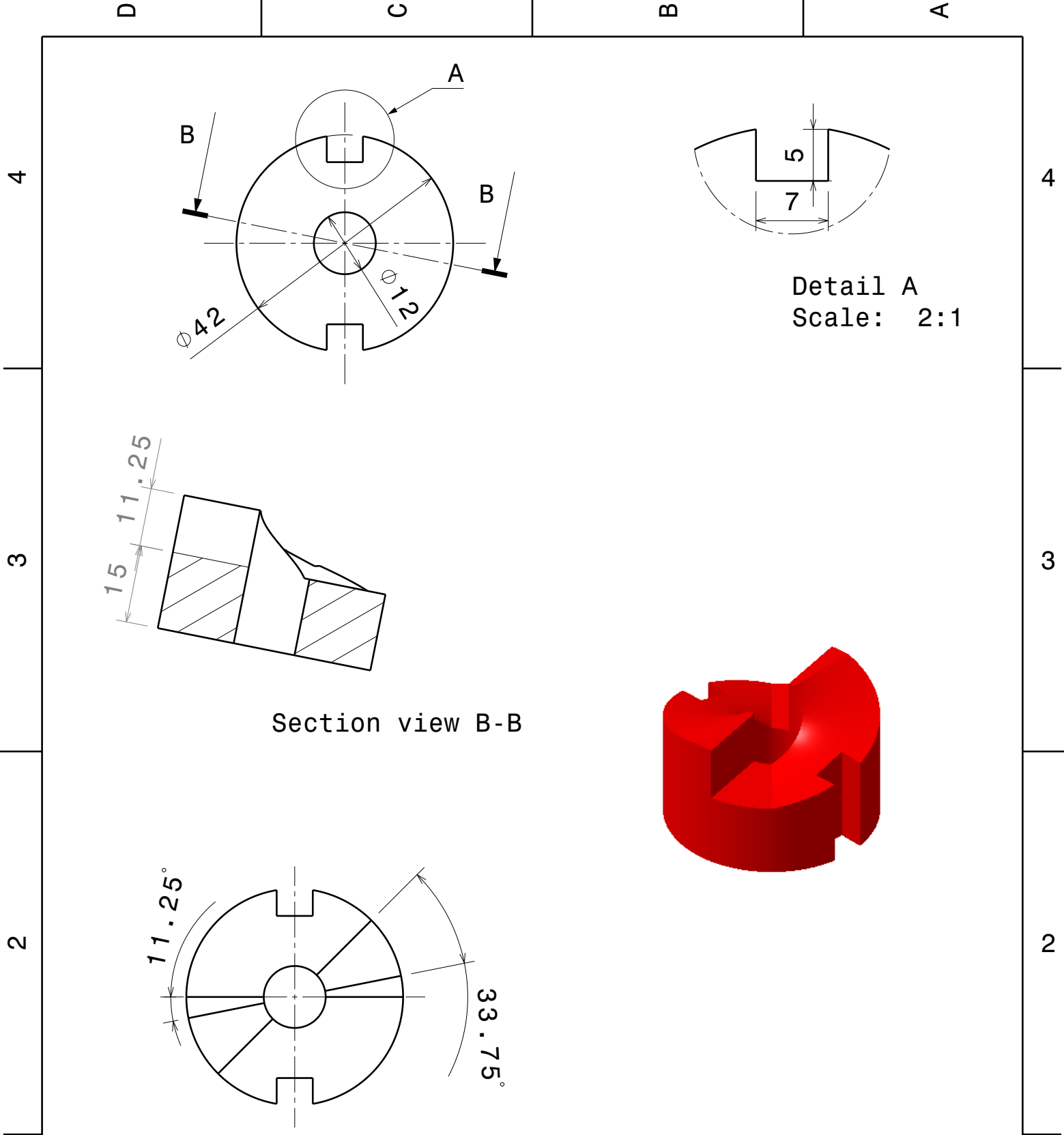
HOJA:
2/4

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A



Section view B-B

Detail A
Scale: 2:1

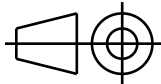
ENGRANAJE SUPERIOR

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

SHAKER

DISEÑADOR:
DE TORRES CARRILLO ,DAVID
FECHA:
07/04/2023
COMPROBADO:
XXX
FECHA:
XXX

TAMANO:
A4



ESCALA:
1:1

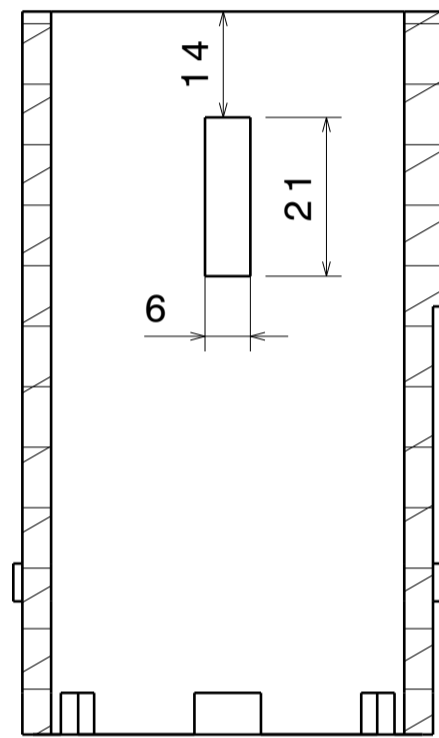
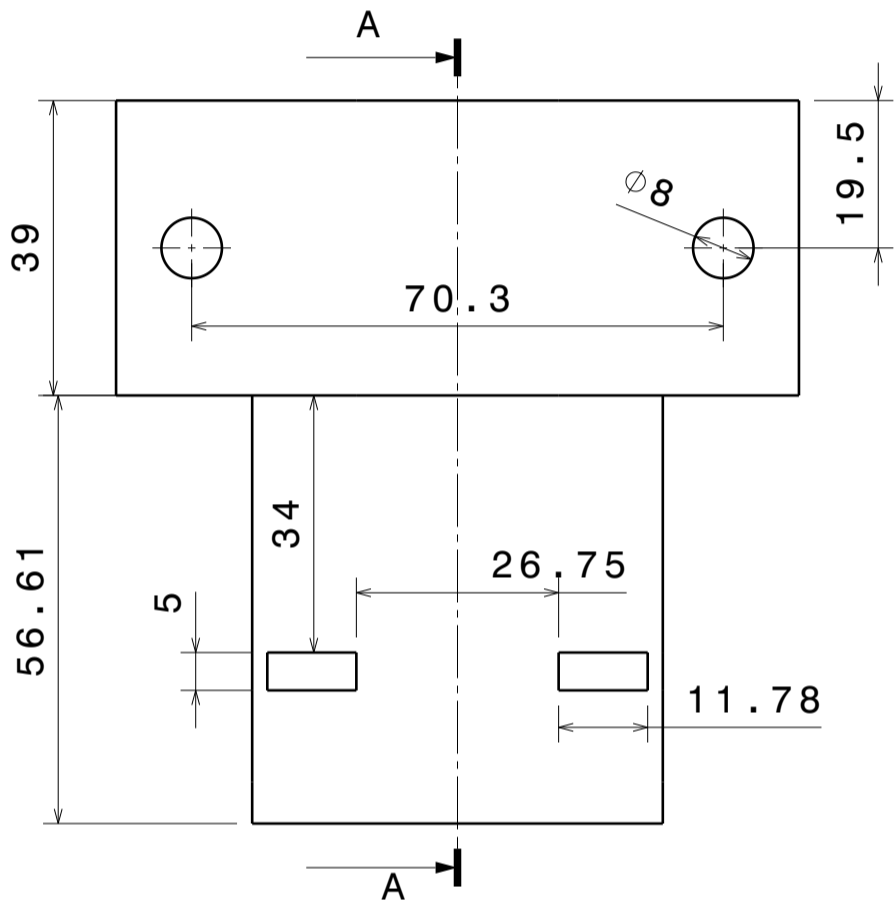
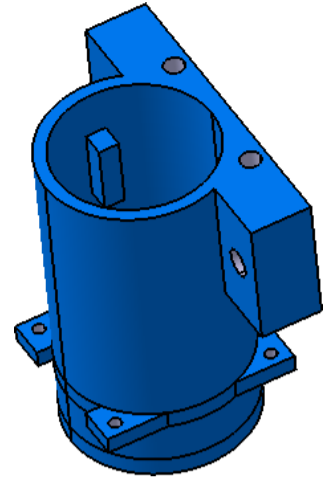
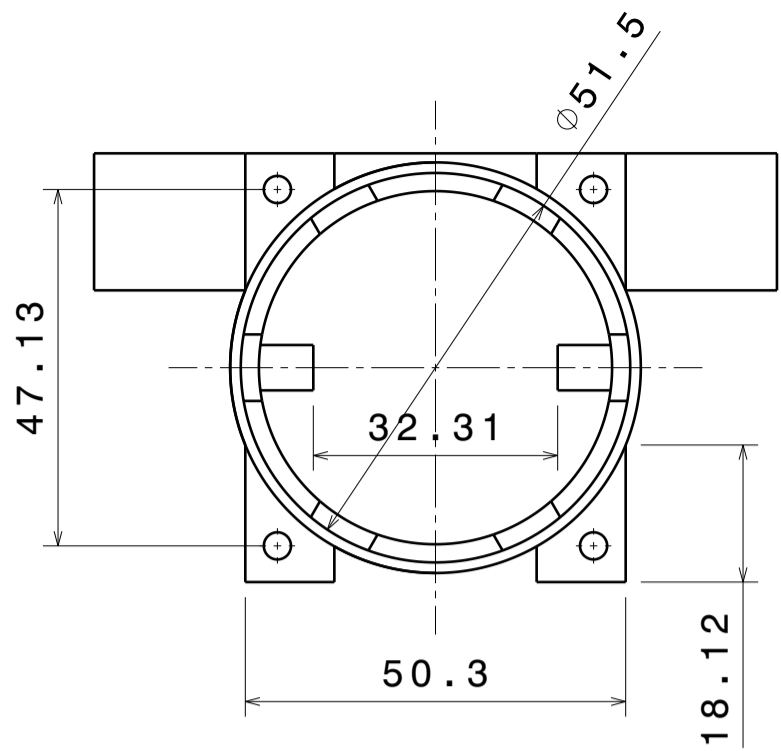
PESO (kg):
XXX

MODELO:
SHAKER

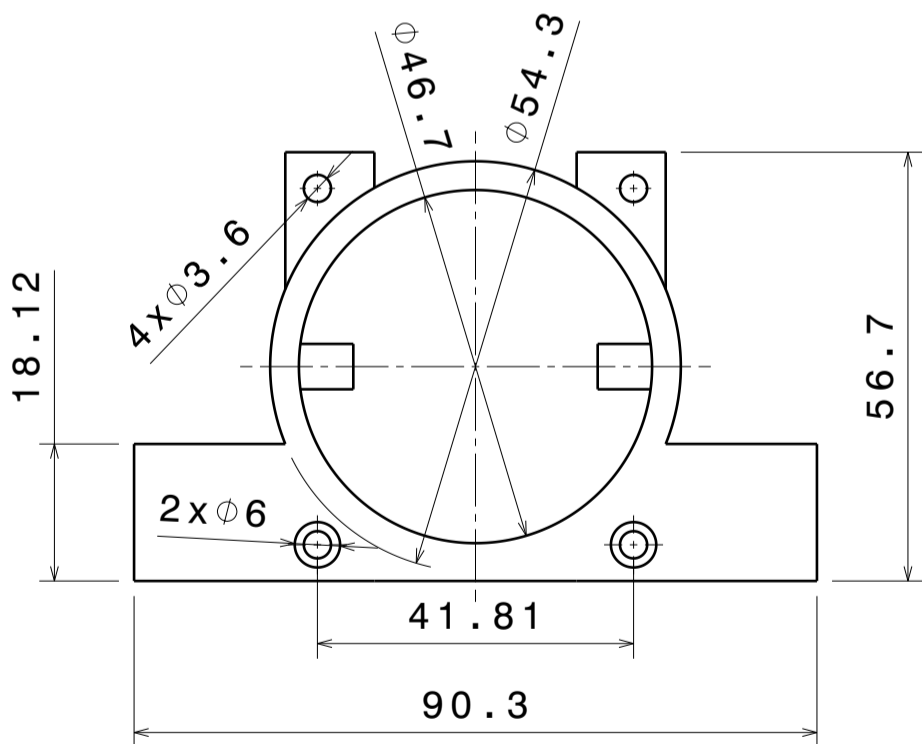
HOJA:
3/4

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



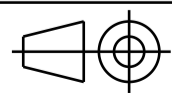
Section view A-A



DISEÑADOR:
 DE TORRES CARRILLO, DAVID
 FECHA:
 07/04/2023
 COMPROBADO:
 XXX
 FECHA:
 XXX

TAMAÑO:
A3

ESCALA:
1:1



PESO (kg):
XXX

CARCASA

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

MODELO:
SHAKER

HOJA:
4/4

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

