



Diseño de dirección asistida para bicicleta

PROYECTO

presentado para optar
al Título de Máster en Ingeniería Industrial por

Javier Pérez Pujol

bajo la supervisión de

Jorge Juan Gil Nobajas

Donostia-San Sebastián, abril 2022





tecnun Universidad de Navarra

Proyecto Fin de Máster

INGENIERÍA INDUSTRIAL

DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA

Javier Pérez Pujol

San Sebastián, abril de 2022

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| 1. OBJETIVO | 1 |
| 2. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 3. DETECCIÓN DE NECESIDAD | 2 |
| 4. ANTECEDENTES | 5 |
| 5. ESTADO DEL ARTE | 7 |
| 6. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA | 15 |
| 6.1. Requisitos del diseño..... | 15 |
| 6.2. Análisis de posibles soluciones..... | 16 |
| 6.3. Solución adoptada..... | 19 |
| 6.4. Diseño de la solución adoptada | 19 |
| 6.4.1. Conjunto mecánico y funcionamiento | 19 |
| 6.4.2. Diseño y elección de los componentes | 22 |
| 7. PROTOTIPADO | 31 |
| 8. SIMULACIÓN DEL CONTROL DE BALANCEO | 34 |
| 8.1. Componentes | 34 |
| 8.2. Conexión..... | 37 |
| 8.3. Programación | 38 |
| 8.4. Conclusiones y observaciones de la simulación..... | 42 |
| 9. DESARROLLO FUTURO..... | 43 |
| 9.1. Evaluación y optimización del diseño | 43 |
| 9.2. Futuros proyectos | 44 |
| 10. CONCLUSIONES | 45 |
| 11. REFERENCIAS | 47 |
| 12. BIBLIOGRAFÍA | 49 |

ANEXOS

| | |
|--|----|
| ANEXO 1. CÁLCULO DEL PAR MOTOT..... | 50 |
| A1.1. Cálculo de inercias..... | 51 |
| A1.2. Efecto de la gravedad en el sistema..... | 52 |

| | |
|---|----|
| A1.3. Expresión del par motor..... | 61 |
| A1.4. Estimación de la aceleración del motor..... | 65 |
| A1.5. Cálculo de la relación de transmisión..... | 66 |
| A1.6. Obtención del par motor necesario..... | 68 |
| ANEXO 2. SIMULACIONES DE TENSIONES Y DEFORMACIONES..... | 69 |
| ANEXO 3. PLANOS..... | 92 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| <i>Figura 1. Proyección de venta de bicicletas en Europa (European Cyclist Federation) [2].</i> | 2 |
| <i>Figura 2. Informe de lesiones graves de peatones (verde) y ciclistas (naranja) en los 21 países UE. Datos provenientes del periodo entre 2010-2018.(European Transport Safety Council) [3].</i> | 3 |
| <i>Figura 3. Muertes de ciclistas reportadas por la policía. Periodo de muestra entre los años 2015-2017. (European Transport Safety Council).</i> | 4 |
| <i>Figura 4. Muertes de ciclistas reportadas por la policía por millón de habitantes según grupo de edad. Datos tomados entre los años 2015-2017. (European Transport Safety Council)..</i> | 4 |
| <i>Figura 5. Simulación de una bicicleta en Unity 3D realizada por la Universidad Técnica de Viena.</i> | 6 |
| <i>Figura 6. Simulación de la bicicleta en realidad virtual implementada por la Universidad Técnica de Viena.</i> | 7 |
| <i>Figura 7. Concepto de steer-by-wire basado en el modelo Whipple/Carvallo.</i> | 8 |
| <i>Figura 8. Modelo 2018 steer-by-wire llevado a cabo por la universidad de Delft.</i> | 9 |
| <i>Figura 9. Sistema de control PD para un modelo steer-by-wire. Diseñado por la universidad de Delft.</i> | 10 |
| <i>Figura 10. Modelo 2013 steer-by-wire llevado a cabo por la universidad de Delft.</i> | 10 |
| <i>Figura 11. Sistema de control implementado en el modelo 2013 de steer-by-wire llevado a cabo por la universidad de Delft.</i> | 11 |
| <i>Figura 12. Modelo de bicicleta empleando el efecto giroscópico. Realizado por la Universidad Nacional de Singapur.</i> | 12 |
| <i>Figura 13. Croquis y modelo real de bicicleta autoestable mediante actuador lineal. Diseñada por la Universidad de Michigan-Dearborn.</i> | 13 |
| <i>Figura 14. Modelo de dirección asistida para bicicleta llevado a cabo por la Arizona University .</i> | 14 |
| <i>Figura 15. Croquis de la alternativa 1: Actuador lineal.</i> | 16 |
| <i>Figura 16. Croquis de la alternativa 2: Mecanismo de manivela.</i> | 17 |
| <i>Figura 17. Mecanismo de dirección para bicicleta de dos personas.</i> | 17 |
| <i>Figura 18. Croquis de la alternativa 3: Engranajes.</i> | 18 |
| <i>Figura 19. Diseño del mecanismo de asistente de dirección.</i> | 20 |
| <i>Figura 20. Movimiento del mecanismo en funcionamiento.</i> | 21 |
| <i>Figura 21. Funcionamiento del sistema de seguridad del mecanismo.</i> | 22 |
| <i>Figura 22. Diseño de Engranaje de horquilla.</i> | 23 |
| <i>Figura 23. Diseño de Engranaje de motor.</i> | 24 |
| <i>Figura 24. Diseño de Abrazadera.</i> | 25 |
| <i>Figura 25. Acoplamiento de eje.</i> | 26 |
| <i>Figura 26. Motor MAXON EC 45 flat de 50 W.</i> | 27 |
| <i>Figura 27. Reductora plantearía.</i> | 27 |
| <i>Figura 28. Encoder MAXON MILE de 2048 pulsos.</i> | 28 |
| <i>Figura 29. Servocontroladora.</i> | 28 |
| <i>Figura 30. Diseño de Soporte Motor.</i> | 29 |
| <i>Figura 31. Diseño de Soporte.</i> | 30 |

| | |
|---|----|
| <i>Figura 32. Tornillos curvos.</i> | 31 |
| <i>Figura 33. Impresoras 3D disponibles en la Universidad Técnica de Viena.</i> | 32 |
| <i>Figura 34. Testeo de diferentes piezas.</i> | 32 |
| <i>Figura 35. Prototipo fabricado mediante impresión 3D del asistente de dirección.</i> | 33 |
| <i>Figura 36. Piezas engranaje motor y acoplamiento de eje ensambladas.</i> | 33 |
| <i>Figura 37. Microcontroladora Arduino UNO.</i> | 35 |
| <i>Figura 38. Protoboard.</i> | 35 |
| <i>Figura 39. Acelerómetro AXDL345.</i> | 36 |
| <i>Figura 40. De izquierda a derecha: Motor DC y pila de 9V.</i> | 36 |
| <i>Figura 41. Circuito integrado puente H.</i> | 36 |
| <i>Figura 42. Cables puente.</i> | 37 |
| <i>Figura 43. Esquema de conexiones de la simulación con Arduino.</i> | 37 |
| <i>Figura 44. Conexiones reales de la simulación con Arduino.</i> | 38 |
| <i>Figura 45. Código empleado en la simulación de Arduino.</i> | 39 |
| <i>Figura 46. Esquema del sistema a analizar para el cálculo del par motor</i> | 50 |
| <i>Figura 47. Inercias para diferentes geometrías.</i> | 52 |
| <i>Figura 48. Movimiento giratorio del manillar debido a la gravedad.</i> | 52 |
| <i>Figura 49. Esquema del sistema superior para el análisis de los efectos de la gravedad.</i> | 53 |
| <i>Figura 50. Descomposición de la gravedad.</i> | 54 |
| <i>Figura 51. Gráfica Fuerza de la componente gx' vs ángulo θ.</i> | 56 |
| <i>Figura 52. Gráfica sobre la Evolución de las componentes de la gravedad en función del Ángulo de giro del manillar (ϕ).</i> | 56 |
| <i>Figura 53. Representación de los centros de gravedad del sistema superior de la bicicleta.* Simplificación horquilla y potencia a 90 grados (caso real a 90+15).</i> | 58 |
| <i>Figura 54. Representación de los centros de gravedad del sistema inferior de la bicicleta.</i> | 59 |
| <i>Figura 55. Gráfica Resultante de fuerzas vs ángulo de giro del manillar.</i> | 60 |
| <i>Figura 56. Esquema del sistema a calcular para obtener el par motor.</i> | 61 |
| <i>Figura 57. Representación real del esquema de la figura 48.</i> | 62 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla 1. Parámetros de diseño.....</i> | <i>22</i> |
| <i>Tabla 2. Propiedades de los elementos del sistema de transmisión.....</i> | <i>51</i> |
| <i>Tabla 3. Expresiones de las diferentes componentes de la gravedad.....</i> | <i>55</i> |
| <i>Tabla 4. Tabla de pesos y componentes del centro de gravedad de las partes del sistema superior.</i> | <i>57</i> |
| <i>Tabla 5. Centro de gravedad del sistema superior.....</i> | <i>58</i> |
| <i>Tabla 6. Tabla de pesos y componentes del centro de gravedad de las partes del sistema inferior.</i> | <i>59</i> |
| <i>Tabla 7. Centro de gravedad del sistema inferior.</i> | <i>59</i> |

RESUMEN

En el presente trabajo se va a realizar el diseño de un asistente de dirección para bicicleta. El proyecto se basa en una necesidad de aumentar la seguridad en el manejo de la bicicleta debido a su auge como medio de transporte con el consiguiente aumento en el número de accidentes. Se estudiarán una serie de alternativas de asistentes de dirección y finalmente se realizará el diseño de la solución adoptada. En primer lugar, se llevará a cabo un diseño empleando herramientas de CAD para, a continuación, realizar el correspondiente prototipado mediante impresión 3D. Se realizarán los cálculos correspondientes para dimensionar y seleccionar todos los componentes del sistema de dirección asistida propuesto, así como análisis de tensiones y deformaciones de las partes más críticas. Por último, se desarrollará una simulación del sistema de control del modelo y se realizará una evaluación del mismo, así como una propuesta de mejoras y futuros avances de este proyecto.

ABSTRACT

The purpose of the present project is to design a bicycle steer assistant. This project will be based on the necessity of improving bicycle riding safety as its use has been increasing in the last decades and, therefore, the number of accidents while riding it. Several steer assistant alternatives will be studied, and one will be selected for it being designed. A CAD design will be made for its later prototyped with 3D printers. The corresponding calculations and analysis for the dimensioning and selection of the components of the system will be done, as well as stress and deformation studies of the most critical parts of the design. Last, but not least, a simulation of the balancing control of the bicycle will be performed and an evaluation of the whole design with improvements proposals and future work of the project will be shared.

PALABRAS CLAVE

bicileta; asistente de dirección; steer-by-wire; diseño; par; motor

KEYWORDS

bicycle; steer assistant; steer-by-wire; design; torque; motor

1. OBJETIVO

El objetivo del presente proyecto consiste en el diseño de un sistema de conducción asistida para bicicleta, concretamente enfocado en la dirección. Tras una detección en la necesidad de mejorar y ayudar a la seguridad del vehículo, se plantea un modelo de dirección asistida y se realiza un prototipo para futuras pruebas.

El diseño está dentro del interés del departamento de Ubiquitous Computing de la Universidad Técnica de Viena por desarrollar un modelo de bicicleta capaz de ayudar al usuario a evitar posibles caídas.

2. INTRODUCCIÓN

Cada vez es más común escuchar los términos conducción autónoma o conducción asistida cuando se habla de medios de transporte, principalmente coches, pero también con mayor frecuencia en motos, aviones o incluso bicicletas. Por ello, es importante diferenciar ambos conceptos. El primer término, conducción autónoma, hace referencia a la capacidad de un vehículo de imitar las habilidades humanas de manejo y control. De esta forma, el vehículo ya no precisa de un conductor para circular. No obstante, el segundo término, conducción asistida, se refiere a todos los sistemas de ayuda a la conducción. Por ejemplo, en el caso de un coche, este término englobaría al sistema ABS o al control de crucero, medios que ayudan al conductor en el manejo del vehículo pero que no lo hacen prescindible.

La conducción autónoma es un concepto que se ha llevado a la práctica en los últimos años, con especial éxito en los vehículos Tesla que se popularizaron en gran medida por incluir esta función. Sin embargo, la conducción asistida se remonta a mucho antes. En los primeros años de vida de los automóviles a finales del siglo XIX y principios del XX, el conductor debía realizar en el volante toda la fuerza necesaria para mover la dirección del vehículo. Este hecho provocaba que la conducción se sintiese muy pesada y por momentos molesta. No fue hasta la mitad del siglo XX cuando empezó a aparecer la primera dirección asistida, la cual consistía en un sistema hidráulico que ayudaba a vencer las fuerzas en la dirección y, por tanto, resultaba en unos movimientos del volante más suaves. Hoy en día, se ha sustituido el sistema hidráulico por servo motores eléctricos.

Desde la aparición de la dirección asistida se han añadido a los vehículos numerosas ayudas para el conductor, haciendo al concepto de conducción asistida mucho más extenso y complejo. Una de las últimas novedades son los llamados Steer-by-wire. Este concepto consiste en separar el volante de la dirección y hacer todas las conexiones de manera electrónica en vez de mecánica. Estos sistemas están empezando a popularizarse en todo tipo de vehículos. Entre sus principales ventajas se encuentran una gran flexibilidad en el control de la dirección, reducen en algunos casos los costes

y permiten la integración de una gran cantidad de sistemas de seguridad y de asistencia para el conductor, como pueden ser ayudas en la estabilidad o en la frenada [1].

Aunque hasta ahora se ha puesto especial atención en los coches, las ayudas hacia el conductor se han empezado a incluir en todo tipo de vehículos. Este es el caso, por ejemplo, del concepto Riding Assist-e de Honda. Esta moto a través de un sistema Steer-by-wire es capaz de lograr equilibrarse por sí misma y no caerse. Lo consigue, además de por incluir el sistema de dirección electrónica, gracias a cambiar el ángulo de la dirección lo que le otorga una mayor distancia entre los ejes y, por tanto, una mayor estabilidad. Aunque por ahora es solo un prototipo de moto, es posible que dentro de poco se implemente en sus modelos comerciales.

Por último, se tiene a la bicicleta. Con el auge de este medio de transporte se ha empezado a estudiar, al igual que en los anteriores vehículos, la posibilidad de incluir estos sistemas de dirección asistida para hacer el uso de la bicicleta más seguro y accesible. Algunas universidades ya han empezado a realizar sus propios modelos, como es el caso de la universidad de Delft en los Países Bajos. Este presente trabajo tratará sobre la implementación de un asistente en la dirección para bicicleta, añadiendo una nueva aproximación a la conducción asistida para este tipo de vehículos.

3. DETECCIÓN DE NECESIDAD

En las últimas décadas, las ciudades han empezado a evolucionar hacia un futuro más amigable con el medioambiente. Uno de los aspectos en los que las ciudades han puesto mayores esfuerzos es en el incremento del uso de la bicicleta como medio de transporte urbano. Nuevas normas de tráfico, en detrimento de los vehículos contaminantes, o la implementación de un mayor número de carriles bici se encuentran entre las medidas tomadas por numerosas ciudades. Estas medidas están siendo efectivas, lo que está provocando un incremento en la venta de bicicletas en Europa.

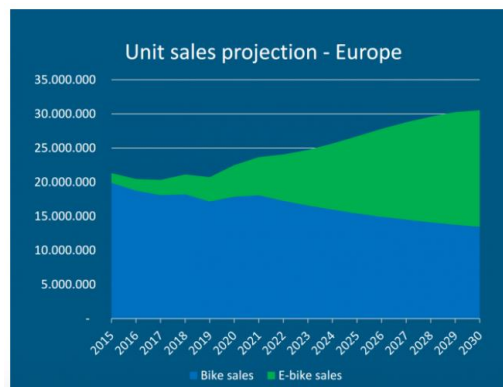


Figura 1. Proyección de venta de bicicletas en Europa (European Cyclist Federation ¹) [2].

¹ La European Cyclist Federation (ECF) es una asociación sin ánimo de lucro dedicada a fomentar el uso de la bicicleta en Europa.

Sin embargo, no todo son buenas noticias. Un incremento en el uso de las bicicletas implica, naturalmente, un incremento proporcional en el número de accidentes y muertes debido al uso de este medio de transporte, tal y como se puede observar en la siguiente figura.

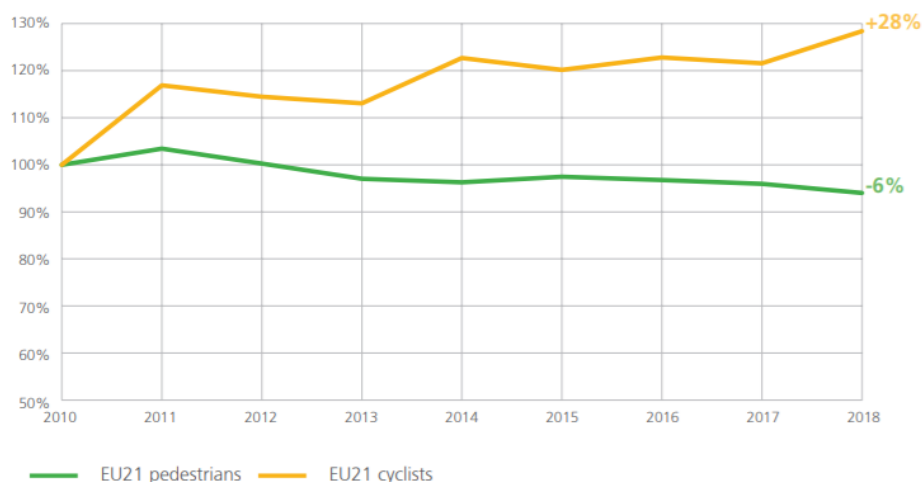


Figura 2. Informe de lesiones graves de peatones (verde) y ciclistas (naranja) en los 21 países UE. Datos provenientes del periodo entre 2010-2018. (European Transport Safety Council²) [3].

Por esta razón, es importante tener en consideración los riesgos al ir en bicicleta y, por tanto, desarrollar medidas para evitarlos o, al menos, reducirlos. Asociaciones como la ya mencionada European Cyclist Federation¹ se han propuesto reducir el número de muertes o lesiones de gravedad en un 50% en los próximos años. Con esto en mente, es interesante vislumbrar las principales causas de estos accidentes para, de esta manera, ser capaces de tomar medidas concretas para evitarlos. Tomando como referencia las estadísticas proporcionadas por la ETSC, la principal cause de muerte al ir en bicicleta es la colisión con coches (53%) seguida por las caídas sin otro vehículo implicado (16%), tal y como se puede ver en la figura 3 que se muestra a continuación.

² European Transport Safety Council (ETSC). Organización sin ánimo de lucro dedicada a la reducción de accidentes en medios de transporte en Europa.

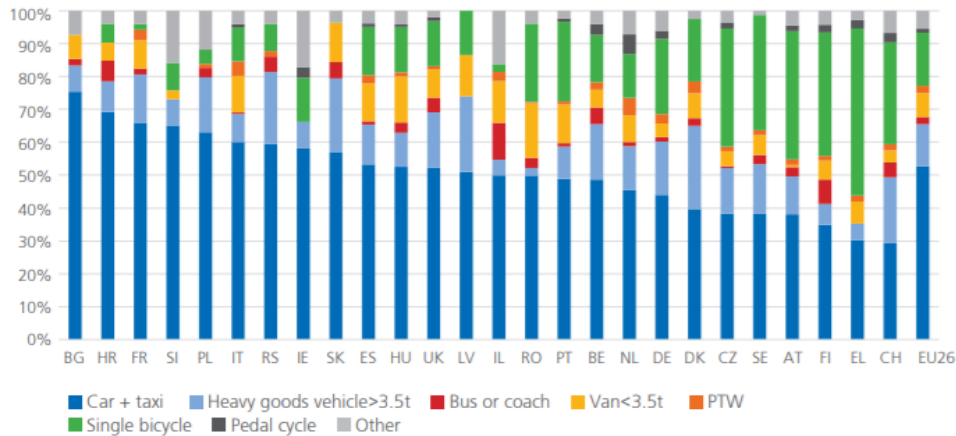


Figura 3. Muertes de ciclistas reportadas por la policía. Periodo de muestra entre los años 2015-2017. (European Transport Safety Council) [3].

Cabe subrayar que el 16% hace referencia a la media europea, siendo mucho mayor el número de este tipo de accidentes en determinados países, como por ejemplo Grecia con un 51%, Austria con el 39% o Finlandia y Suecia con un 38% y 35% respectivamente.

Otro aspecto importante a estudiar es el grupo de edad en el que se produce el mayor número de accidentes. De nuevo, haciendo uso de las estadísticas facilitadas por el ETSC, se puede observar que el grupo con mayor tendencia a sufrir accidentes, yendo en bicicleta, es el que comprende a las personas mayores de 65 años. Este grupo, desgraciadamente, es el que mayor número de muertes tiene al utilizar la bici como medio de transporte, seguido por el grupo que se encuentra entre los 50 y 65 años de edad. Estas estadísticas aparecen reflejadas en la siguiente figura.

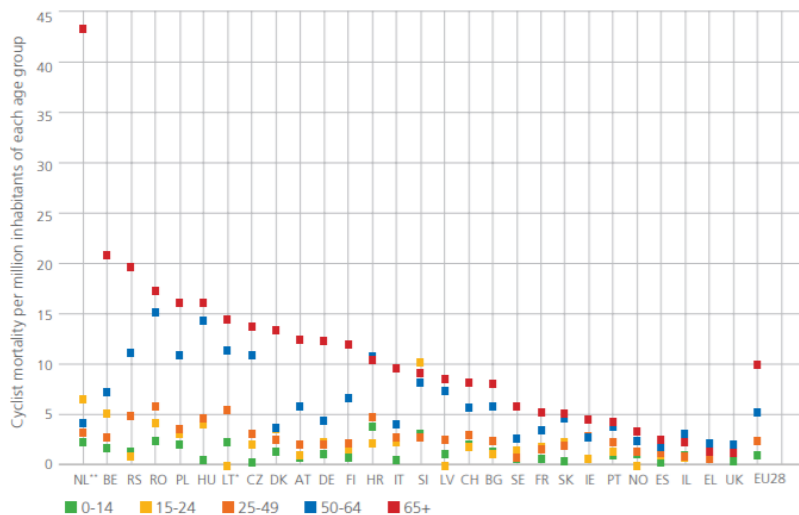


Figura 4. Muertes de ciclistas reportadas por la policía por millón de habitantes según grupo de edad. Datos tomados entre los años 2015-2017. (European Transport Safety Council) [3].

En este caso se aprecia claramente como la tendencia es la misma en la mayoría de los países analizados, siendo en prácticamente todos los casos los grupos de edad anteriormente mencionados los más propensos a sufrir accidentes fatales al emplear la bicicleta.

De este estudio se puede sacar la conclusión de que es necesario tomar medidas para mejorar la seguridad en el uso de la bicicleta, poniendo especial atención en el grupo poblacional más afectado. Como ya se ha mencionado anteriormente, este trabajo pone el foco en el diseño de una dirección asistida. Con ello se pretende ofrecer una solución para reducir el número de accidentes debido a caídas del ciclista en las que no participa ningún otro vehículo. La dirección asistida ayudará a las personas mayores a tener una mejor estabilidad en el manejo y, de esta manera, evitará caídas que puedan surgir por este problema.

4. ANTECEDENTES

Como se ha visto en el apartado anterior, la seguridad en las bicicletas es un aspecto del que cada vez se es más consciente de su importancia y, por consiguiente, más universidades y empresas están poniendo su foco en él. Este es el caso de la Universidad Técnica de Viena (Technische Universität Wien), la cual se ha propuesto investigar en este ámbito y desarrollar un modelo de bicicleta más seguro. De esta manera, el proyecto se ha realizado como parte de un programa ERASMUS en el que la Universidad de Navarra participa en el estudio de la Universidad Técnica de Viena sobre la seguridad de la bicicleta y el desarrollo de dicho modelo.

El objetivo de la Universidad Técnica de Viena es desarrollar un modelo de bicicleta asistida llamada "Eternity Bike". Se pretende conseguir que este modelo cuente con las siguientes características:

- **Función de auto estabilidad.** Se pretende que la bicicleta pueda mantener el equilibrio por sí misma para evitar accidentes por caídas provocadas por un mal control de la bicicleta por parte del usuario.
- **Cooperación máquina-humano.** Para alcanzar el equilibrio de la bicicleta debe haber una cooperación entre la propia bicicleta y el usuario, ya que el ciclista interviene en el equilibrio.
- **Sistemas de transporte inteligentes y cooperativos (C-ITS).** Se quiere añadir comunicación entre la bicicleta y otros dispositivos como pueden ser teléfonos inteligentes (smartphones) u otros vehículos que cuenten con estos sistemas. De esta manera se pretende mejorar la seguridad vial al tener en cuenta el tráfico de otros vehículos.

El proyecto está liderado por Florian Michahelles y Phillip Wintersberg. Además, cuentan a su vez con la colaboración de David Suppan y Andreas Schwiedler, todos integrantes de la Universidad Técnica de Viena y pertenecientes al departamento de *Ubiquitous Computing*. Hasta la fecha han realizado ciertos avances, los cuales se explican a continuación:

- **Agente de aprendizaje por refuerzo (Reinforcement learning agent)**

Se ha desarrollado una simulación de bicicleta en Unity 3D. Para ello se ha empleado el modelo “Wheel Controller 3D” que cuenta con un comportamiento físico muy realista al incluir las fuerzas de rozamiento y amortiguación, así como las masas de todos los elementos de una bicicleta. Mediante esta simulación se ha testeado una función de balanceo de la bicicleta, desarrollada por la propia universidad, mediante *machine learning*. Dicha función cuenta con los siguientes parámetros: velocidad lineal, ángulo de inclinación, velocidad angular de la inclinación, ángulo de giro en la dirección, posición del centro de masas. A través de estos grados de libertad la función devuelve un único valor, el cual corresponde con el ángulo de giro necesario del manillar para volver a equilibrar la bicicleta.



Figura 5. Simulación de una bicicleta en Unity 3D realizada por la Universidad Técnica de Viena [4].

- **Simulación de una bicicleta en realidad virtual (VR simulation)**

Para implementar la simulación se ha hecho uso de una bicicleta estándar a la que se le ha añadido un entrenador inteligente modelo Garmin Tacx Flux 2, el cual se acopla donde iría la rueda trasera de la bicicleta y permite a través de Bluetooth y un soporte FTMS (Fitness Machine Service Protocol) controlar la velocidad e implementar resistencias que simulen las fuerzas que aparecen en las subidas y bajadas. Para simular el balanceo se le ha añadido a la bicicleta una plataforma modelo Next Level Racing Motion Platform V3 la cual es capaz de inclinar la bicicleta y simular dicha inclinación en las curvas. Al modelo se le han incluido sensores como acelerómetros, potenciómetros o galgas extensiométricas para medir el grado de inclinación, el ángulo de giro del manillar y la presión de los frenos respectivamente.

Mediante el uso de gafas de realidad virtual y un escenario diseñado en Unity se pretende crear un entorno realista de conducción de una bicicleta que permita obtener información fiable sobre la interacción humano-bicicleta.



Figura 6. Simulación de la bicicleta en realidad virtual implementada por la Universidad Técnica de Viena.

Actualmente se encuentran estudiando la correcta simulación de la fuerza centrífuga en el modelo. Al estar la bicicleta parada dicha fuerza no aparece de manera real. Por tanto, no es posible inclinar la bicicleta, al simular una curva, los mismos grados que se inclinaría en la realidad. Para ello, se está investigando el grado de inclinación necesario de la bicicleta para poder llegar a simular dicha fuerza de la manera más real posible.

Siguiendo las líneas de investigación de la Universidad Técnica de Viena, este proyecto se centra en el diseño de un prototipo real de bicicleta asistida. Una vez diseñado, se desea implementar la función de balanceo para testarla en un entorno real y, con ello, dar un paso más hacia el modelo final de bicicleta asistida "Eternity Bike".

5. ESTADO DEL ARTE

A la fecha de este proyecto, se han realizado algunas propuestas relacionadas con la mejora de la seguridad en las bicicletas y, en concreto, relacionadas con la ayuda en la dirección y la estabilidad. En este apartado, se repasarán algunos de estos proyectos, ya que el trabajo se centra en estas ideas.

- **Steer-by-wire**

El concepto de steer-by-wire implica separar la conexión mecánica entre el manillar y la rueda y sustituir dicha conexión por motores que la repliquen. En este concepto se tienen tres grados de libertad: ángulo de balanceo del marco (roll), ángulo de giro de la horquilla y la rueda y el ángulo de giro del manillar. En este escenario todas las mecánicas de la dirección las llevan a cabo actuadores o servo motores. El motor colocado en la horquilla imita los movimientos producidos en el manillar por el conductor y se llega a tener un gran control sobre la dinámica del vehículo. Numerosos diseños de steer-by-wire se basan en el modelo Whipple/Carvallo que se puede ver en la siguiente figura.

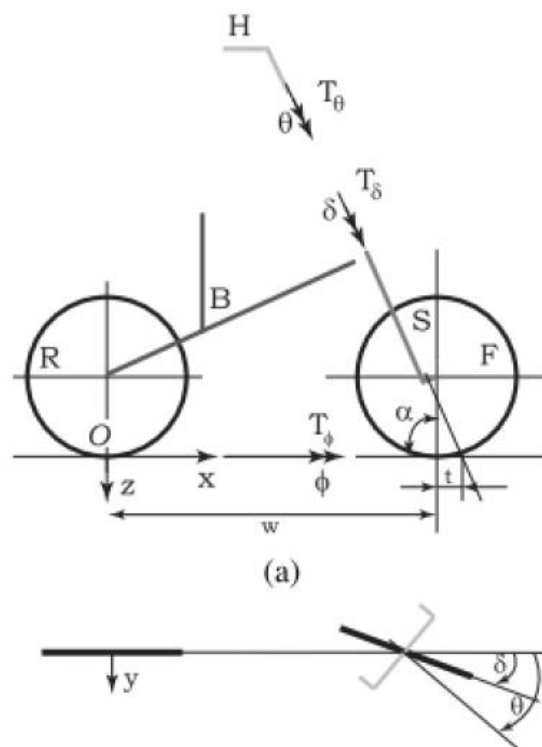


Figura 7. Concepto de steer-by-wire basado en el modelo Whipple/Carvallo.

El sistema steer-by-wire otorga gran libertad en el control de la bicicleta ya que, en el funcionamiento normal, el actuador de la horquilla imita el movimiento del manillar, pero en situaciones peligrosas este actuador puede mover la dirección según sea conveniente para evitar un posible riesgo de caída, sin que se tengan en cuenta los movimientos realizados por el ciclista. A su vez, esta desconexión entre el manillar y la rueda puede ser muy beneficiosa, por ejemplo, en casos de personas con párkinson severo, debido a que se podría despreciar el movimiento involuntario del ciclista a la hora de estabilizar la bicicleta.

Algunas universidades ya han realizado modelos reales basados en este concepto, como los que se muestran en las imágenes a continuación. Estos modelos han sido diseñados por la Delft University, la cual lleva trabajando en estos diseños desde las últimas dos décadas. Ambas

propuestas siguen el mismo concepto, pero la solución mecánica se ha alcanzado de formas diferentes.



Figura 8. Modelo 2018 steer-by-wire llevado a cabo por la universidad de Delft [5].

El modelo de 2018 se basa en gran medida en el planteamiento de Whipple/Carvallo. De esta manera, cuenta con dos motores en la parte delantera, uno para controlar el ángulo de giro del manillar y otro para controlar el giro de la horquilla y la rueda delantera. Como lo que se quiere simular es una dirección convencional, es decir, una conexión directa entre manillar y horquilla, se debe minimizar la diferencia de ambos ángulos de giro. Para ello, los diseñadores han dispuesto un sistema de control digital con dos controladores PD para generar dos pares de acción-reacción. De esta manera, si uno gira, el otro girará acorde para minimizar la diferencia de ángulo entre ambos. Este planteamiento se muestra en la figura 9:

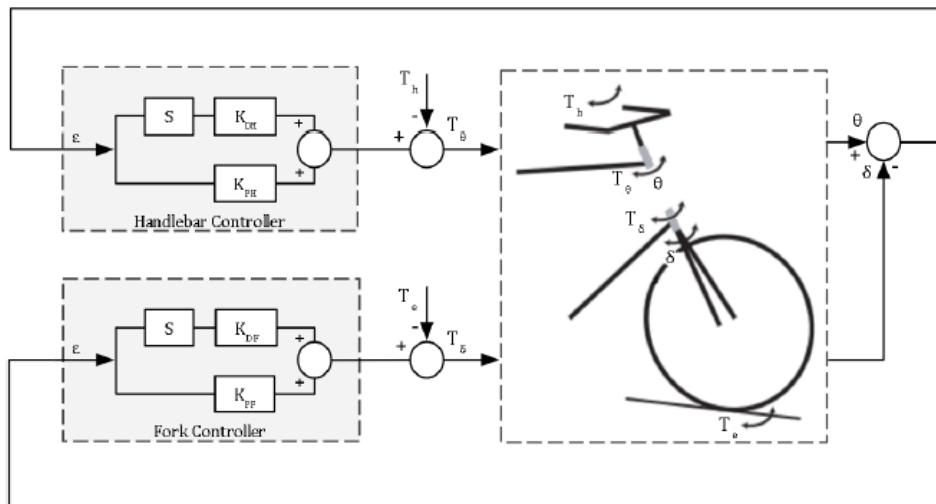


Figura 9. Sistema de control PD para un modelo steer-by-wire. Diseñado por la universidad de Delft [5].

En cuanto al sistema mecánico del modelo, se emplean dos motores DC junto con dos sistemas de engranajes planetarios para conseguir una reducción que ayude a necesitar menos par en el motor. Para controlar las posiciones de los motores emplean sendos encoders.

El segundo modelo publicado unos años antes, en 2013, sigue el mismo esquema, pero la solución alcanzada se puede ver que es más refinada otorgándole un aspecto visual más estético. El concepto sigue siendo el mismo, con dos actuadores para controlar los ángulos del manillar y la horquilla, encoders para controlar la posición de los motores y sensores y controladores digitales PD para el sistema de control.

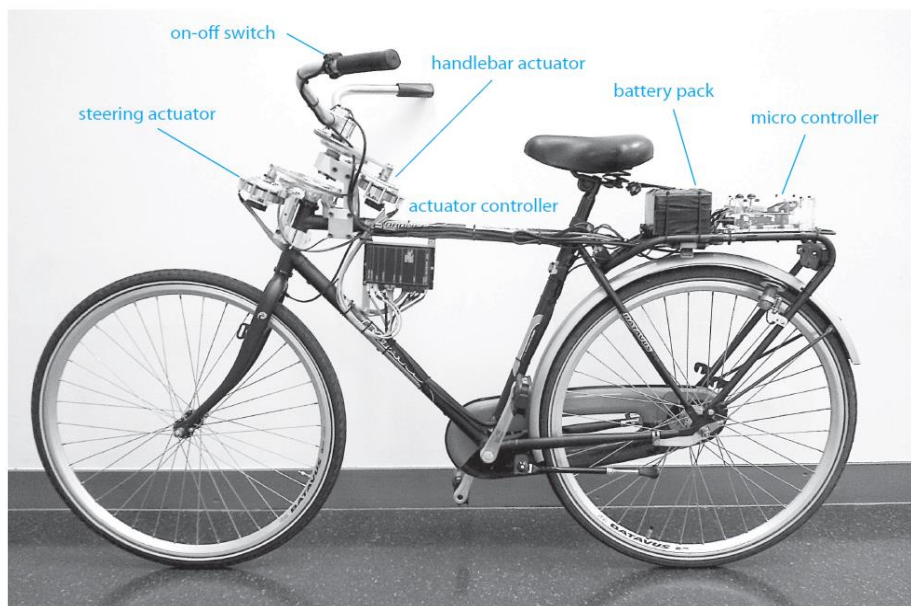


Figura 10. Modelo 2013 steer-by-wire llevado a cabo por la universidad de Delft [6].

No obstante, aunque la solución mecánica es muy similar, existe una diferencia en el sistema de control. El modelo de 2013 incluye un control para el sistema de estabilización lateral en bajas velocidades. En el estudio realizado para este modelo, los ingenieros vieron la necesidad de incluir este sistema de control ya que a bajas velocidades el control de la estabilidad era más complicado. En la siguiente imagen, figura 11, se puede ver el sistema de control alcanzado:

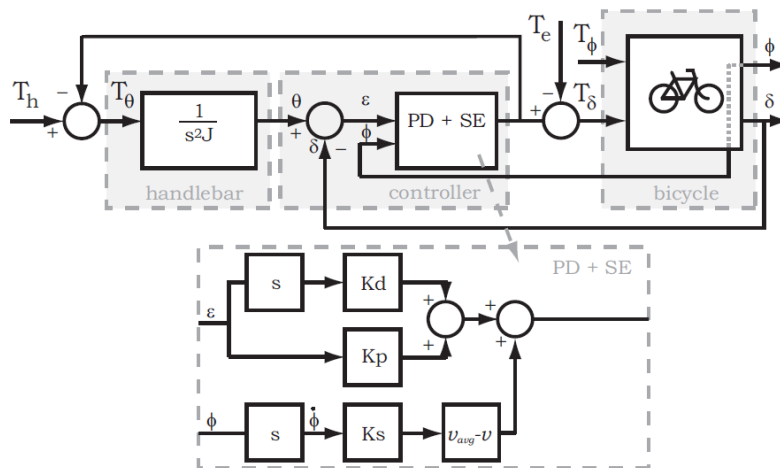


Figura 11. Sistema de control implementado en el modelo 2013 de steer-by-wire llevado a cabo por la universidad de Delft [6].

Como se puede observar, el sistema de control incluye el controlador PD, visto anteriormente para el giro del manillar y la horquilla, y el controlador para bajas velocidades nombrado como SE.

En ambos modelos se realizaron pruebas con usuarios reales y se concluyó que los resultados fueros satisfactorios. En los dos casos los conductores indicaron que la sensación era muy parecida a la que se tenía en los modelos tradicionales con conexiones directas en la dirección y, además, señalaron que se podía apreciar una ayuda en la estabilidad de la bicicleta, haciendo la conducción más fácil a bajas velocidades.

- **Estabilización mediante giroscopio**

Otras aproximaciones para conseguir ayudas en la estabilidad de la bicicleta se basan en el concepto del giroscopio. Este fenómeno aparece cuando se tiene un cuerpo con simetría de rotación girando sobre un eje. Al cambiar la orientación del eje de giro, aparece un momento angular con eje perpendicular tanto al eje inicial de rotación como al eje de las fuerzas que han provocado el cambio de orientación del eje de giro inicial. Este fenómeno se emplea para la estabilidad de las motocicletas o, por ejemplo, para la orientación de satélites artificiales. Una gran ventaja de estos modelos son su gran eficiencia energética y su capacidad de generar grandes pares de fuerza. Sin embargo, cuenta con importantes desventajas como la complejidad de los diseños mecánicos y la dificultad en el control de los sistemas, lo que ha provocado que únicamente se usen en situaciones muy concretas.

No obstante, algunas universidades han realizado modelos de bicicletas “autoestables” basados en el concepto del giroscopio. Este es el caso de la National University of Singapur. Para conseguir la estabilización de la bicicleta han colocado un disco encima del marco para poder controlar el efecto giroscópico que se produce al cambiar el eje de rotación y utilizarlo para compensar el desequilibrio de la misma. En la figura 12 se puede ver un croquis del modelo realizado por esta universidad.

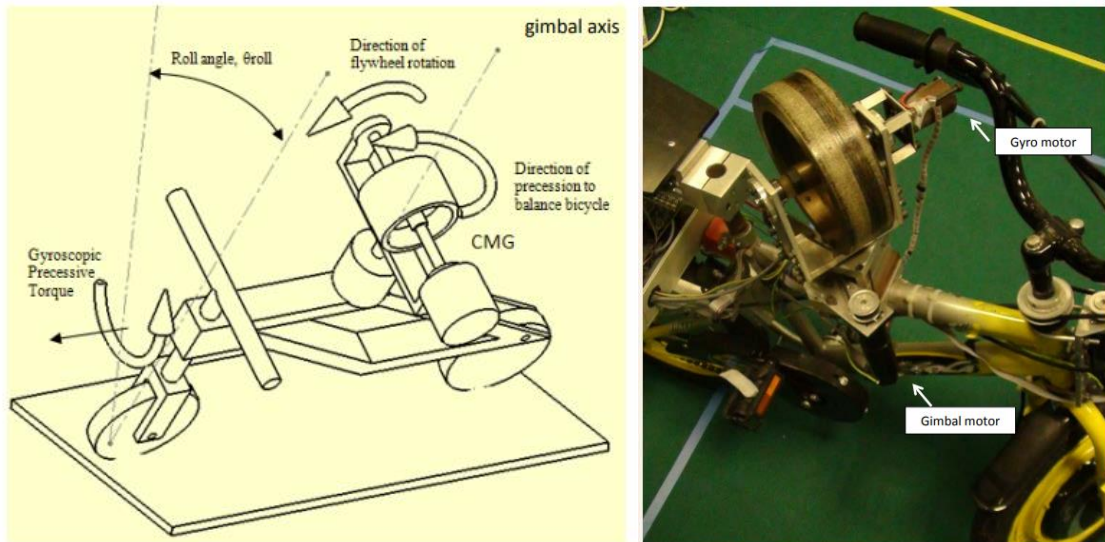


Figura 12. Modelo de bicicleta empleando el efecto giroscópico. Realizado por la Universidad Nacional de Singapur [7].

El concepto se basa en tener un disco girando a 4480 rpm. Cuando se detecta una variación en el ángulo de balanceo (roll) se activa un motor que hace girar al disco en el eje de guiñada (yaw). Esto provoca la aparición del efecto giroscópico en un eje perpendicular tanto al del eje de giro del disco, eje de cabeceo (pitch), como al de guiñada. Este eje es el óptimo para contrarrestar el balanceo de la bicicleta ya que es el mismo eje que el de balanceo (roll).

La universidad ha logrado llevar a cabo el proyecto consiguiendo una bici que se estabiliza por sí sola mediante el efecto giroscópico. No obstante, además de la complejidad de estos mecanismos, el concepto tiene una gran desventaja a la hora de implementar el sistema con un conductor, ya que el mecanismo giroscópico es muy voluminoso y dificultaría la interacción y comodidad del usuario en la bicicleta.

- **Dirección Asistida**

Como ya se ha comentado anteriormente, el concepto de dirección asistida engloba todo accesorio que ayude al usuario en el control de la dirección del vehículo. En este apartado se repasarán algunos modelos centrados directamente en el control de la dirección, pero, que a

diferencia de los sistemas steer-by-wire, conservan la conexión mecánica entre todos los elementos de la dirección de la bicicleta. En estos modelos, la idea es controlar el giro del manillar y, por tanto, de la rueda delantera, mediante actuadores. De esta manera, la estabilidad se alcanza controlando el giro de la bicicleta. Varias universidades han llevado con éxito modelos en este contexto, y con soluciones muy diferentes.

Por ejemplo, la Universidad de Michigan-Dearborn ha diseñado un modelo de bicicleta capaz de mantener el equilibrio por sí misma basada en un actuador lineal que controla la dirección. El modelo se puede ver en la figura 13:



Figura 13. Croquis y modelo real de bicicleta autoestable mediante actuador lineal. Diseñada por la Universidad de Michigan-Dearborn [8].

Tal y como se puede apreciar, la bicicleta cuenta con un gran actuador lineal. Este actuador al desplazarse produce un par en el manillar con el que se consigue mover la dirección. Mediante un sistema de control PID y un acelerómetro se consigue un sistema capaz de interpretar el ángulo de balanceo que sufre la bicicleta para producir el correspondiente movimiento del actuador lineal que sea capaz de contrarrestar dicho balanceo.

Una de las ventajas de estos sistemas es que se puede conseguir un gran par en la dirección al poder aplicar la fuerza en los extremos del manillar. No obstante, entre las principales desventajas de este modelo se encuentra la velocidad de los actuadores lineales, los cuales son bastante más lentos que los motores rotatorios por lo que, si se requieren cambios rápidos de dirección, es posible que su velocidad de actuación sea insuficiente. A su vez, son sistemas bastante intrusivos para el ciclista, tal y como puede verse en la figura 13. Por tanto, en una posible interacción del usuario, es probable que sea un sistema menos confortable que otras alternativas.

Otro modelo de dirección asistida es el llevado a cabo por la Arizona State University. Este diseño es parecido a los vistos para los sistemas steer-by-wire, ya que es emplear únicamente un actuador en vez de los dos que emplean estos sistemas. La idea es colocar un motor en la horquilla y que

éste, mediante un sistema de engranajes, sea capaz de girar la horquilla y, por tanto, toda la dirección de la bicicleta. El modelo llevado a cabo por esta universidad puede verse en la figura 14, que se muestra a continuación:



Figura 14. Modelo de dirección asistida para bicicleta llevado a cabo por la Arizona State University [9].

Este planteamiento, comparado con el modelo anterior mediante actuador lineal, presenta una serie de ventajas y desventajas. En sus puntos fuertes se pueden encontrar una gran robustez del diseño, menor intrusión en la bicicleta y confort para el ciclista, así como velocidades de actuación del motor muy rápidas. Sin embargo, presenta algún inconveniente, como la complejidad del diseño y la necesidad de tener que hacer pares de fuerza grandes, ya que la fuerza se aplica directamente en el eje de la horquilla. Para evitar tener que emplear motores de grandes pares de fuerza, con el consiguiente aumento de tamaño, consumo y precio, se emplean reductoras planetarias. Esto puede hacer que el diseño global del mecanismo sea más caro que el que se plantea mediante el actuador lineal.

6. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA

En este apartado se explicará el diseño realizado para la dirección asistida de una bicicleta. También, se analizarán algunos de los requisitos más importantes que debe tener el diseño, además de valorar diferentes alternativas. Por último, se explicará en detalle el funcionamiento del mecanismo, así como el diseño y elección de cada uno de los componentes que lo forman.

Este diseño busca ser una primera toma de contacto en el control de dirección de una bicicleta para desarrollar en un futuro un sistema steer-by-wire. Se desea poder realizar un prototipo en el propio departamento de Ubiquitous Computing de la Universidad Técnica de Viena, por lo que el diseño estará limitado al equipamiento disponible en dicho departamento.

6.1. Requisitos del diseño

Como ya se sabe, el objetivo es conseguir un mecanismo capaz de mover la dirección de la bicicleta y, de esta manera, ser capaz de controlar el giro y la estabilidad de la misma. Existen múltiples soluciones posibles y es por ello por lo que se han establecido ciertos requisitos que se deben cumplir para acotar la idea del diseño. Estos requisitos son:

- Evitar un peso excesivo. Se quiere conseguir un sistema que no perjudique en la conducción del usuario, por lo que será importante mantener la ligereza de la bicicleta y no hacerla pesada. Se fija un peso máximo de 5 kg.
- Facilidad de montaje y desmontaje. Es importante conseguir un diseño fácil de montar, ya que los medios disponibles en el departamento son limitados.
- Diseño no intrusivo. No se quiere tener un mecanismo grande que provoque dificultades en la conducción o que incomode al usuario.
- Económico. Como se trata de un diseño preliminar, se quiere evitar un coste económico desmesurado. Se fija el presupuesto en 1500€.
- Actuación rápida del mecanismo. Se prevé la necesidad de que el sistema deba ser capaz de mover la dirección de manera rápida. Se realizarán cálculos más adelante para cuantificar esta velocidad.

A medida que se desarrolle el diseño, aparecerán requisitos intrínsecos del propio diseño que se detallarán en apartados posteriores.

Una vez analizados los requisitos preliminares se proponen varias alternativas.

6.2. Análisis de posibles soluciones

A continuación, se exponen tres posibles alternativas para un mecanismo de asistencia de dirección. Se explicará cada una de ellas y finalmente, teniendo en cuenta los requisitos de diseño, se seleccionará una para su desarrollo y prototipado.

- **Alternativa 1:** Actuador lineal

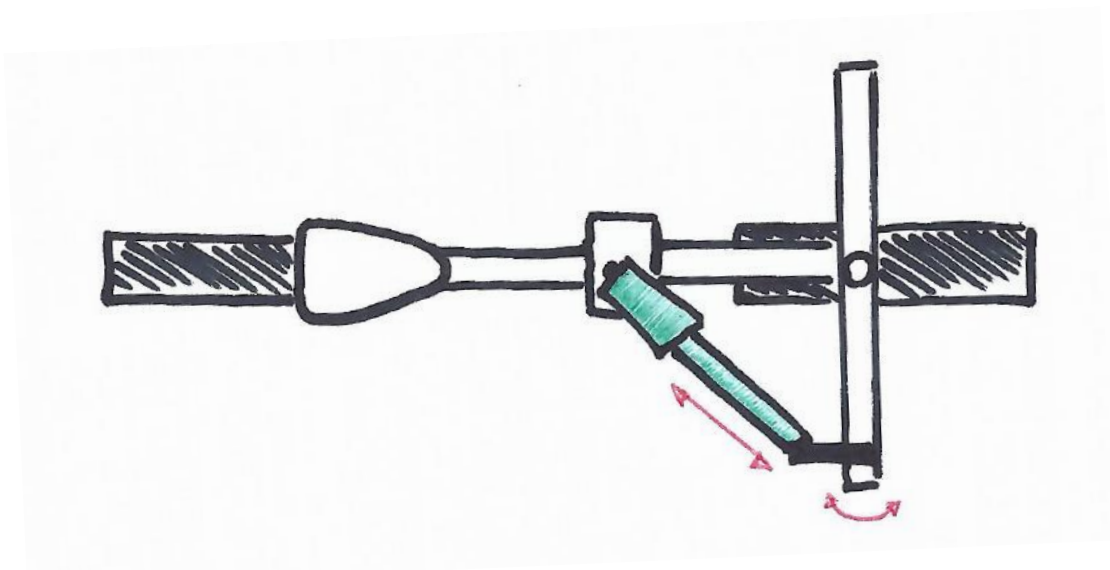


Figura 15. Croquis de la alternativa 1: Actuador lineal.

El mecanismo se basa en el uso de un actuador lineal anclado al marco de la bicicleta y enganchado a su vez al manillar de la misma. Cuando el actuador se estira el manillar tenderá a girar con lo que se consigue el control de la dirección. El actuador deberá contar con la fuerza y carrera necesarias para el correcto funcionamiento del sistema.

Una de las principales ventajas de este planteamiento es que, al aplicar la fuerza en el extremo del manillar, se necesitará menos fuerza en el actuador para poder realizar el par necesario para mover la dirección. Sin embargo, esta propuesta cuenta con una serie de desventajas. Por un lado, el actuador deberá ser de gran tamaño ya que la carrera necesaria será alta. Los actuadores de gran tamaño suelen ser pesados, en rangos de 4 a 10 kg, por lo que entrarían en conflicto con el requisito de no añadir un peso excesivo a la bicicleta. Para disminuir la carrera se puede colocar el actuador más cerca del manillar, pero de esta manera el ángulo entre el manillar y la fuerza aplicada por el actuador se reduce considerablemente, lo que perjudica al desempeño del actuador, y se pueden alcanzar puntos de singularidad en los que el actuador no puede girar el manillar. Otro inconveniente es que la velocidad de los actuadores lineales es baja, con máximos entorno a los 250 mm/s. Esta velocidad puede no ser suficiente para el desempeño que se espera del asistente

de dirección. Por último, al estar colocado en el marco de la bicicleta, entre el sillín y el manillar, puede ser incómodo para el usuario.

- **Alternativa 2:** Mecanismo de manivela

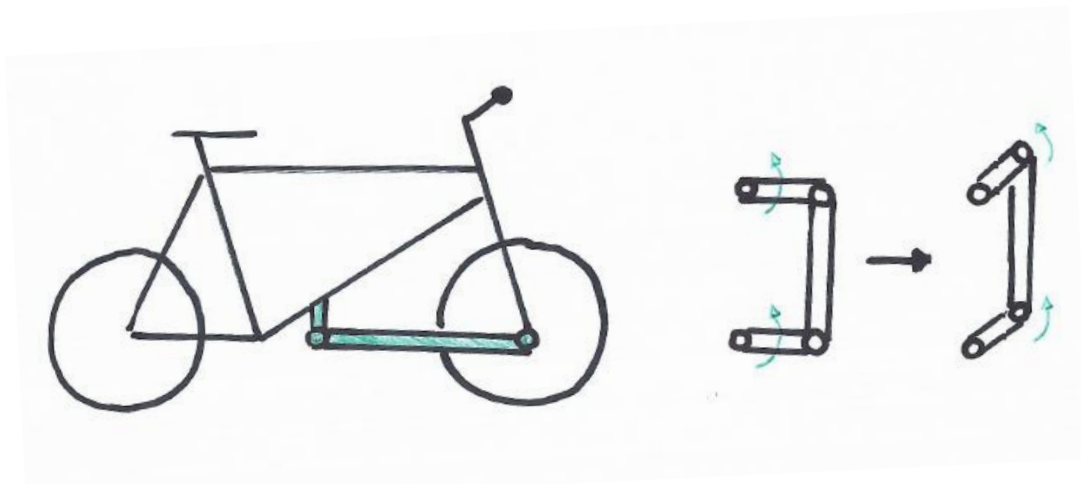


Figura 16. Croquis de la alternativa 2: Mecanismo de manivela.

Esta alternativa consiste en un concepto empleado en modelos de bicicleta para dos personas. Estos modelos cuentan con un mecanismo capaz de transmitir el movimiento de la dirección del manillar trasero a la rueda delantera, sin que ambas partes estén conectadas a través de la horquilla como en una bicicleta convencional. Este sistema puede verse en la figura 17:



Figura 17. Mecanismo de dirección para bicicleta de dos personas.

Cuando gira el manillar, la pequeña manivela que se encuentra debajo de la horquilla trasera mueve la barra o eslabón hacia adelante. Como dicha barra se encuentra anclada a la rueda

delantera, tal y como se ve en la imagen anterior (figura 17), ese movimiento hacia adelante provoca el giro en la dirección.

La alternativa planteada se basa en este mismo concepto. Sin embargo, en vez de mover la manivela a través de un segundo manillar como en el caso de la bicicleta para dos personas, se movería mediante un motor.

Este planteamiento cuenta con la ventaja de que, al aplicarse la fuerza a una distancia del eje de giro de la dirección, cuanto mayor sea esa distancia menor deberá ser la fuerza ejercida por el motor para mover la rueda delantera. Sin embargo, cuanto mayor sea la distancia desde la que se aplica la fuerza, más larga deberá ser la manivela y más delicado e intrusivo será el mecanismo. Como desventaja más importante se tiene el hecho de que el giro capaz de realizar el asistente estará limitado. Al girar la manivela la barra se acerca hacia el marco, llegando un momento en el que entran en contacto y, por tanto, se impide más giro en la dirección.

- **Alternativa 3:** Engranajes



Figura 18. Croquis de la alternativa 3: Engranajes.

La tercera alternativa que se plantea se basa, en parte, en el modelo empleado por la Arizona State University que se puede ver en el apartado de estado del arte. El planteamiento consiste en colocar un engranaje conectado a la horquilla que a su vez está engranado con otro que se conecta a un motor. El motor se fija al marco para que este absorba la reacción que produce el motor al rotar. Cuando el motor rota mueve el engranaje que tiene conectado, el cual mueve a su vez el engranaje anclado a la horquilla, lo que hace rotar la dirección de la bicicleta.

Las principales ventajas de esta propuesta se encuentran en la robustez del mecanismo, las altas velocidades de giro que se pueden alcanzar y la fiabilidad del planteamiento ya que se ha usado en otros proyectos con bastante éxito. La principal desventaja radica en que, al aplicar la fuerza muy próxima al eje de rotación de la horquilla, el par que tendrá que realizar el motor será grande. Para reducir el par motor necesario se deberá emplear reductoras planetarias, lo que puede provocar un incremento del coste del diseño.

6.3. Solución adoptada

Tras analizar las posibles alternativas en cuanto al diseño de una dirección asistida para bicicleta, se concluye que la mejor solución es la alternativa 3: Engranajes.

Las razones que llevan a esta conclusión son varias. En primer lugar, ha sido demostrado en otros proyectos que este planteamiento es factible y se alcanza un grado de control de la dirección satisfactorio, con gran precisión y velocidades en el giro. Además, este planteamiento se acerca al usado en los sistemas Steer-by-wire. Como en un futuro se prevé realizar un sistema de este tipo, esta alternativa es un buen comienzo en esa dirección. En segundo lugar, el mecanismo cuenta con gran robustez, sin elementos alargados y delgados, lo que le otorga más fiabilidad y durabilidad que otras alternativas. En tercer lugar, es un mecanismo que se puede colocar íntegramente en la parte frontal de la bicicleta, ocupando poco espacio y en una parte en la que al usuario no le perjudica en su confort. Por último, al emplear una reductora planetaria, aunque supondrá un mayor gasto, se reduce el tamaño del motor a emplear lo que supondrá menos peso que otras soluciones.

6.4. Diseño de la solución adoptada

En este apartado se procede a explicar el diseño y funcionamiento de la solución adoptada, así como de los componentes que la forman.

6.4.1. Conjunto mecánico y funcionamiento

A continuación, se procede a mostrar el diseño mecánico de la solución.

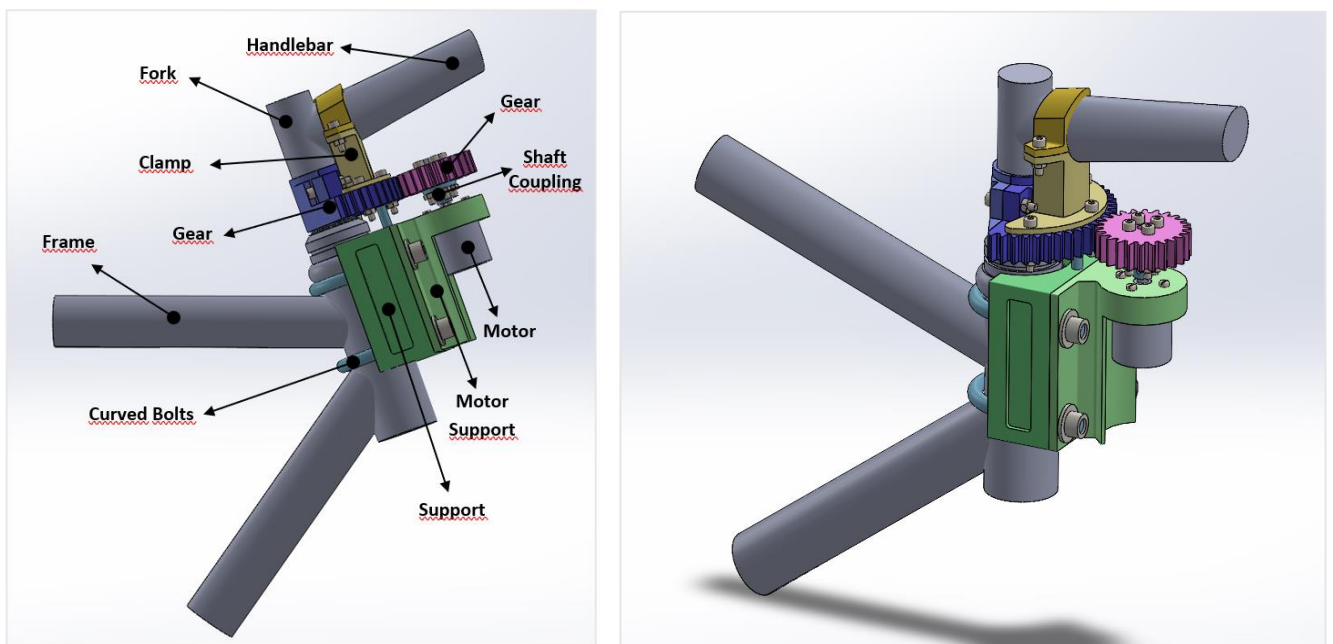


Figura 19. Diseño del mecanismo de asistente de dirección.

El diseño consta de 8 elementos principales, de los cuales 5 son piezas bajo plano y 3 son elementos comerciales. Los elementos que forman el conjunto son los siguientes:

- **Gear/Engranaje de horquilla:** engranaje que sirve para transmitir el par del motor a la horquilla y de esta manera provocar el giro de la dirección. La pieza se divide en dos partes, una frontal y otra trasera. (En el conjunto en color azul)
- **Gear/Engranaje de motor:** engranaje conectado al motor que transmite el par motor al engranaje de horquilla. (En el conjunto en color rosa)
- **Clamp/Abrazadera:** pieza que sirve para evitar el deslizamiento del engranaje de la horquilla sobre su mismo eje y que no produzca par en la horquilla y, por tanto, no mueva la dirección. La pieza se divide en dos partes, una superior y otra inferior. (En el conjunto en color amarillo)
- **Shaft Coupling/Acoplamiento de eje:** pieza que se emplea para unir el engranaje de motor al eje del motor.
- **Motor/Motor:** En la figura representa el conjunto formado por el motor, la reductora planetaria y el encoder.
- **Motor Support/Soporte Motor:** pieza utilizada para alojar el motor, el encoder y la reductora planetaria que forman el conjunto motor.
- **Support/Soporte:** pieza que sirve para sujetar al marco de la bicicleta al soporte del motor y el conjunto motor.
- **Curved Bolts/Tornillos Curvos:** Tornillos curvados con el diámetro justo para anclar el soporte al marco de la bicicleta.

Además de los componentes mencionados en la lista, se han usado tornillos, tuercas y arandelas para sujetar y unir todos los elementos del conjunto.

El funcionamiento del mecanismo consiste en una transmisión de potencias entre el engranaje de la horquilla y el engranaje del motor. Por un lado, se tiene al motor anclado al marco de la bicicleta a través de los elementos de soporte. Esto evita que las reacciones que produce el motor al rotar provoquen un desplazamiento del propio motor. De esta manera, todo el par se transfiere al siguiente engranaje. El engranaje de la horquilla recibe el par y, al estar sujeto a la horquilla a través de la abrazadera, todo el par se transfiere de igual forma a la propia horquilla moviéndose así la rueda delantera. Ambos engranajes tienen mismo módulo para que se produzca el correcto engrane entre ambos, sin embargo, el engranaje del motor tiene un diámetro primitivo menor al de la horquilla. De esta forma se produce una reducción de par entre ambos engranajes, lo que beneficiará al motor. En este caso se emplea una reducción de 2:1 entre los engranajes. Esto se traduce en que el engranaje de la horquilla realizará dos veces más par que el realizado por el engranaje del motor.

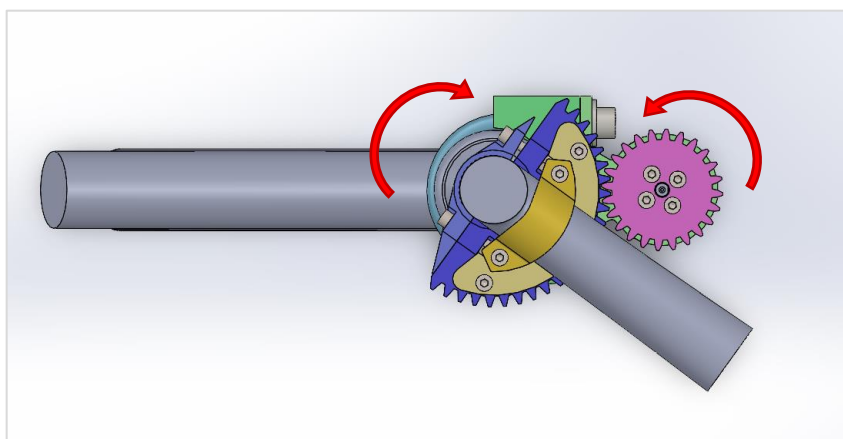


Figura 20. Movimiento del mecanismo en funcionamiento.

Al funcionamiento normal, se le ha añadido un sistema de seguridad para que no pueda girar más de 90° hacia ambos sentidos ya que en ese caso se perdería el engrane entre los engranajes. Se ha colocado en la parte inferior del engranaje de horquilla una ranura de paso circular que acota el movimiento de una varilla colocada en la pieza de soporte. Cuando el engranaje gira 90° , la varilla colisiona con el límite de la ranura lo que impide que pueda seguir girando el mecanismo y se desengranen los engranajes.

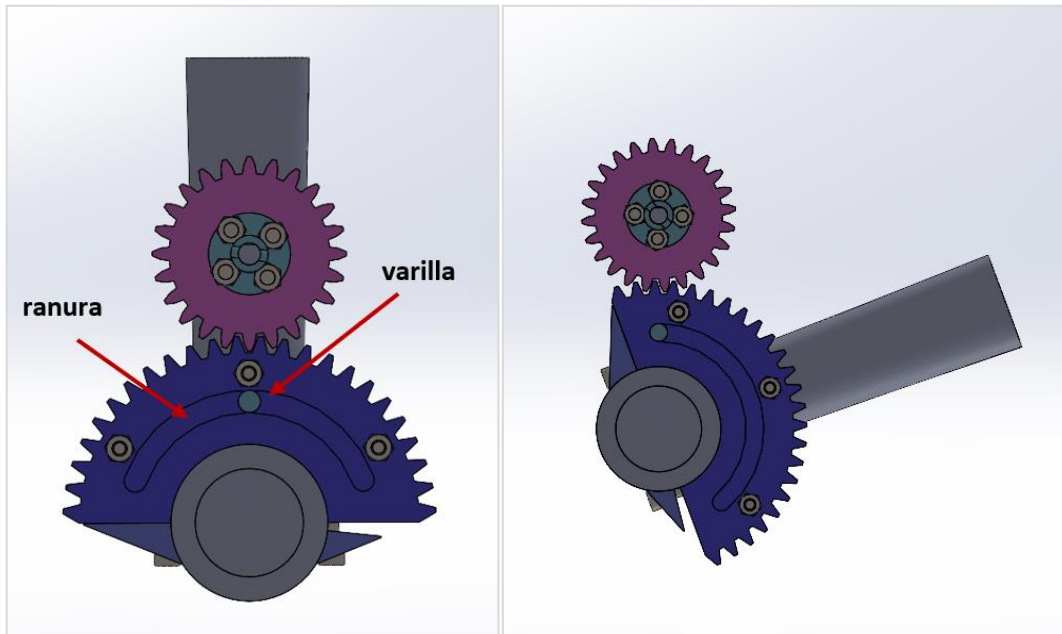


Figura 21. Funcionamiento del sistema de seguridad del mecanismo.

Aunque pueda verse como una limitación del giro del manillar y por tanto de la dirección, mientras se conduce la bicicleta, no se van a realizar nunca giros bruscos de más de 90° ya que provocarían la caída del ciclista.

Se puede encontrar un plano del conjunto mecánico en los anexos.

6.4.2. Diseño y elección de los componentes

En primer lugar, se deben presentar los parámetros que restringen el diseño y selección de los componentes. Estos parámetros son los siguientes: aceleración angular del motor, par motor necesario y coeficiente de reducción. Los valores de estos parámetros se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 1. Parámetros de diseño.

| | |
|-------------------------|--------------------------|
| Aceleración del motor | 7.854 rad/s ² |
| Coficiente de reducción | 18 |
| Par motor necesario | 0.062 Nm |
| Par motor sin reducción | 2.1 Nm |

La aceleración del motor se fija en 7.854 rad/s² para poder alcanzar giros rápidos de la dirección que ayuden en casos de emergencia donde se requiere una actuación rápida. Con esta aceleración

y teniendo en cuenta las inercias de los elementos que conforman la dirección, así como las cargas externas existentes que se deben vencer, se establece que el par necesario que debe ejercer el motor es de 0.062 Nm. Para obtener este par, también se ha contemplado una reducción de coeficiente igual a 18. Esta reducción ayuda a que el par realizado por el motor pueda ser bajo sin provocar que el sistema pase a ser irreversible.

Los planteamientos y operaciones realizadas para obtener estos parámetros se recogen en el apartado de los anexos correspondiente a los cálculos.

A continuación, se procede a explicar cada uno de los componentes que conforman el conjunto, las decisiones tomadas para su elección y diseño, y los requisitos que deben cumplir para asegurar el correcto funcionamiento del mecanismo.

- **Engranaje de horquilla**

Como ya se ha comentado el engranaje de horquilla es, tal y como su nombre indica, el que va colocado sobre la horquilla y transmite el par a la dirección para rotar la rueda delantera.

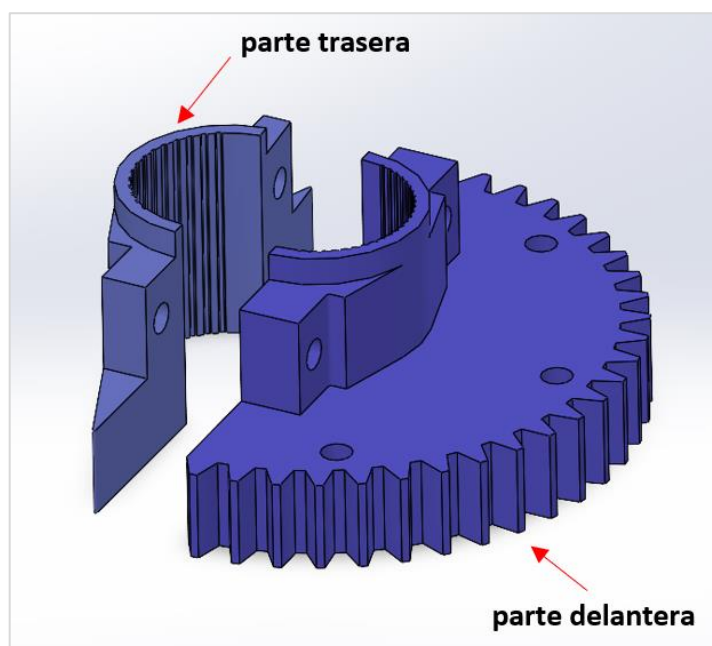


Figura 22. Diseño de Engranaje de horquilla.

El diseño se divide en dos partes, una trasera y otra delantera, para poderse montar en la horquilla. Al interior de la pieza se le ha añadido un contorno rugoso para aumentar la fricción en el interior y conseguir un mejor agarre. Como se ha mencionado anteriormente, la parte delantera cuenta en su parte inferior con una ranura circular para limitar el movimiento del mismo y que no se pierda el engrane entre los dos engranajes del conjunto. Los orificios que se pueden ver en la

figura 22 son pasantes y tienen un tamaño de 5 mm para poder alojar tornillos de métrica 4 sin que se produzcan aprietes.

El diseño completo del engranaje cuenta con módulo igual a 2 y 48 dientes, aunque, tal y como se puede apreciar, solo se emplea la mitad del engranaje.

- **Engranaje de motor**

El engranaje de motor es el que va colocado directamente sobre el eje del motor. En este caso no hace falta dividir la pieza en dos partes, por lo que se emplea una única pieza con toda la forma del engranaje.

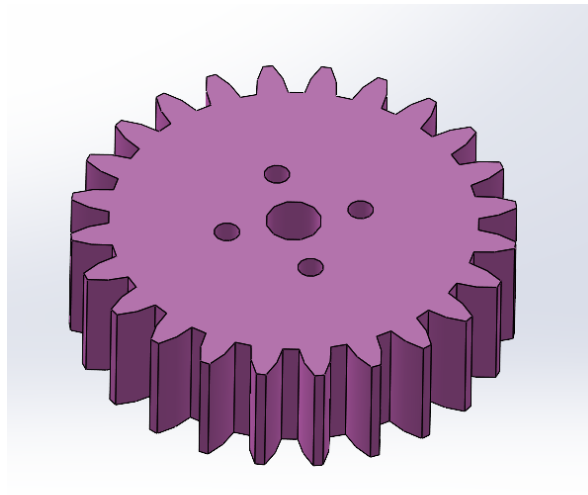


Figura 23. Diseño de Engranaje de motor.

Los orificios que pueden verse son pasantes de 3 mm los más pequeños y de 6.5 mm el grande. Los de menor tamaño se emplean para sujetar la pieza que sirve de acoplamiento de eje y el de mayor tamaño para alojar al propio eje del motor. En ambos casos se dimensionan para no provocar aprietes y que los elementos puedan alojarse con facilidad.

En este caso el engranaje cuenta con módulo igual a 2 y un número de dientes igual a 24. De esta manera se asegura el engrane con el engranaje de horquilla.

Al tratarse de una pieza clave en el desempeño del mecanismo, se ha realizado un análisis de tensiones y deformaciones para comprobar si el diseño de la pieza tendrá un desempeño correcto. Para ello se ha empleado la herramienta SolidWorks que cuenta con la capacidad de realizar este tipo de estudios. Se ha estudiado el caso en el que se aplica el par motor máximo, sin reducciones, con un valor de 2 Nm y, por tanto, la pieza debe ser capaz de soportar este par en sus dientes. El material empleado para la simulación es PLA con 40% de fill rate, ya que se realizará el prototipado con este material mediante impresión 3D.

Los resultados obtenidos se muestran en detalle en el apartado de los anexos correspondientes a las simulaciones de tensión y deformación. En este apartado se resumirán las conclusiones del análisis.

Tras realizar el estudio se ha obtenido una tensión máxima en la pieza de 4.46 MPa. Con esta tensión máxima se tiene un coeficiente de seguridad de 2.51. Teniendo en cuenta este margen de seguridad y que las deformaciones obtenidas son de un máximo de 0.24 mm, se puede concluir que el diseño de la pieza será válido.

- **Abrazadera**

La abrazadera es la pieza encargada en hacer que el engranaje de horquilla no deslice y sea capaz de transmitir todo el par a la dirección. La pieza se ha dividido en dos partes, una superior y otra inferior, para poder alojarla sobre la potencia de la bicicleta.

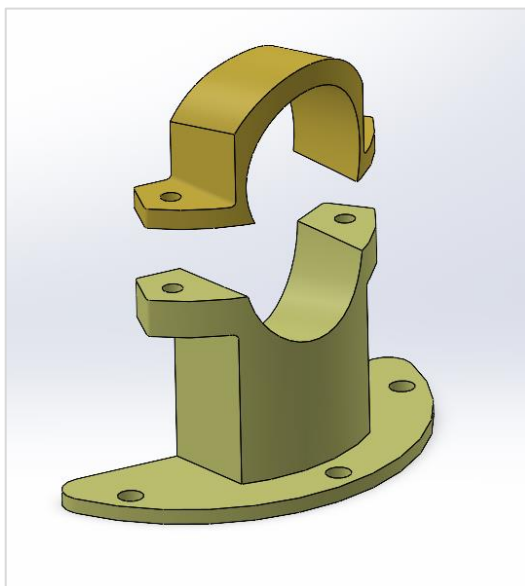


Figura 24. Diseño de Abrazadera.

El diseño de la abrazadera se ha llevado a cabo teniendo en cuenta la geometría de la potencia de la bicicleta, elemento al que se va a sujetar la pieza. Los orificios superiores son de 4 mm y se emplean para unir, mediante tornillos de métrica M4, las dos partes. Los orificios inferiores son de diámetro 5 mm y se usan para unir la abrazadera con el engranaje de horquilla también con tornillos de métrica M4. Se deja algo más de margen entre agujero y tornillo para asegurar la unión con la pieza del engranaje de horquilla.

- **Acoplamiento de eje**

Esta es la pieza que se emplea para unir el engranaje motor al propio motor. Es un elemento comercial, por lo que su diseño viene fijado. Sin embargo, al tener una reductora planetaria conectada al motor, el acoplamiento irá unido al eje de la planetaria en vez de al eje del motor. Por ello, se ha seleccionado el acoplamiento que mejor se adapta a la planetaria que se va a emplear. Para ello, se ha usado un acoplamiento con diámetro de 6 mm, suficiente para que el eje de la planetaria se pueda alojar.



Figura 25. Acoplamiento de eje.

Los orificios de la base sirven para sujetar el acoplamiento al engranaje de motor. El orificio que atraviesa la parte cilíndrica sirve para alojar un tornillo prisionero que será el encargado de fijar la pieza al eje de la planetaria y con ello, poder transmitir el par que ejerza el motor.

- **Conjunto Motor, reductora y encoder**

Este conjunto es el pilar del mecanismo, ya que son los encargados de generar el par necesario para mover todos los elementos de la dirección. Como se ha establecido anteriormente, el par necesario que debe realizar el motor es de 0.062 Nm con una reducción de la planetaria de coeficiente igual a 18.

Para ello el motor seleccionado es un MAXON EC45 flat brushless de 50 W. Este motor es capaz de generar un par máximo continuo de 102 mNm equivalente a 0.102 Nm suficiente para los requisitos que esperamos. Sin embargo, el asistente de dirección no trabaja en continuo ya que únicamente interviene en momentos concretos, por lo que trabaja en un régimen de arranques y paradas. Por ello, es interesante ver el par máximo que da de arranque el motor siendo en este caso de aproximadamente 1 Nm. Esto da un gran margen en el caso de que se necesite aplicar mayor par en alguna circunstancia concreta.

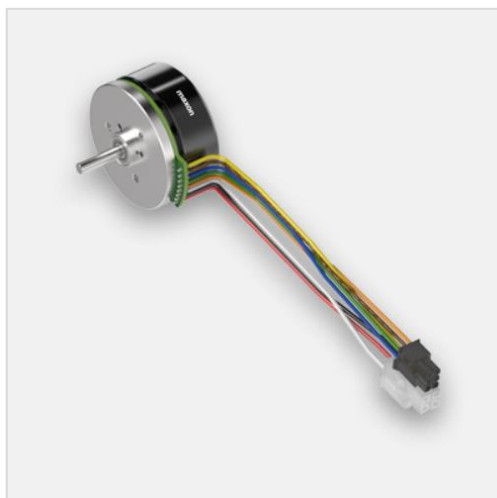


Figura 26. Motor MAXON EC 45 flat de 50 W.

Otro dato que se ha tenido en cuenta a la hora de seleccionar este motor es el rango de corriente al que trabaja, el cual tiene un valor máximo en el arranque de 13 A, lo que permite trabajar con el motor de forma segura el no tener corrientes muy elevadas. Esto implica a su vez que el consumo del motor no será excesivo y permitirá a la bicicleta tener buena autonomía. Otro aspecto para destacar es que la inercia del motor es tan solo de 135 gcm², por lo que no se perderá mucha potencia en el giro del propio motor.

Una vez seleccionado el motor se pasa a elegir la reductora. Esta elección está limitada, ya que debe ser una reductora que sea compatible con el motor seleccionado y que a la vez proporcione la reducción que buscamos de coeficiente 18. Con esto en mente se ha elegido la reductora GP 32 A ofrecida por el grupo MAXON.



Figura 27. Reductora planetaria.

Esta reductora cuenta con un factor de reducción de 18:1 y un par máximo de 3.4 Nm. De esta manera se cuenta con cierto margen en el par que se puede llegar a realizar.

Como sistema de control de posición del motor se necesita emplear un encoder. Al igual que con la reductora la elección está limitada al tener que ser compatible con el motor seleccionado. El encoder elegido es el ofrecido por el grupo MAXON modelo MILE de 2048 pulsos.

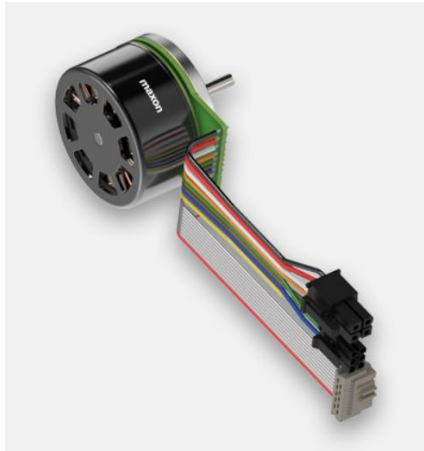


Figura 28. Encoder MAXON MILE de 2048 pulsos.

Además de ser compatible con las piezas seleccionadas, se ha tenido en cuenta para la elección la precisión que puede llegar a dar el encoder para el control del motor. Se ha elegido el modelo de 2048 pulsos ya que es el que más precisión tiene de los modelos compatibles. Esta cantidad de pulsos se traduce en una precisión de 0.175° aproximadamente. Si tenemos en cuenta la reducción de 18:1 esta precisión pasa a ser de 0.0098° . De esta manera, se puede tener un control excelente de la dirección pudiendo lograr con enorme exactitud la posición deseada del motor en cualquier circunstancia.

Por último, para poder tener control del motor, es necesario emplear una servocontroladora capaz de alimentar al motor. La controladora que se ha elegido es la ofrecida por MAXON cuyo modelo es ESCON module 50/5.



Figura 29. Servocontroladora.

Esta controladora es capaz de proporcionar una corriente máxima de 15 A, suficiente para alimentar al motor que se ha seleccionado.

- **Soporte Motor**

Esta es la pieza que se encarga de alojar al conjunto formado por el motor, el reductor y el encoder. La pieza debe ser capaz de resistir el peso de dichos componentes, así como la reacción que provoca el motor cuando esté rota. Por ello, se ha realizado al igual que con el engranaje motor, un análisis de tensiones y deformaciones para corroborar el correcto desempeño de la pieza.

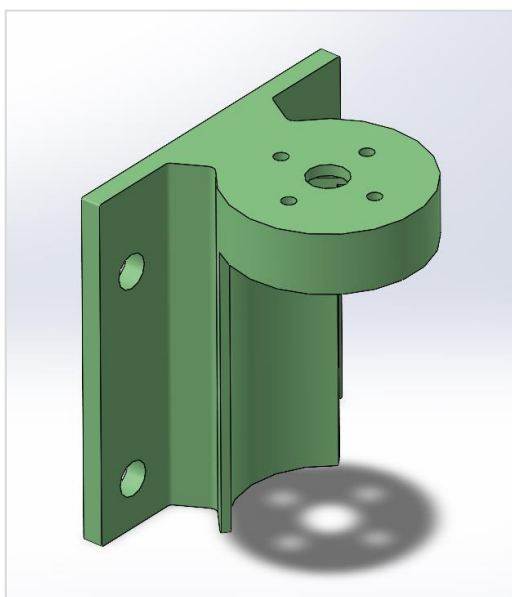


Figura 30. Diseño de Soporte Motor.

La simulación se ha realizado bajo las mismas hipótesis que en el caso del engranaje motor, es decir, con un par máximo a soportar de 2 Nm. Sin embargo, en este caso se ha añadido el peso de los componentes que debe soportar (motor, reductora, encoder) con un total de 0.3 kg o, de manera equivalente, 3 N. Tras el estudio se ha obtenido una tensión máxima de Von Mises de 2.91 MPa, por lo que se tiene un coeficiente de seguridad de 3.84. De esta manera, se puede concluir que el diseño de la pieza podrá comportarse de manera óptima. Los resultados obtenidos en la simulación se pueden ver en detalle en el apartado de los anexos correspondiente.

En cuanto al funcionamiento de la pieza, la parte rectangular trasera sirve para sujetar la pieza al soporte que va anclado al marco de la bicicleta. La parte cilíndrica es donde se aloja el conjunto del motor, donde los orificios de menor tamaño sirven para atornillar la reductora. Se debe mencionar que, al no haber recibido los componentes del conjunto motor a tiempo, no se ha podido comprobar el correcto acople de dicho conjunto en esta pieza. Por tanto, el diseño debe interpretarse como una primera aproximación a falta de comprobar su efectividad real.

- **Soporte**

Es la pieza que ancla al soporte motor al marco de la bicicleta y permite que el motor pueda girar sin desplazarse debido a sus reacciones.

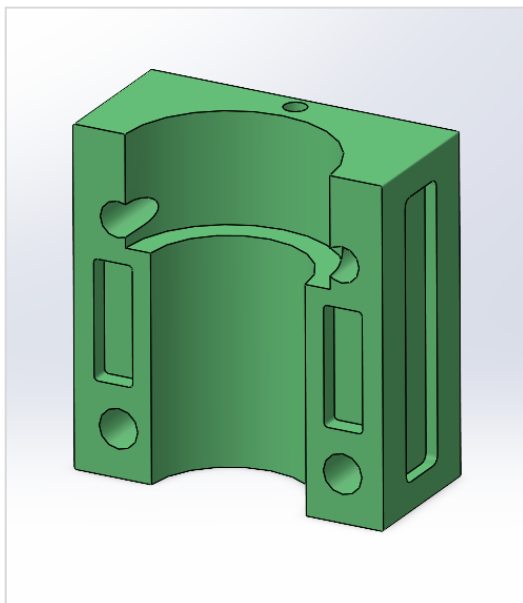


Figura 31. Diseño de Soporte.

Para su diseño se ha tenido en cuenta la geometría de la horquilla de la bicicleta para poder amarrarla al marco. Se le han realizado cuatro orificios pasantes de diámetro 10 mm para poder alojar los tornillos curvos. Como se puede apreciar, se han realizado rebajes con forma de ranura rectangular para eliminar material, ya que a efectos de funcionamiento no marca diferencia. El orificio en la parte superior sirve para alojar la varilla del sistema de seguridad del engrane entre engranajes.

- **Tornillos Curvos**

Los tornillos sirven para amarrar al soporte y al soporte motor al marco de la bicicleta. Cuentan con radio de curvatura que se ajusta al diámetro del marco de la bicicleta.



Figura 32. Tornillos curvos.

Estos tornillos son elementos comerciales. Por tanto, se han seleccionado los más adecuados para el mecanismo.

Los demás elementos que se muestran en la imagen completa del mecanismo en la figura 19, como tuercas, tornillos y arandelas, pueden verse en los planos del conjunto que se encuentran en los anexos.

7. PROTOTIPADO

Una vez elaborado el diseño se ha querido hacer un prototipo del mismo mediante impresión 3D. Por ahora, solo se tienen modelos de las piezas en versión CAD y es al realizarlas de manera física cuando se puede comprobar si el conjunto está bien diseñado y todas las piezas encajan perfectamente. En este caso, este proceso cobra mayor importancia si cabe ya que las piezas realizadas en CAD se basan en un modelo del marco y horquillas de la bicicleta que no es exactamente igual al real. Para crear el modelo de la bicicleta se han ido tomando las medidas a mano, por lo que siempre existen pequeñas imprecisiones. En un diseño mecánico de este tipo, en el que los elementos se diseñan al milímetro, se debe ir testeando las piezas hasta obtener los diseños que mejor encajen en la bicicleta real. En este apartado se mostrará el prototipado final del conjunto.

Las piezas se han impreso mediante las impresoras 3D de plástico disponibles en el departamento de Ubiquitous Computing de la Universidad Técnica de Viena. Estas impresoras son modelo Ultimaker extended 2+ y Ultimaker extended 3. Como material se ha empleado PLA y se ha

usado un fill rate del 40%. El software empleado como interfaz de las impresoras ha sido Ultimaker Cura.

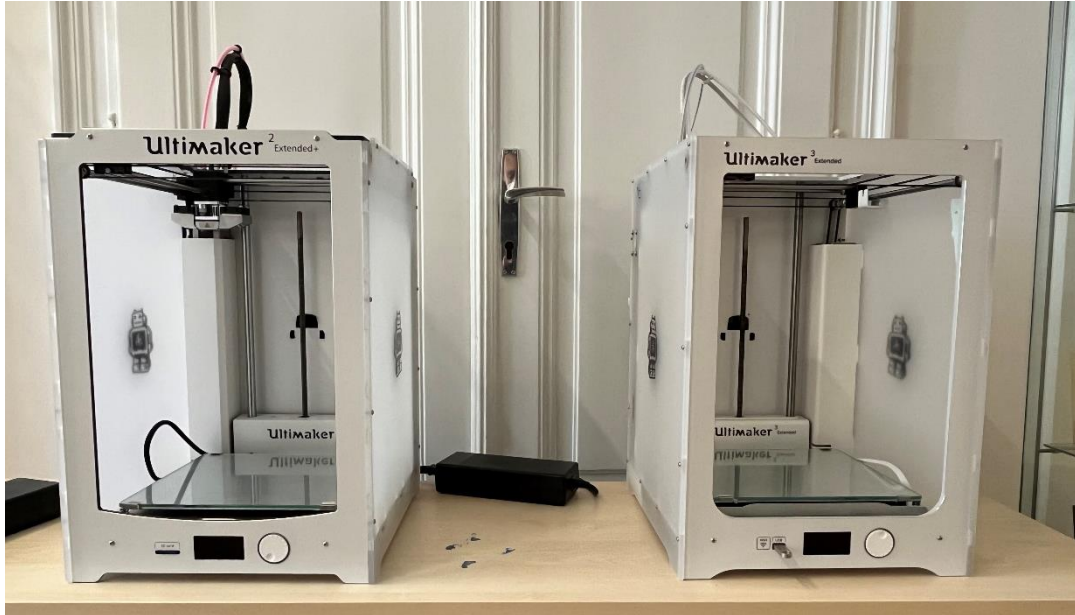


Figura 33. Impresoras 3D disponibles en la Universidad Técnica de Viena.

Todo el proceso de diseño de las piezas se ha realizado de manera iterativa. Con esto se quiere decir que se crea un primer diseño de la pieza, se imprime y se realizan los cambios necesarios para ir ajustando su diseño a la bicicleta y a su función.



Figura 34. Testeo de diferentes piezas.

A través del prueba y error, se ha llegado a la solución que se muestra en la figura 19 y, con ello, al prototipo final que se muestra en la siguiente imagen, correspondiente a la figura 35:

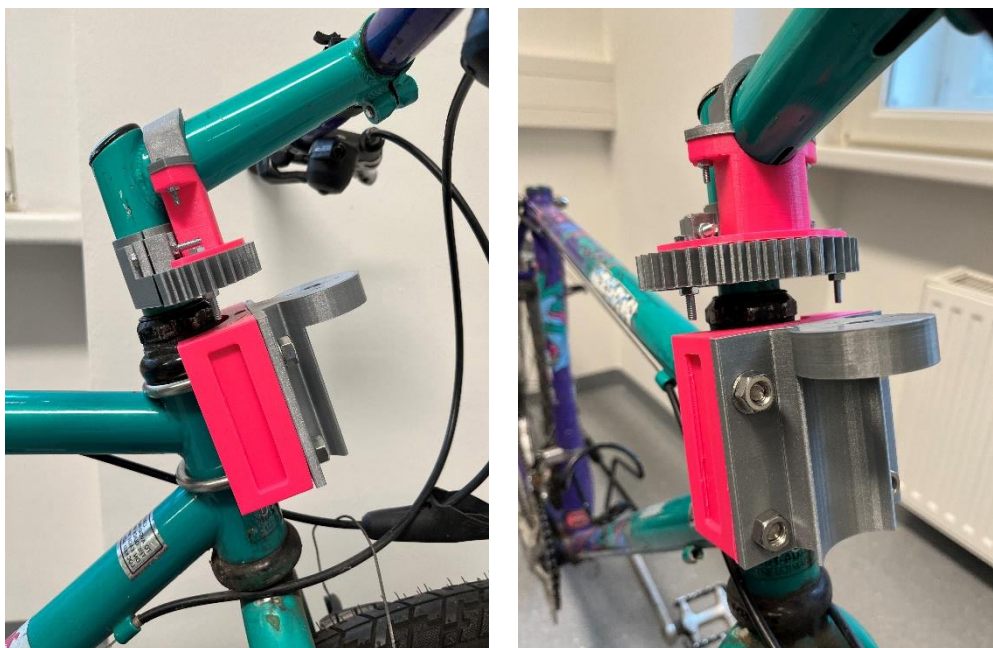


Figura 35. Prototipo fabricado mediante impresión 3D del asistente de dirección.

Como se puede apreciar, el prototipo se ha realizado correctamente, siendo una representación prácticamente exacta del modelado en CAD. Las mínimas diferencias se deben a la precisión de la impresora la cual tiene una tolerancia de 300 micras. En ocasiones se ha tenido que lijar ciertas partes de las piezas para poder acoplarlas correctamente o para poder colocar los tornillos.

Se ha comprobado el funcionamiento del prototipo de manera manual, ya que en el momento de esta memoria no se tiene el motor, siendo esta la misma razón por la que no se puede ver el engranaje motor ensamblado en el prototipo. El comportamiento del mecanismo ha sido el esperado apreciándose gran firmeza en las uniones entre las piezas y la propia bicicleta. Por ello se espera que con el motor colocado el funcionamiento siga siendo correcto.



Figura 36. Piezas engranaje motor y acoplamiento de eje ensambladas.

A continuación, se adjunta un código QR y un enlace web que direccionan a un video en el que se puede ver una comparación en vivo entre el diseño creado en CAD y el prototipo real de la figura 35.



<https://www.youtube.com/watch?v=IHS4wj8DGvE>

8. SIMULACIÓN DEL CONTROL DE BALANCEO

Como ya se ha mencionado en anteriores ocasiones, no se han podido realizar simulaciones reales del funcionamiento del mecanismo, así como el diseño real de control del actuador. Por esta razón, se ha realizado una pequeña simulación del concepto que se quiere aplicar al diseño real del balanceo de la bicicleta. Para ello se ha hecho uso de una microcontroladora Arduino UNO, así como un acelerómetro, un motor DC y un circuito integrado puente H, entre otros componentes que se detallarán más adelante. El objetivo es simular el sistema de balanceo en el que cuando la bicicleta se inclina una cierta cantidad de grados, el motor se debe activar para equilibrar la bicicleta y ayudar a la estabilidad de la misma.

A continuación, se detallarán los componentes empleados en la simulación, así como el código que se ha programado y las conexiones realizadas.

8.1. Componentes

Para realizar la simulación se ha hecho uso de los siguientes componentes:

- **Microcontroladora Arduino UNO**

Placa que incluye un microcontrolador ATmega328P así como pines analógicos y digitales para controlar los diferentes dispositivos. A través del IDE de Arduino se programará la placa para realizar la simulación.



Figura 37. Microcontroladora Arduino UNO.

La placa únicamente es capaz de suministrar una tensión de 5 V, por lo que será necesaria una pila de 9 V para alimentar el motor DC.

- **Protoboard**

Elemento que sirve para realizar el circuito eléctrico entre los diferentes componentes. Consiste en filas unidas mediante chapas metálicas.

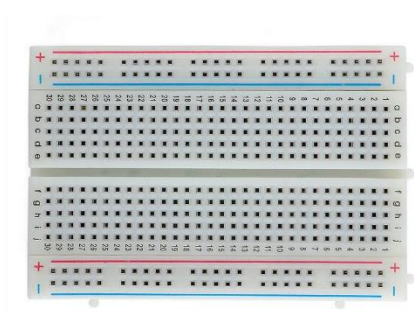


Figura 38. Protoboard.

- **Acelerómetro AXDL345**

El acelerómetro es un sensor capaz de medir la inclinación a través de la aceleración de la gravedad. El dispositivo cuenta en su interior con unos resortes de polisilicio que pueden moverse en los diferentes ejes x y z cuando sufren la gravedad. El movimiento de los resortes provoca variación en la capacitancia lo que se traduce en variación de tensión. Para el usuario, la variación de tensión indica variación en la inclinación del dispositivo.

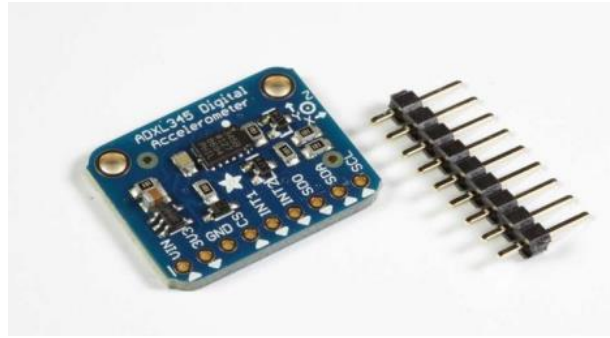


Figura 39. Acelerómetro AXDL345.

Se ha empleado las bibliotecas de adafruit para realizar la programación del dispositivo.

- **Motor DC y Pila de 9V**

Como actuador se ha empleado un pequeño motor de corriente continua de 6/9 V. La placa Arduino solo es capaz de suministrar una tensión de 5 V por lo que es necesario incluir una pila de 9 V para alimentar correctamente al motor.

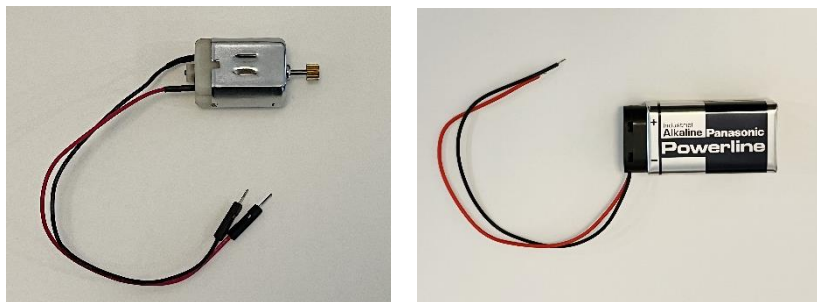


Figura 40. De izquierda a derecha: Motor DC y pila de 9V.

- **Circuito integrado: puente H**

Circuito que permite controlar la polaridad del voltaje aplicado a un motor o cualquier otro tipo de carga. Se emplea para poder girar el motor en ambos sentidos.



Figura 41. Circuito integrado puente H.

- **Cables de puente**

Empleados para realizar las conexiones entre todos los elementos del circuito.



Figura 42. Cables puente.

8.2. Conexión

La conexión se ha realizado siguiendo el esquema que se muestra a continuación:

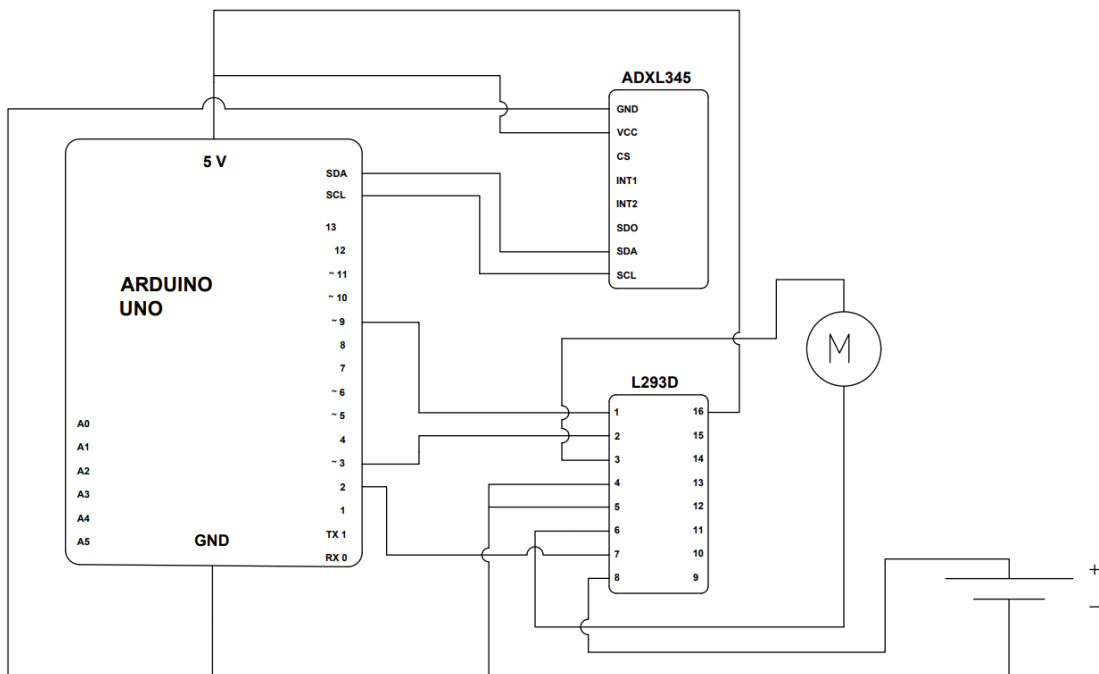


Figura 43. Esquema de conexiones de la simulación con Arduino.

En la siguiente imagen (figura 44) se muestran las conexiones reales.

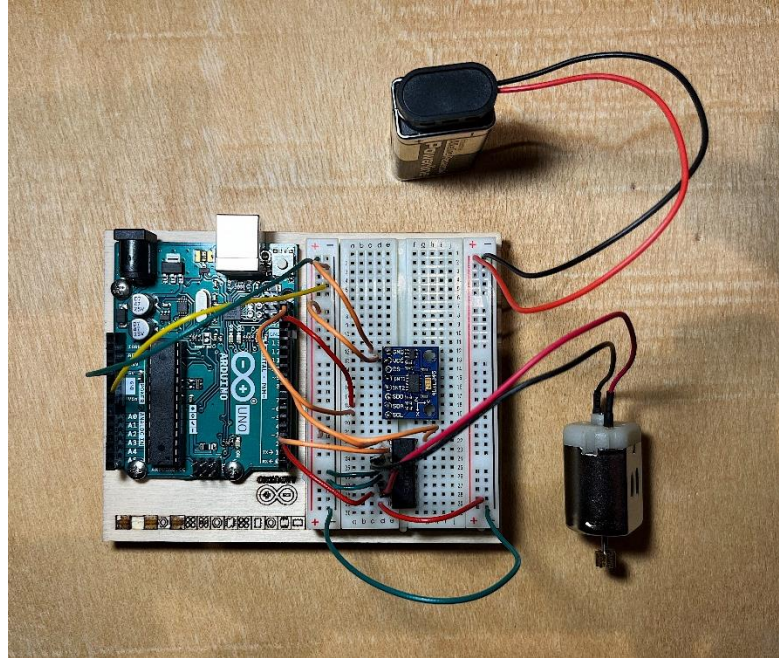


Figura 44. Conexiones reales de la simulación con Arduino.

Para realizar las conexiones entre la pila y la protoboard se emplea un broche de presión de la pila. Además, para conectar el acelerómetro, previamente se han soldado los pines empleando estaño fundido, teniendo cuidado en no estropear ningún elemento.

8.3. Programación

Para realizar la programación de la simulación se ha empleado el IDE de Arduino que es la plataforma de la propia compañía que te permite acceder a las librerías y realizar el código necesario. El lenguaje que emplea arduino es C. A continuación, se muestra una captura de la totalidad del código:


```
#include <Wire.h>
#include <Adafruit_Sensor.h>
#include <Adafruit_ADXL345_U.h>

const int motorPin=9;
const int controlPin1=2;
const int controlPin2=3;
int angleY;
int motorEnable=0;
int motorDirection=1;
Adafruit_ADXL345_Unified accel = Adafruit_ADXL345_Unified();

void setup() {
  // put your setup code here, to run once:
  Serial.begin(9600);
  if(!accel.begin()){
    Serial.println("El sensor no ha iniciado");
    while(1);
  }
  pinMode(motorPin, OUTPUT);
  pinMode(controlPin1, OUTPUT);
  pinMode(controlPin2, OUTPUT);

  digitalWrite(motorPin, LOW);
}

void loop() {
  // put your main code here, to run repeatedly:
  sensors_event_t event;
  accel.getEvent(&event);
  angleY = map(event.acceleration.y, -11, 11, -90, 90);
  if(angleY<=-20){
    digitalWrite(controlPin1, HIGH);
    digitalWrite(controlPin2, LOW);
    digitalWrite(motorPin, HIGH);
  }
  else if(angleY>=20){
    digitalWrite(controlPin1, LOW);
    digitalWrite(controlPin2, HIGH);
    digitalWrite(motorPin, HIGH);
  }
  else{
    digitalWrite(motorPin, LOW);
  }
  delay(15);
}
```

Figura 45. Código empleado en la simulación de Arduino.

Seguidamente se va a proceder a la explicación del código mostrado anteriormente.

En primer lugar, se incluyen las librerías necesarias para emplear el sensor. En este caso se usan las librerías de adafruit.

```
#include <Wire.h>
#include <Adafruit_Sensor.h>
#include <Adafruit_ADXL345_U.h>
```

A continuación, se inicializan las constantes que se emplearán para llamar a los diferentes pines que se usan en el Arduino, así como otras constantes que se utilizarán en el programa.

```
const int motorPin=9;
const int controlPin1=2;
const int controlPin2=3;
int angleY;
int motorEnable=0;
int motorDirection=1;
```

siendo

| | |
|----------------|---|
| motorPin | para referirse al pin que activará al motor |
| controlPin1 | para referirse a uno de los pines que controlará el sentido de giro del motor |
| ControlPin2 | para referirse al otro pin que controlará el sentido de giro del motor |
| angleY | Referencia al ángulo de giro en el eje Y |
| motorEnable | 1 si el motor está activo y 0 si está parado |
| motorDirection | 1 para una dirección, 0 para la otra dirección |

Seguidamente se inicializa un objeto de la librería de adafruit, necesario para operar con el acelerómetro.

```
Adafruit_ADXL345_Unified accel = Adafruit_ADXL345_Unified();
```

Una vez realizada esta preparación se procede con el setup del programa. El setup es la parte del código que solo se realizará una vez. En ella, se inicializa el Serial, donde se podrán visualizar los valores del acelerómetro en los diferentes ejes x y z. También se realiza la comprobación del sensor. Para ello se hace uso de una condición if para que devuelva la frase “El sensor no ha iniciado” si hay algún tipo de problema con el sensor o las conexiones fallan. Si el mensaje no aparece significa que el sensor está listo para operar. Por último, se emplean las funciones pinMode para definir los pines como salidas o entradas y digitalWrite para poner el pin en alto o bajo.

```
void setup() {  
  Serial.begin(9600);  
  if (!accel.begin()) {  
    Serial.println ("El sensor no ha iniciado");  
    while (1);  
  }  
  pinMode (motorPin , OUTPUT);  
  pinMode (controlPin1 , OUTPUT);  
  pinMode (controlPin2 , OUTPUT);  
  
  digitalWrite (motorPin,LOW);  
}
```

Todos los pines empleados se establecen como salidas (OUTPUT). Para que el motor empiece siempre parado se fija al inicio el pin del motor (motorPin) en bajo (LOW), es decir, sin tensión (0 V).

Una vez realizado el setup se procede con el loop. Esta parte es el bucle que realizará continuamente el programa hasta que se desconecte la placa. En este caso, el objetivo es conseguir que el motor se active cuando el sensor se incline en el eje Y una cantidad igual o mayor a 20 grados, indistintamente del sentido de giro del acelerómetro. Sin embargo, lo primero que hay que realizar es una serie de comandos para acceder a los datos del acelerómetro. Estos comandos provienen de la librería de adafruit.

```
void loop() {  
  sensors_event_t event;  
  accel.getEvent(&event);
```

Una vez definidos estos comandos ya se puede acceder a los datos del acelerómetro en el eje Y a través de la sintaxis `event.acceleration.y`. No obstante, los valores de salida que da el sensor estarán comprendidos entre -11 y 11 para ángulos entre -90 y 90. Para transformar esos valores a ángulos y, de esta manera, poder programar el código en función del ángulo que deseamos definir, se emplea la función `map()`. Esta función hace una relación entre los valores mínimos y máximos de salida y los transforma en un valor proporcional a los valores máximos y mínimos que defina el usuario, en este caso los -90 y 90 grados de giro. La función queda de la siguiente manera.

```
angleY = map(event.acceleration.y,-11,11,-90,90);
```

La variable `angleY` recogerá por tanto el ángulo en grados que ha girado el acelerómetro. Con este valor ya se puede definir las condiciones para activar el motor. Para ello emplearemos las condiciones `if`, `else if` y `else`. En primer lugar, se definirá una condición `if` en la que el motor gire en un sentido horario cuando el sensor se incline -20 grados o más. Para que el motor gire se pondrá

el pin del motor motorPin en alto y, para que gire en sentido antihorario, se colocarán los pines de control 1 y 2 en alto y bajo respectivamente.

```
if (angleY<=-20){  
    digitalWrite (controlPin1 , HIGH);  
    digitalWrite (controlPin2 , LOW);  
    digitalWrite (motorPin , HIGH);  
}
```

A continuación, se emplea la condición else if para indicar que el motor gire en sentido antihorario cuando se incline 20 grados o más el acelerómetro. Para ello, se pone el pin del motor en high al igual que en el código anterior y se invierten los valores de alto y bajo para los pines 1 y 2.

```
else if (angleY>=20) {  
    digitalWrite (controlPin1 , LOW);  
    digitalWrite (controlPin2 , HIGH);  
    digitalWrite (motorPin , HIGH);  
}
```

Por último, se define el caso para el resto de las condiciones de ángulo, es decir, para los casos que no llegue a girar un ángulo comprendido entre -20 y 20 grados. En este caso se quiere que el motor se pare, por lo que el pin del motor se definirá en bajo.

```
else {  
    digitalWrite (motorPin , LOW);  
}
```

Una vez finalizadas las condiciones se establece un retardo con la función delay() para que le de tiempo al motor al arduino a realizar todas la operaciones y al motor a ponerse en marcha y pararse en cada caso.

```
delay (15);
```

8.4. Conclusiones y observaciones de la simulación

A continuación, se comparte un enlace web y un código QR en los que se puede ver un video de la simulación en funcionamiento:



<https://www.youtube.com/watch?v=we3o3ttnVx8>

Tras realizar la simulación y tal como se puede observar en el video que se ha compartido, se puede decir que el programa funciona tal y como se esperaba. Se puede ver que al inclinarse el sensor 20 grados el motor empieza a girar en un sentido y, al girar -20 grados, el motor gira en el sentido opuesto. Esto es lo que se querría conseguir con el prototipo real en la bicicleta, si bien es cierto que es el primer paso, ya que en el caso real habría que realizar una programación más compleja al tener que controlar el motor y el encoder, analizando detenidamente cual es el movimiento del motor más adecuado para cada situación de inclinación. En esta simulación la velocidad de giro es siempre la misma, en el caso real se debería tener en cuenta la velocidad de inclinación del acelerómetro para interpretar si el motor debe actuar con mayor o menor rapidez.

Otro aspecto por destacar es que el motor al girar tiene una inercia, es por ello por lo que se puede ver en el video como el motor no para instantáneamente cuando la inclinación es menor a 20 grado. El motor necesita un margen de tiempo para parar. Este aspecto habría que tenerlo en cuenta en el caso real, aunque tal vez sea posible reducir ese tiempo de parada si se le indica al motor que gire levemente en sentido contrario antes de pararse para contrarrestar esa inercia inicial.

9. DESARROLLO FUTURO

Este trabajo fin de máster termina con el diseño de la dirección asistida para bicicleta, su prototipado y una simulación de lo que debería ser, a grandes rasgos, su programación. No obstante, aún queda un largo recorrido para alcanzar el objetivo último de una bicicleta capaz de aportar un avance en conceptos de seguridad en su manejo. Este apartado trata sobre los próximos pasos a realizar para seguir avanzando en el proyecto.

9.1. Evaluación y optimización del diseño

Como se ha mencionado a lo largo del presente trabajo, a la fecha de realización del mismo, no se ha contado con todos los componentes necesarios para realizar por completo el prototipo de la dirección asistida planteada. Por desgracia, no se ha recibido a tiempo el motor, el encoder, la reductora y la servocontroladora. De esta manera, el siguiente paso lógico a realizar será el montaje completo con estos elementos. Una vez ensamblados, se deberá testear el correcto funcionamiento del motor, así como de todo el conjunto. Es importante comprobar que el motor puede realizar el par esperado y que todos los elementos del conjunto que intervienen en su transmisión funcionan de la manera prevista, siendo el diseño capaz de mover la dirección de la bicicleta.

Seguramente, a medida que se realicen estas comprobaciones, será necesario realizar pequeñas modificaciones de alguna pieza para conseguir el óptimo funcionamiento del conjunto. Por ejemplo, en la pieza soporte motor, al no tener el conjunto motor, las medidas de la pieza se han tomado con las especificaciones del fabricante del motor. Por tanto, es probable que se deba modificar la pieza para ajustarla al motor real ya que, al existir tolerancias del fabricante, las medidas pueden variar.

El diseño propuesto se expuso al ingeniero mecánico Georgios Dyalinas del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Delft. Como ya se ha mencionado, esta universidad tiene gran experiencia en sistemas de dirección asistida para bicicletas, en especial sistemas steer-by-wire. Georgios, además, colabora actualmente con Hyundai para realizar sistemas steer-by-wire en motocicletas. Tras la evaluación de Georgios se pudieron discernir varias mejoras en el diseño. En primer lugar, para un diseño final del concepto, Georgios creyó conveniente que las partes más críticas como son los engranajes se deberían realizar de materiales metálicos para asegurar una mejor transmisión del par y una mayor resistencia de las piezas. En segundo lugar, propuso una transmisión mediante engranajes y correas dentadas, en vez de la transmisión directa empleada en el prototipo. Mediante la correa dentada se evitan problemas de alineamiento de los ejes de los engranajes, los cuales pueden provocar fallos en la transmisión o una pérdida considerable de su rendimiento. Por último, Georgios, aun comprendiendo que este era un primer paso hacia un modelo de dirección asistida más complejo, resaltó la importancia de enfocar el futuro del proyecto hacia los sistemas steer-by-wire, ya que son una mejor herramienta de control para una interacción usuario-bicicleta en el que las variables en el comportamiento del movimiento son muy numerosas.

Tras el análisis por parte de la universidad de Delft, se fija como mejora a realizar en el diseño la transmisión de par mediante correas dentadas. Por último, se deberá realizar todo el proceso de control del motor, así como su programación real. La simulación realizada solo sirve como pequeño ejemplo. El control real deberá incorporar sistemas de control mediante PD parecidos a los empleados en los conceptos propuestos por la universidad de Delft.

9.2. Futuros proyectos

El diseño propuesto de dirección asistida sirve como primer contacto hacia un sistema de ayuda para reducir accidentes relacionados con la estabilidad en la conducción. Este presente trabajo es un aporte más dentro del proyecto de “Eternity Bike” desarrollado por la universidad técnica de

Viena. Este proyecto es muy ambicioso y propone conseguir un modelo que ayude en la estabilidad en la interacción usuario-bicicleta.

Mediante el prototipo realizado en el presente trabajo fin de máster se quiere poder probar la función de aprendizaje de refuerzo diseñada por UT Viena (TU Wien) en un entorno real. De esta manera, se podrá optimizar dicha función con lo que se conseguirá un modelo de bicicleta autoestable más realista y fiable para implementarlo en futuros proyectos.

Además del proyecto de “Eternity Bike” existen actualmente otras investigaciones en las que se podría aprovechar el prototipo de dirección asistida propuesto, así como todo lo aprendido. Sin ir más lejos, la propia universidad técnica de Viena está desarrollando otros estudios con la participación de estudiantes en los que se investiga las posibilidades de bicicletas autónomas como otra alternativa de transporte urbano. Esta idea consiste en disponer de bicicletas autónomas que el usuario pueda pedir via smartphone o que estén disponible en ciertas paradas y te lleven al destino solicitado sin que la persona tenga que manejarlas. Como es lógico, estas bicicletas deberán ser capaces de lograr su estabilidad de manera autónoma, con lo que un asistente de dirección será indispensable.

10. CONCLUSIONES

El objetivo del presente trabajo consiste en establecer el diseño de una dirección asistida para bicicleta. La necesidad de este diseño se debe al auge de la utilización de la bicicleta como medio de transporte urbano con el consiguiente aumento en el número de accidentes graves y mortales, sobre todo en las personas mayores de 65 años. Tras una labor de estudio y diseño se ha propuesto y realizado un prototipo de dirección asistida que se prevé pueda ayudar a mejorar la seguridad de la bicicleta para reducir el número de accidentes. Aunque el diseño tiene cabida para ciertas mejoras, y aun teniéndose que realizar algunas evaluaciones, se puede concluir que el diseño se ha realizado con éxito.

Aunque no se refleje en el apartado correspondiente, parte del objetivo de un trabajo fin de máster es el de poner en práctica lo aprendido durante el grado y el máster, además de adquirir nuevos conocimientos y experiencias a la hora de realizarlo. En este trabajo, se han puesto en práctica conocimientos de diseño y ensayo de máquinas como son el diseño mediante herramientas de CAD (SolidWorks), dibujo técnico, análisis de tensiones y deformaciones, etc. A su vez se ha realizado el prototipo de los diseños por lo que se han empleado habilidades de impresión 3D así como de montaje con el empleo de herramientas (sargentos, taladradora-lijadora, alicates, etc). También se han puesto en uso conocimientos más teóricos como son el cálculo de pares de fuerza, cálculo de inercias, transmisiones, reducciones, etc. Al realizar la simulación del control de balanceo de la bicicleta, se han usado conocimientos de electrónica como son la programación en lenguaje C, conocimiento de montaje electrónico, realización de esquemas electrónicos y soldadura de pines entre otros. Por último, se han adquirido y empleado habilidades de trabajo en proyectos, análisis, organización y esfuerzo.

Para terminar, agradecer toda la ayuda y dedicación recibida en especial por parte de Jorge Juan Gil, director de este trabajo fin de máster, así como de la Universidad Técnica de Viena, concretamente las personas del Departamento de Ubiquitous Computing: Philipp Wintersberger, Florian Michahelles y Andreas Schwiedler. Durante la realización de este trabajo se ha aprendido y disfrutado mucho y se espera que pueda ser de utilidad en un futuro.

11. REFERENCIAS

- [1] Revista DGT. Disponible en:
<https://revista.dgt.es/es/motor/tecnologia-seguridad/2017/0213-Tecnologia-n239-sistema-by-wire.shtml#:~:text=Una%20de%20las%20ventajas%20que,de%20crucero%20adaptativo%2C%20o%20los> [Consulta: 17 de noviembre de 2021]
- [2] European Cyclists' Federation (ECF). Disponible en:
<https://ecf.com/news-and-events/news/get-ready-cycling-boom-experts-predict-30-million-bicycle-sales-2030> [Consulta: 2 de diciembre de 2021]
- [3] European Transport Safety Council. (2020). *How safe is walking and cycling in Europe?*. Páginas 28 y 30. Disponible en:
https://etsc.eu/wp-content/uploads/PIN-Flash-38_FINAL.pdf [Consulta: 7 de diciembre de 2021]
- [4] Michahelles, F., Schweidler, A., Suppan, D., Wintersberger, P. (2021). *Gear Up for Safety: Development and Evaluation of an Assisted Bicycle*. AutomotiveUI '2021: 13th International Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications. Leeds, UK. Disponible en:
https://www.researchgate.net/publication/354695431_Gear_Up_for_Safety_Development_and_Evaluation_of_an_Assisted_Bicycle [Consulta: 1 de octubre de 2021]
- [5] Dyalinas, G., Happee, R., Schwab, A.L. (2018). *Design and implementation of a steer-by-wire bicycle*. International Cycling Safety Conference. Barcelona, Spain. Disponible en:
https://www.researchgate.net/publication/328808185_Design_and_implementation_of_a_steer-by-wire_bicycle [Consulta: 4 de Octubre de 2021]
- [6] Appleman, N., Schwab, A.L. (2013). *Dynamics and Control of a Steer-by-Wire Bicycle*. Proceedings, Bicycle and Motorcycle Dynamics 2013 Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles. 11-13 November. Narashino, Japan. Disponible en:
<http://bicycle.tudelft.nl/schwab/Publications/schwab2013dynamics.pdf> [Consulta: 4 de Octubre de 2021]
- [7] Yuan Lam, P. (2012). *Design and development of a self-balancing bicycle using control moment gyro*. Master thesis of engineering, department of mechanical engineering, National university of Singapore. Disponible en:
<https://core.ac.uk/download/pdf/48657545.pdf> [Consulta: 14 de enero de 2022]

- [8] Fawaz, Z. (2019). *Design and Control of a Self-balancing Bicycle Using an Electric Linear Actuator*. Master Thesis of Science in Engineering, department of Electrical Engineering, University of Michigan-Dearborn. Disponible en: [https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/148871/MastersThesis_FinalDraft%20\(3\).pdf?sequence=1](https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/148871/MastersThesis_FinalDraft%20(3).pdf?sequence=1) [Consulta: 14 de enero de 2022]
- [9] Bush, J., Deng, W., Mabey, M., Moore, S., Zhang, W. (2018). *Towards automated bicycles: Achieving self-balance using steering control*. Arizona State University. Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=Dk2YER1uE_k [Consulta: 26 de octubre de 2021]

12. BIBLIOGRAFÍA

- Appleman, N., Schwab, A.L. (2013). *Dynamics and Control of a Steer-by-Wire Bicycle*. Proceedings, Bicycle and Motorcycle Dynamics 2013 Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles. 11-13 November. Narashino, Japan. Disponible en:
<http://bicycle.tudelft.nl/schwab/Publications/schwab2013dynamics.pdf>
[Consulta: 5 de octubre de 2021]
- Arizmendi, M., Gil, J.J. (2020-2021). “Robótica Industrial y Fabricación Automática”. Apuntes de clase. Máster de Ingeniería Industrial. Universidad de Navarra. Madrid. España.
- Bravo, D., Rengifo, C.F. (2020). *Estudio de la dinámica y control de una bicicleta robótica*. Revista mexicana de física. E, Publicación de enseñanza, historia y filosofía de la Sociedad Mexicana de Física. Obtenido de:
https://www.researchgate.net/publication/338879389_Estudio_de_la_Dinamica_y_Control_de_una_Bicicleta_Robotic [Consulta: 24 de enero de 2022]
- Dyalinas, G., Happee, R., Schwab, A.L. (2018). *Design and implementation of a steer-by-wire bicycle*. International Cycling Safety Conference. Barcelona, Spain. Disponible en:
https://www.researchgate.net/publication/328808185_Design_and_implementation_of_a_steer-by-wire_bicycle [Consulta: 5 de octubre de 2021]
- Hubbard, M., Kooijman, J.D.G., Moore, J.K., Schwab, A.L. (2009). *A method for estimating physical properties of a combined bicycle and rider*. Computers and Information in Engineering Conference. San Diego, California, USA. Obtenido de:
https://www.researchgate.net/publication/216750974_A_Method_for_Estimating_Physical_Properties_of_a_Combined_Bicycle_and_Rider [Consulta: 10 de noviembre]
- Marumo, Y., Nagai, M. (2007). *Steering control of motorcycles using steer-by-wire system*. Vehicle System Dynamics. Obtenido de:
<https://doi.org/10.1080/00423110701200194> [Consulta: 4 de octubre de 2021]
- Meijaard, J.P., Papadopoulos, J., Ruina, A., Schwab, A.L. (2007). *Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle: A benchmark and review*. Proceedings of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Sciences. Obtenido de:
https://www.researchgate.net/publication/239293889_Linearized_dynamics_equations_for_the_balance_and_steer_of_a_bicycle_A_benchmark_and_review
[Consulta 15 de diciembre de 2021]

ANEXOS

ANEXO 1. CÁLCULO DEL PAR MOTOR

Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta en el desarrollo de este proyecto es el dimensionamiento del motor. El diseño propuesto, tal y como se ha explicado en apartados anteriores, se basa principalmente en la transmisión del par desde el motor a la horquilla por medio de engranajes. De esta manera, establecer el par necesario para hacer funcionar el sistema se convierte en una de las tareas principales.

En primer lugar, se va a describir el sistema a analizar, definiendo los componentes y sus propiedades. El término de carga se empleará para referirse a los elementos que debe mover el motor y que no intervienen en la transmisión. El conjunto carga estará formado por el manillar, la potencia, la horquilla y la rueda delantera de la bicicleta. A continuación, se tienen los dos engranajes que participan en la transmisión del par. Por un lado, se define como engranaje 1 al que se coloca directamente en la horquilla, y por otro, engranaje 2, al que va unido al motor. Por último, se tiene la reductora y el motor. En la figura 46 se puede ver el sistema descrito.

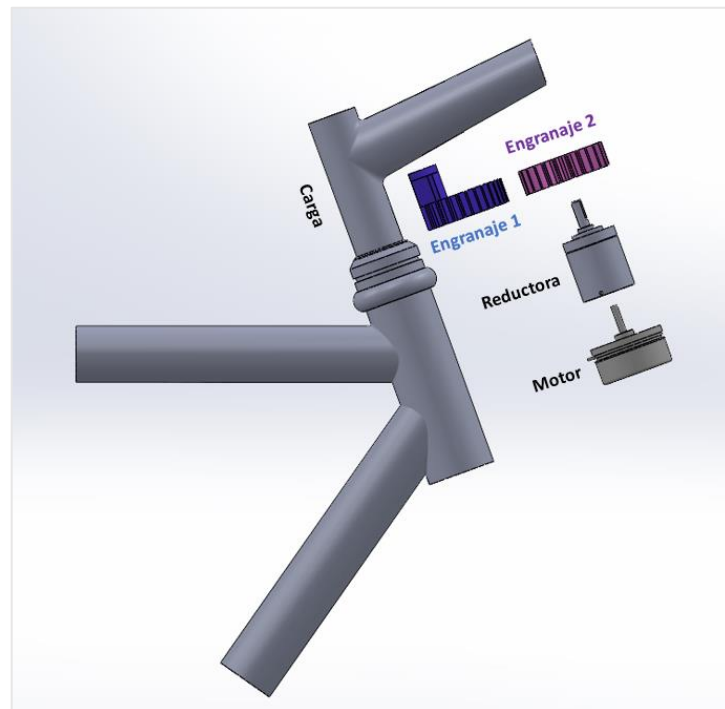


Figura 46. Esquema del sistema a analizar para el cálculo del par motor

A1.1. CÁLCULO DE INERCIAS

Las propiedades de los diferentes elementos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 2. Propiedades de los elementos del sistema de transmisión.

| | Símbolo | masa [kg] | radio [m] | Longitud [m] | Inercia [kg m ²] |
|-------------------|---------|-----------|-----------|--------------|------------------------------|
| engranaje 1 | J1 | 0.05 | 0.03 | - | 0.0000225 |
| engranaje 2 | J2 | 0.1 | 0.06 | - | 0.00018 |
| Manillar | | 0.5 | - | 0.39 | 0.0063375 |
| Manillar Steiner* | I1 | - | - | - | 0.0161375 |
| Potencia | I4 | 0.4 | - | 0.14 | 0.0006533 |
| Horquilla | I2 | 1 | 0.015 | - | 0.0001125 |
| Rueda | I3 | 1.1 | 0.622 | - | 0.05319655 |
| Carga | Jc | 3 | - | - | 0.070099883 |
| Motor | Jm | - | - | - | 0.00001 |

En el caso del manillar (*) se ha empleado el teorema de Steiner para calcular su inercia desde un punto de giro colocado en la horquilla. El teorema de Steiner sigue la siguiente expresión:

$$I_z = I_{zg} + m \cdot d^2 \quad (E.1)$$

Donde

- I_z la inercia del objeto al girar respecto a un eje situado a una distancia d de su centro de gravedad.
- I_{zg} inercia del objeto al girar respecto a un eje situado en su centro de gravedad.
- m masa del objeto.
- d distancia que separa el centro de gravedad del objeto y el eje de rotación.

Para el cálculo de las inercias se han aplicado algunas simplificaciones en la geometría de los objetos implicados. Por un lado, los engranajes y la horquilla se han asemejado a cilindros. En cuanto al manillar y la potencia, ambos se han estudiado como si fuesen varillas, ya que la longitud de estos elementos es considerablemente mayor a su radio. Por último, la rueda se ha igualado a un anillo, ya que su espesor es despreciable en comparación a su radio. Las fórmulas empleadas para el cálculo de las diferentes inercias se engloban en la figura 47 que se muestra a continuación:

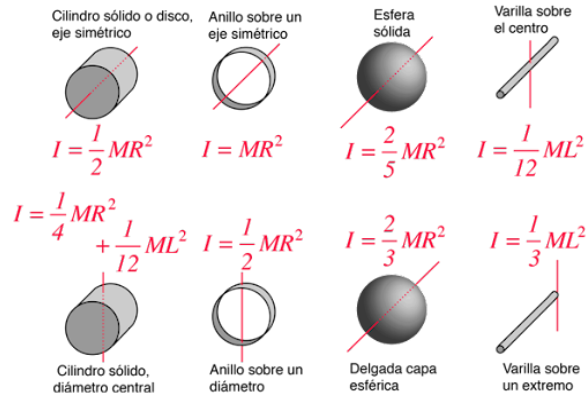


Figura 47. Inercias para diferentes geometrías.

En el caso del motor, se establece una inercia aproximada de 0.00001 kg m^2 como punto de partida. Una vez seleccionado el motor, se deberá indicar su inercia real para obtener una mejor aproximación del par.

A1.2. EFECTO DE LA GRAVEDAD EN EL SISTEMA

Un aspecto importante para tener en cuenta, a la hora de calcular el par motor total necesario para mover la dirección de la bicicleta, es el efecto de la gravedad. Es sencillo imaginarse un manillar de bicicleta que se deja mover libremente. Como es lógico, en cuanto se encuentra un poco girado, éste sigue rotando por efecto de la gravedad hasta encontrar la nueva posición de equilibrio.

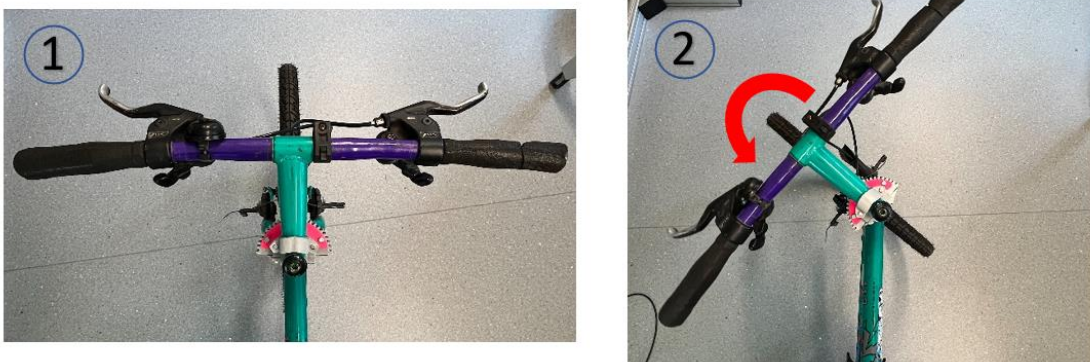


Figura 48. Movimiento giratorio del manillar debido a la gravedad.

De esta manera, el motor debe ser capaz de vencer este par cuando se quiera girar la dirección en el sentido opuesto. Para ello, en este apartado, se va a proceder al análisis de las fuerzas

involucradas en esta rotación para obtener, como resultado, el par extra aproximado que deberá ejercer el motor.

Para simplificar el análisis, se procede a estudiar en dos bloques por separado las piezas involucradas. Se define un sistema superior, formado por el manillar y la potencia, y un sistema inferior, formado por la horquilla y la rueda delantera. Estas cuatro partes de la bicicleta son las que se mueven al girar la dirección, y serán sus masas junto con la gravedad lo que provoque el par de rotación.

Sin embargo, la gravedad no realiza únicamente un par de rotación. Tomando como ejemplo el sistema definido como superior, debido a la geometría de la bicicleta, la gravedad realiza al mismo tiempo el par de rotación descrito, así como un esfuerzo axial en la dirección de la potencia y una fuerza de flexión en la potencia respecto a la horquilla. El estudio de estas componentes se realiza a continuación. Para ello se tomará de base el sistema superior y se aplicarán las expresiones obtenidas al sistema inferior.

En la figura 49 puede observarse un modelo del sistema superior.



Figura 49. Esquema del sistema superior para el análisis de los efectos de la gravedad.

donde

- α ángulo de la horquilla respecto del suelo
- θ ángulo de la potencia respecto de la horquilla

El ángulo α tiene un valor de 70° y el ángulo θ de 15° . No obstante, éste último se despreciará para simplificar los cálculos y se asume que la potencia forma 90° con la horquilla. Acorde a esta representación, se muestran seguidamente unos esquemas de las distintas componentes de la gravedad que afectan al sistema:

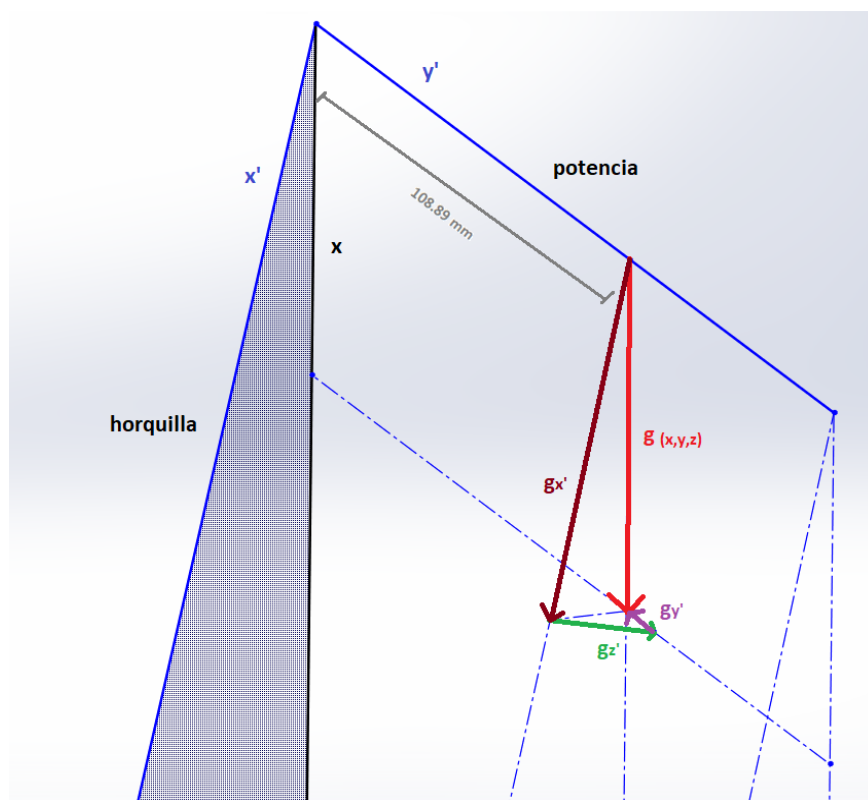
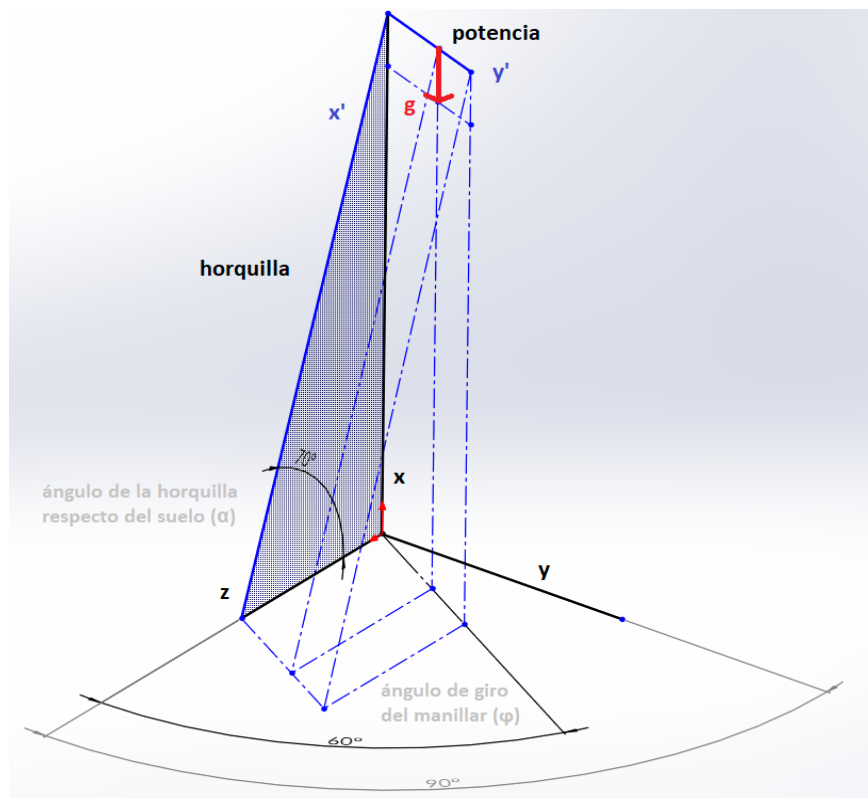


Figura 50. Descomposición de la gravedad.

En las imágenes se puede observar que se han definido dos sistemas de referencia. En primer lugar se encuentra el sistema primario (x,y,z) , donde la gravedad únicamente tiene una componente en dirección x . En segundo lugar se establece el sistema secundario (x',y',z') , definido acorde a la geometría de la bicicleta, siendo la dirección x' la de la horquilla y la dirección y' la de la potencia. Empleando el sistema secundario se puede observar cómo afecta la gravedad a las distintas partes de la bicicleta. Tal y como se puede observar en las imágenes, la gravedad se divide en tres componentes. A continuación, se recogen dichas componentes con sus respectivas expresiones:

Tabla 3. Expresiones de las diferentes componentes de la gravedad.

| | Componente | Expresión |
|----------|------------|---------------------------------------|
| g | gx' | $g \cdot \cos\beta$ |
| | gy' | $g \cdot \sin\beta \cdot \cos\varphi$ |
| | gz' | $g \cdot \sin\beta \cdot \sin\varphi$ |

siendo

| | |
|-----------|---------------------------------|
| gx' | Componente en la dirección x' |
| gy' | Componente en la dirección y' |
| gz' | Componente en la dirección z' |
| β | $= 90 - \alpha = 20^\circ$ |
| φ | ángulo de giro del manillar |

La componente gx' es la encargada de realizar la flexión sobre la potencia. La componente gy' es la que realiza una fuerza axial sobre la potencia. Por último, la componente gz' ejerce el par que hace rotar el sistema.

Tal y como se observa la flexión permanecerá constante ya que solo depende del ángulo que forma la horquilla con la horizontal del suelo. Tiene sentido que la flexión siga esta expresión ya que, si colocamos la horquilla en posición vertical, es decir, siendo α igual a 90° y, por tanto, β igual a 0° , obtendríamos flexión pura. A medida que inclinamos la horquilla, la gravedad se descompone perdiendo fuerza la flexión para ganarla las componentes de par y axial. Si llevamos la horquilla a la otra posición extrema, cuando α es igual a 0° y β es 90° , se tendría la situación donde la flexión es nula.

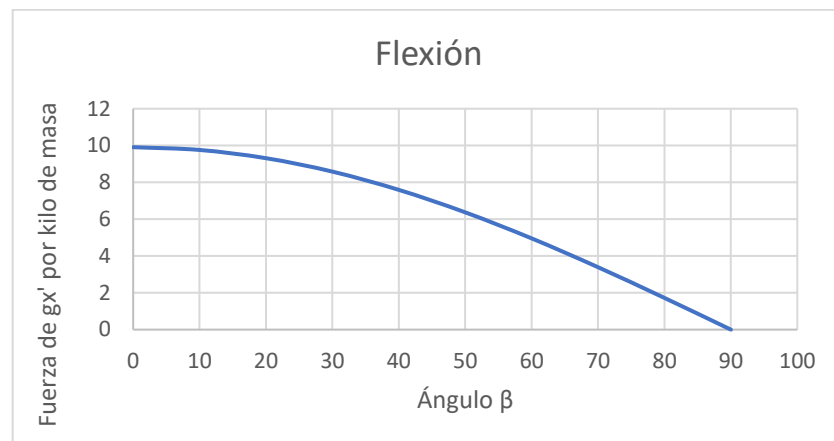


Figura 51. Gráfica Fuerza de la componente $g_{x'}$ vs ángulo β .

Esto no ocurre con las otras dos componentes. Las componentes $g_{y'}$ y $g_{z'}$ dependen ambas tanto del grado de inclinación β de la horquilla como del giro ϕ del manillar. Ambas componentes se encuentran desfasadas 90 grados, ya que $g_{y'}$ depende del coseno de ϕ y $g_{z'}$ del seno. Esto se traduce en que a medida que gira el manillar, una componente crece mientras que la otra decrece, siendo una máxima cuando la otra es mínima. En la siguiente gráfica se puede apreciar este fenómeno.

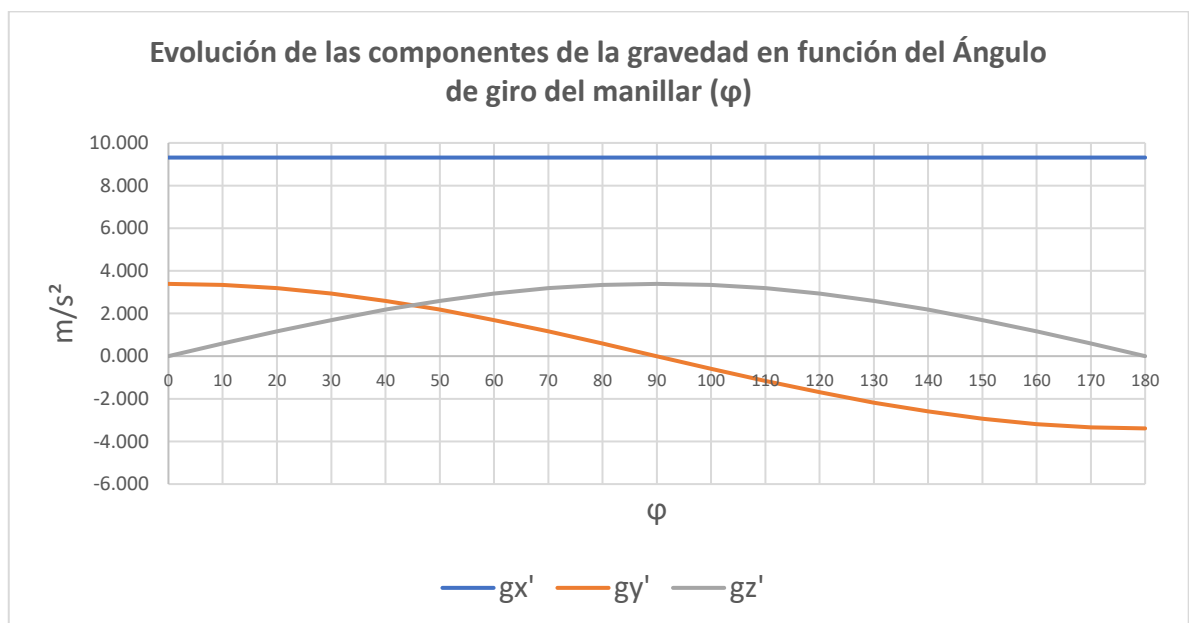


Figura 52. Gráfica sobre la Evolución de las componentes de la gravedad en función del Ángulo de giro del manillar (ϕ).

Como se puede apreciar, en el momento que el manillar está en la posición inicial sin giro la componente gz' es nula, por lo que no se ejerce par que provoque la rotación del sistema. Por el contrario, la fuerza axial, provocada por gy' , es máxima, ya que la gravedad tira del manillar hacia la horquilla (compresión). Sin embargo, en cuanto el manillar empieza a girar, se rompe esa posición de equilibrio y aparece el par de rotación y disminuye la componente axial. Aquí se puede explicar también porque al girar levemente el manillar de la posición inicial, con φ cero grados, éste se embala y gira hasta alcanzar otra posición de equilibrio. Esto se debe a que al girarlo levemente aparece la fuerza de rotación, lo que provoca más giro y por tanto que dicha fuerza siga aumentando. Es un fenómeno de retroalimentación del propio par de rotación.

Cabe destacar que la componente axial toma valores negativos pasados los 90 grados de giro del manillar ya que, al pasar de ese punto, la potencia queda inclinada en una posición tal que la gravedad ya no ejerce una fuerza de compresión si no de tracción.

A continuación, se procede al estudio del centro de gravedad de los sistemas inferior y superior de la bicicleta definidos anteriormente. Es necesario este cálculo ya que es en los centros de gravedad donde se ejercen las fuerzas

- Sistema superior:

Para realizar el análisis, se han aproximado los pesos de los diferentes elementos partiendo de pesos estándar. En el caso del manillar, se parte de un peso habitual de 300 gramos y se le añaden 200 gramos más debido a los gatillos de los frenos y las gomas de agarre. En cuanto a la potencia se establece un peso de 400 gramos.

En la siguiente tabla se muestran los componentes, su peso y sus centros de gravedad, así como un esquema de su distribución.

Tabla 4. Tabla de pesos y componentes del centro de gravedad de las partes del sistema superior.

| SISTEMA SUPERIOR | Peso [kg] | CGx' [mm] | CGy' [mm] |
|------------------|-----------|-----------|-----------|
| Manillar | 0.5 | 0 | 140 |
| Potencia | 0.4 | 0 | 70 |

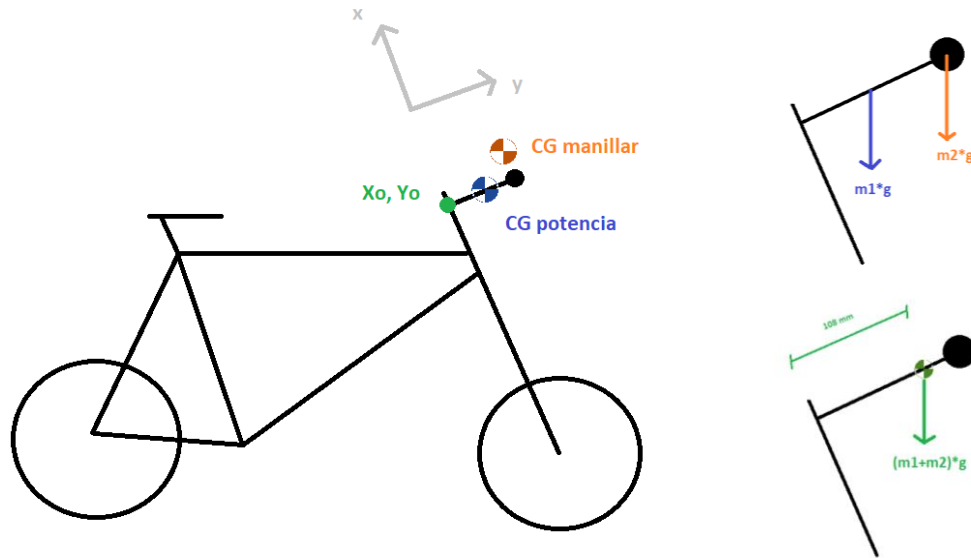


Figura 53. Representación de los centros de gravedad del sistema superior de la bicicleta. * Simplificación horquilla y potencia a 90 grados (caso real a 90+15).

Aplicando la siguiente fórmula, el centro de gravedad del sistema superior queda de la siguiente manera:

$$CG_x = \frac{\sum(m_i \cdot x_{CGi})}{\sum m_i} \quad (E.2)$$

$$CG_y = \frac{\sum(m_i \cdot y_{CGi})}{\sum m_i} \quad (E.3)$$

Tabla 5. Centro de gravedad del sistema superior.

| SISTEMA SUPERIOR | X' [mm] | Y' [mm] |
|------------------|---------|---------|
| CG sistema | 0 | 108.89 |

- Sistema inferior:

De la misma forma que en el sistema superior, se han aproximado los pesos de los componentes. A la horquilla se le establece un peso de 1 kg y, por otro lado, a la rueda se le otorgan 1.1 kg.

Los componentes, su peso y sus centros de gravedad, se muestran en la siguiente tabla. En la figura que le sigue, se encuentra un esquema de la distribución de dichos centros de gravedad.

Tabla 6. Tabla de pesos y componentes del centro de gravedad de las partes del sistema inferior.

| SISTEMA INFERIOR | Peso [kg] | CGx' [mm] | CGy' [mm] |
|------------------|-----------|-----------|-----------|
| Horquilla | 1 | 500 | 0 |
| Rueda | 1.1 | 1000 | 80 |

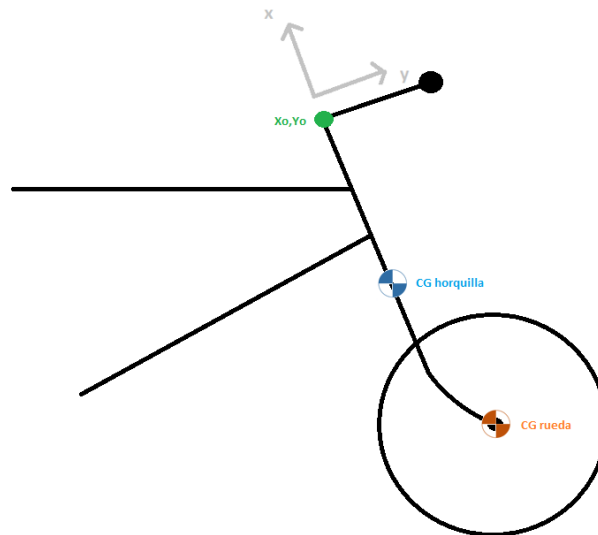


Figura 54. Representación de los centros de gravedad del sistema inferior de la bicicleta.

Con ambos centros de gravedad, y aplicando la misma fórmula que en el sistema anterior, se obtiene el centro de gravedad equivalente del sistema inferior completo. Las coordenadas se muestran a continuación:

Tabla 7. Centro de gravedad del sistema inferior.

| SISTEMA INFERIOR | X' [mm] | Y' [mm] |
|------------------|---------|---------|
| CG sistema | 761.905 | 41.90 |

Obtenidos los centros de gravedad de los diferentes sistemas, se puede proceder al cálculo del par que deberá vencer el motor. Siguiendo el análisis previamente realizado de las distintas componentes de la gravedad, como resultado se obtienen tres componentes de fuerza. En este caso se han definido con la siguiente nomenclatura:

| | |
|-----------|---|
| $F_{sx'}$ | Fuerza en la componente x' del sistema superior |
| $F_{sy'}$ | Fuerza en la componente y' del sistema superior |
| $F_{sz'}$ | Fuerza en la componente z' del sistema superior |
| $F_{ix'}$ | Fuerza en la componente x' del sistema inferior |
| $F_{iy'}$ | Fuerza en la componente y' del sistema inferior |

Fiz' Fuerza en la componente z' del sistema inferior

Para su cálculo se han empleado las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 F_{sx'} &= g_{x'} \cdot CG_{y'} \cdot \sum m_{s,i} \\
 F_{sy'} &= g_{y'} \cdot \sum m_{s,i} \\
 F_{sz'} &= g_{z'} \cdot CG_{y'} \cdot \sum m_{s,i} \\
 F_{ix'} &= g_{x'} \cdot CG_{y'} \cdot \sum m_{i,i} \\
 F_{iy'} &= g_{y'} \cdot \sum m_{i,i} \\
 F_{iz'} &= g_{z'} \cdot CG_{y'} \cdot \sum m_{i,i}
 \end{aligned}
 \tag{E.4}$$

En este caso únicamente interesa la componente que realiza par, la cual corresponde a z'. El par total que se debe vencer es el establecido por la suma de Fiz' y Fsz'. El resultado de esta suma se puede ver en la siguiente gráfica:

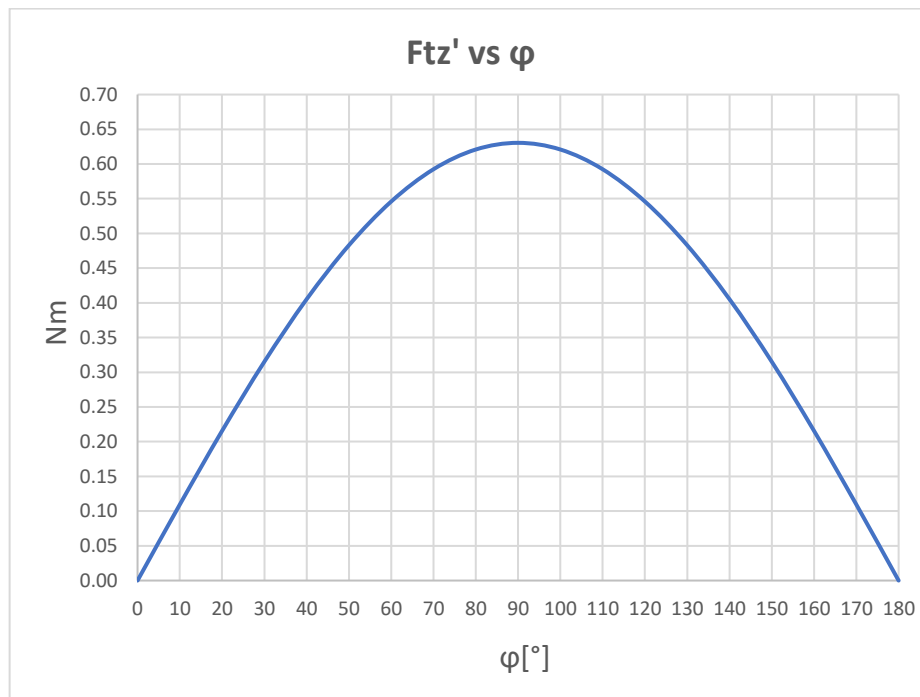


Figura 55. Gráfica Resultante de fuerzas vs ángulo de giro del manillar.

Como se puede apreciar, el par máximo a vencer se da cuando el manillar este girado 90 grados. El valor aproximado de dicho par es de **0.63 Nm**. Será este valor el que se tenga en cuenta para el dimensionamiento del motor.

Como última conclusión, es interesante mencionar que, en el caso de continuar con la expresión en los valores de ángulo de giro de manillar entre 180 y 360 grados, se obtendrían los mismos valores de la gráfica anterior, pero en sentido contrario. Esto se debe a que existiría un par, pero en la dirección contraria de giro.

A1.3. EXPRESIÓN DEL PAR MOTOR

Para el cálculo del par se plantea el siguiente sistema:

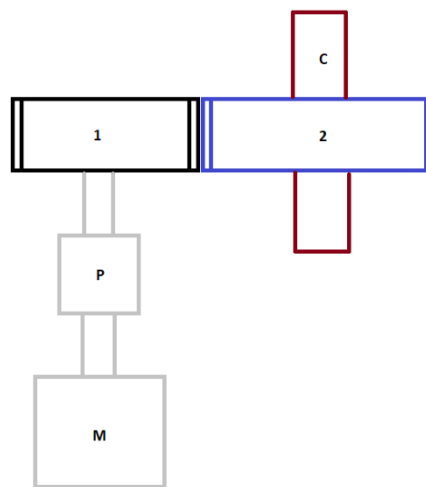


Figura 56. Esquema del sistema a calcular para obtener el par motor.

Donde el número 1 hace referencia al engranaje conectado al motor, el número 2 al engranaje conectado a la carga, la letra M al motor, la letra P al reductor planetario y, por último, la letra C a la carga. El caso real es el que se muestra a continuación:

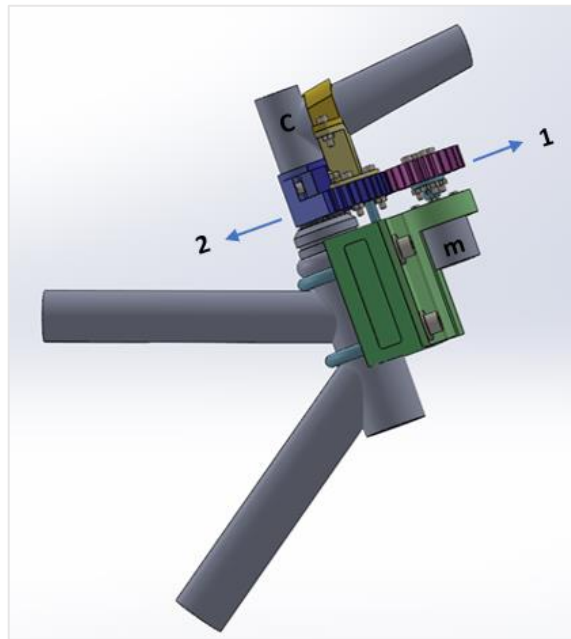


Figura 57. Representación real del esquema de la figura 48.

Como ya se ha explicado en apartados anteriores, el sistema consiste en un motor con un reductor planetario que realizará un par suficiente para mover la carga. Dicho par será transmitido al engranaje 1 mediante unión directa del engranaje al eje del motor, con la reducción planetaria de por medio. Del engranaje 1 pasará al engranaje 2 mediante la relación de potencia entre ambos engranajes. Por último, al estar unido el engranaje 2 a la carga, el par se transferirá de un elemento al otro.

Para plantear el sistema de ecuaciones que lleve a la obtención del par motor necesario, la mejor manera de empezar es calcular los pares desde la carga e ir avanzando hacia el motor. De esta manera, el primer par a obtener será el correspondiente al engranaje 2.

El engranaje 2, encargado de hacer girar la carga, deberá ejercer un par capaz de mover la carga y de moverse a si mismo. El par depende de las inercias de los objetos a mover y de la aceleración angular que se quiera aplicar a dichos objetos. Por tanto, la ecuación para el par en el engranaje 2 queda de la siguiente forma:

$$T_2 = J_c \ddot{\theta}_c + J_2 \ddot{\theta}_2 + T_f \quad (E.5)$$

Donde

| | |
|-------------------|--|
| T_2 | par ejercido por el engranaje 2. |
| J_c | inercia de la carga. |
| $\ddot{\theta}_c$ | aceleración angular de la carga. |
| J_2 | inercia del engranaje 2. |
| $\ddot{\theta}_2$ | aceleración angular del engranaje 2. |
| T_f | Fuerzas externas debidas a la acción de la gravedad. |

En este caso se cumple además la relación

$$\ddot{\theta}_2 = \ddot{\theta}_c \quad (\text{E.6})$$

ya que al estar el engranaje 2 sujeto directamente a la carga, estos tendrán siempre la misma aceleración.

Para la obtención del par en el engranaje 1 se debe tener en cuenta la relación de transmisión entre ambos engranajes, donde:

$$\dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2 \cdot r_e \quad (\text{E.7})$$

$$\ddot{\theta}_1 = \ddot{\theta}_2 \cdot r_e \quad (\text{E.8})$$

Siendo

| | |
|-------------------|---|
| $\dot{\theta}_1$ | velocidad angular del engranaje 1 |
| $\dot{\theta}_2$ | velocidad angular del engranaje 2 |
| $\ddot{\theta}_1$ | aceleración angular del engranaje 1. |
| r_e | relación de transmisión entre los engranajes 1 y 2. |

A través de la relación de potencias entre ambos engranajes se obtiene:

$$T_1 \dot{\theta}_1 = T_2 \dot{\theta}_2 \quad (\text{E.9})$$

Y, por tanto

$$T_1 = \frac{1}{\eta_e} T_2 \frac{1}{r_e} = \frac{1}{\eta_e} \cdot \frac{1}{r_e} \cdot (J_c \ddot{\theta}_c + J_2 \ddot{\theta}_c + T_f) \quad (\text{E.10})$$

De esta manera se obtiene una expresión para el par en el engranaje 1. Se supondrá un rendimiento de un 75% ($\eta=0.75$) en la relación de potencias debido a que los engranajes se fabricarán mediante impresión 3D y, por tanto, la calidad será inferior respecto a fabricarlos de materiales metálicos. El valor de la relación de transmisión se analizará más adelante, ya que, tal y como se verá, este factor tiene un gran impacto en el par total ejercido por el motor.

El siguiente paso es calcular el par ejercido por el reductor. Éste tendrá que realizar el par que ejerce el engranaje 1 más el par necesario para mover al propio engranaje 1. De esta manera, el par del reductor sigue la expresión:

$$T_p = J_1 \ddot{\theta}_1 + T_1 = J_1 \ddot{\theta}_1 + \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{r_e} \cdot (J_c \ddot{\theta}_c + J_2 \ddot{\theta}_c + T_f) \quad (\text{E.11})$$

$$\ddot{\theta}_1 = \ddot{\theta}_p \quad (\text{E.12})$$

Siendo

| | |
|-------------------|--------------------------------------|
| T_p | par ejercido por el reductor. |
| J_1 | inercia del engranaje 1. |
| $\ddot{\theta}_1$ | aceleración angular del engranaje 1. |
| $\ddot{\theta}_p$ | aceleración angular de la reductora. |

El siguiente paso es establecer el par motor. El motor deberá ser capaz de girarse a sí mismo, y de realizar el par que ejerce el reductor. Al tratarse de un reductor, se dispone de una relación de transmisión de reducción entre el eje de salida del reductor y el eje de salida del motor. Siguiendo este razonamiento, se obtienen las siguientes igualdades:

$$T_m \ddot{\theta}_m = T_p \ddot{\theta}_p \quad (\text{E.13})$$

$$T_m = \frac{1}{\eta_p} \frac{T_p}{r_p} \quad (\text{E.14})$$

$$T_m = J_m \ddot{\theta}_m + \frac{1}{\eta_p r_p} T_p \quad (\text{E.15})$$

Donde

| | |
|-------------------|---------------------------------------|
| T_m | par ejercido por el motor. |
| J_m | inercia del motor. |
| $\ddot{\theta}_m$ | aceleración angular del motor. |
| η_p | Rendimiento del reductor. |
| r_p | Relación de transmisión del reductor. |

Añadiendo el término del par realizado por el reductor a la ecuación anterior se obtiene:

$$T_m = J_m \ddot{\theta}_m + \frac{J_1 \ddot{\theta}_1}{\eta_p r_p} + \frac{J_c \ddot{\theta}_c}{\eta_p r_p \eta_e r_e} + \frac{J_2 \ddot{\theta}_c}{\eta_p r_p \eta_e r_e} + \frac{T_f}{\eta_p r_p \eta_e r_e} \quad (\text{E.16})$$

$$T_m = \ddot{\theta}_m \left[J_m + \frac{J_1}{\eta_p r_p^2} + \frac{J_c + J_2}{\eta_p \eta_e r_p^2 r_e^2} \right] + \frac{T_f}{\eta_p r_p \eta_e r_e} \quad (\text{E.17})$$

De esta manera el par motor queda como función de la relación de transmisión y de la aceleración del motor. El rendimiento del reductor es del 75%.

Recordando el objetivo del mecanismo, éste consiste en un actuador colocado en el manillar para que, en casos de riesgo de caída, actúe girando el manillar y compense el movimiento de la bicicleta evitando así la posible caída. Por tanto, es lógico pensar que el parámetro de entrada en el diseño deberá ser la velocidad y, por tanto, la aceleración que se quiere aplicar al manillar (carga). De esta manera, es conveniente dejar el par motor en función de la aceleración de la carga y, una vez sabida ésta, obtener la aceleración necesaria del motor. Siguiendo esta deducción, si se deja el par motor en función de la aceleración de la carga se obtiene la siguiente igualdad:

$$\mathbf{T}_m = \ddot{\theta}_c r_p r_e \left[J_m + \frac{J_1}{\eta_p r_p^2} + \frac{J_c + J_2}{\eta_p \eta_e r_p^2 r_e^2} \right] + \frac{\mathbf{T}_f}{\eta_p r_p \eta_e r_e} \quad (\text{E.18})$$

De esta manera, únicamente queda por establecer la aceleración de la carga y la relación de transmisión necesarias. Estos valores se estudiarán en los siguientes apartados.

A1.4. ESTIMACIÓN DE LA ACELERACIÓN DEL MOTOR

Como se ha explicado, un factor muy importante a la hora de dimensionar el mecanismo es la aceleración que se va a querer aplicar a la carga. Para ello se han realizado una serie de hipótesis.

En primer lugar, se ha fijado como objetivo el conseguir un giro de 45° en el manillar en un tiempo aproximado de 0.5 segundos. Con esta reacción se prevé conseguir un movimiento lo suficientemente rápido para evitar una posible caída, pero no demasiado como para provocar una. Siguiendo el razonamiento se obtiene:

$$45^\circ = \frac{45 \cdot 2\pi}{360} = 0.785 \text{ rad} \quad (\text{E.19})$$

$$\dot{\theta}_c = \frac{0.785 \text{ rad}}{0.5 \text{ s}} = 1.571 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 15 \text{ rpm} \quad (\text{E.20})$$

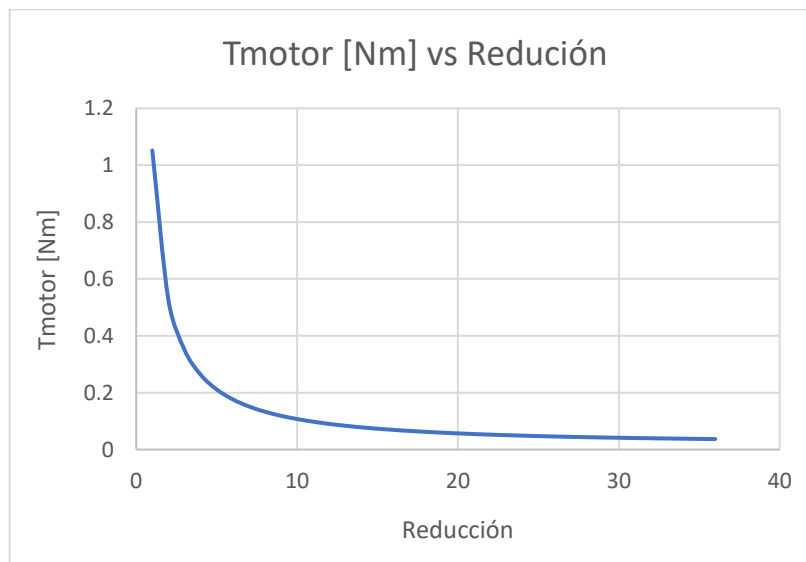
Para obtener la aceleración de la carga se establece el objetivo de alcanzar las 15 rpm en 0.2 segundos. De esta manera, la aceleración necesaria queda:

$$\ddot{\theta}_c = \frac{1.571 \text{ rad/s}}{0.2} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 7.854 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (\text{E.21})$$

Por tanto, se fija el objetivo de alcanzar una aceleración en la carga de 7.854 rad/s^2 aproximadamente.

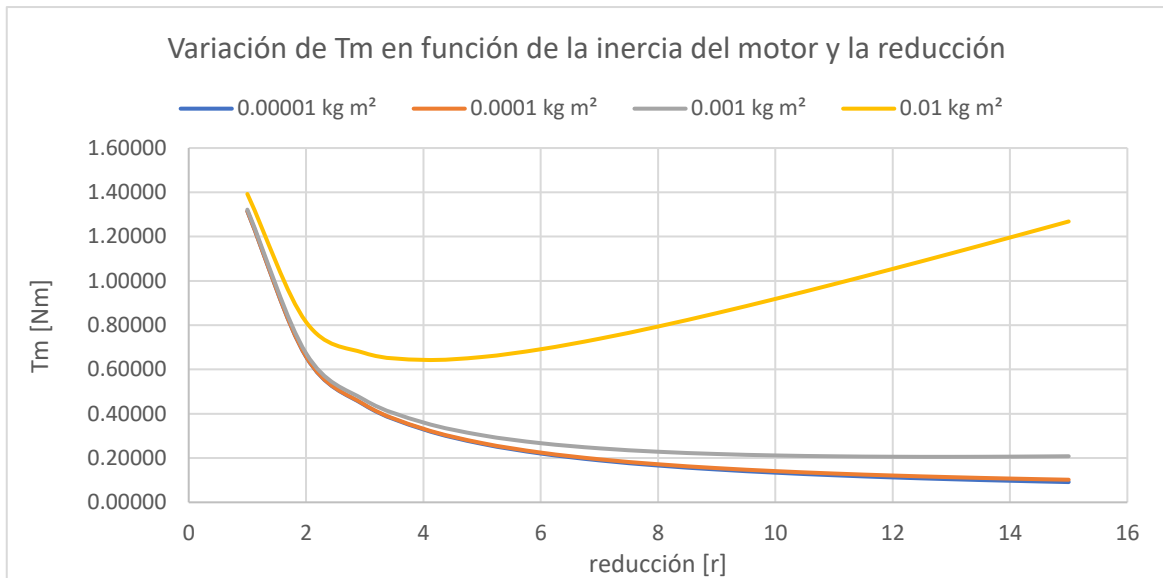
A1.5. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Como ya se ha explicado, la relación de transmisión entre los engranajes del sistema es un parámetro crítico del diseño. Esta relación puede ayudar a que el par que realmente tenga que realizar el motor para mover la carga sea menor. A este fenómeno se le denomina reductora. La reductora consiste en diseñar un sistema de engranajes con el fin de reducir el par necesario ejercido por el motor para seguir moviendo la carga con la aceleración deseada. Para obtener la relación más adecuada, se ha representado en la siguiente gráfica el par motor como función de la relación de transmisión, los resultados pueden verse a continuación.

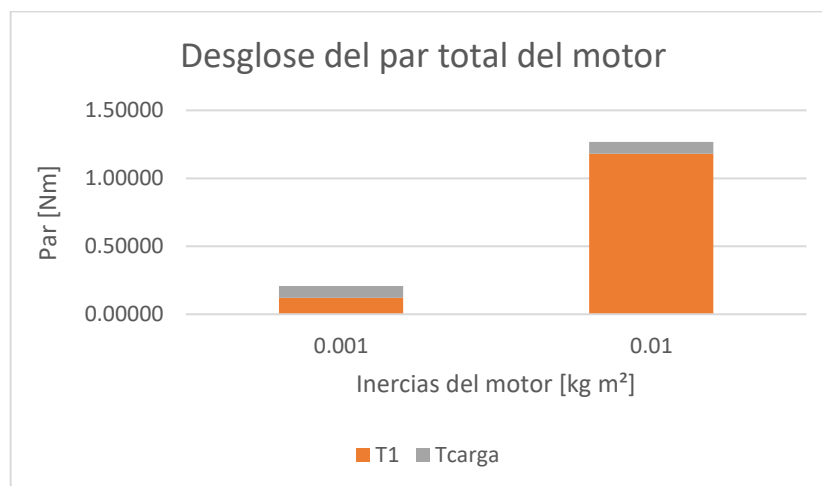


Tal y como puede observarse, a medida que la relación de transmisión aumenta, el par motor disminuye. Es conveniente elegir la relación que de un par motor menor ya que esto implicará que el motor podrá ser más pequeño, más barato y consumirá menos, lo que aumentará la autonomía de la bicicleta. No obstante, aumentar la relación de transmisión también tiene sus inconvenientes. A medida que ésta se aumenta, también lo hace la irreversibilidad del sistema. La irreversibilidad implica que, para mover el motor de forma externa, por ejemplo, si el usuario intenta mover el manillar, se deberá realizar una fuerza proporcional al cuadrado de dicha relación. De esta manera, si se aumenta de manera excesiva la relación, sería imposible para el usuario mover el motor y por tanto el manillar de la bicicleta. Es importante evitar este escenario ya que se quiere permitir al usuario poder mover libremente la dirección cuando el motor no esté trabajando. Por esta razón, se debe buscar un término medio entre una relación que permita disminuir el par motor pero que a su vez no convierta el sistema en irreversible.

Otro aspecto que adquiere gran importancia cuando se estudia la reducción del sistema es la inercia del motor. Si se tiene una inercia de motor grande, la reducción llega un momento en el que deja de ayudar y empieza a perjudicar, entendiéndose como perjudicar el hecho de que el par necesario en el motor será mayor. Este hecho se aprecia al analizar la expresión del par motor. Si la inercia de la carga no es considerablemente mayor a la del motor, un aumento de la reducción no es favorable. La siguiente gráfica muestra este fenómeno de manera visual.



Como puede observarse, para inercias elevadas del motor, en seguida se aprecia un incremento del par motor cuando se aumenta la relación de transmisión. Este fenómeno se debe a que, en dichos casos, al tener el motor una gran inercia, el par motor necesario para hacer girar al propio motor aumenta, tal y como se puede ver en la siguiente gráfica:



Donde T_1 refleja el par necesario para mover el motor y el engranaje unido a él y T_{carga} el par necesario para mover la carga. Por tanto, se deberá escoger un motor que tenga una inercia lo menor posible y que cumpla con las exigencias del par necesario.

Con todas las consideraciones explicadas, se decide emplear una reducción igual a 2 ($r_e=2$) entre los engranajes 1 y 2. Para elegir la reducción del reductor planetario se hace uso de la gráfica que relación a el par motor T_{motor} con la reducción. Como se observaba, a partir de una reducción mayor que 20 los beneficios en la disminución del par motor son mínimos. De esta manera se escoge una **reducción de 18 ($r_p=18$)** para tener el mayor beneficio posible pero no llegar a alcanzar un sistema irreversible.

A1.6. OBTENCION DEL PAR MOTOR NECESARIO

Una vez conocidos los valores de aceleración, reducción e inercias, así como la carga externa que ejerce la gravedad, se puede obtener el valor del par motor necesario para mover todo el conjunto de la dirección de la bicicleta.

Si ponemos los valores obtenidos en la expresión del par motor, se obtiene un valor total de **0.062 Nm**. En caso de no emplear ninguna reducción, es decir, con los valores en la expresión del par motor r_p y r_e igual a 1, se tendría que realizar un par de 2.1 Nm. Como se puede apreciar, el uso de reducciones es fundamental para poder emplear un motor de menor tamaño y menor consumo.

ANEXO 2. SIMULACIONES DE TENSIONES Y DEFORMACIONES

En este apartado de los anexos se exponen las simulaciones realizadas mediante el software SolidWorks. Se han llevado a cabo dos simulaciones, una para el engranaje motor y otra para el soporte motor. Estas dos piezas se prevé que sean las más críticas en cuanto a las sollicitaciones que deben soportar.

Estas simulaciones se realizan para verificar y validar el diseño de ambas piezas, tanto en geometría como en el espesor de material elegido para la impresión en 3D (fill rate). El diseño se entenderá como válido si el coeficiente de seguridad obtenido en las simulaciones es igual o mayor a 2.

- **SIMULACIÓN DEL ENGRANAJE MOTOR**

En la primera simulación que se adjunta, se analizan las tensiones y deformaciones que sufre la pieza engranaje motor bajo la hipótesis de sufrir un par de 2 Nm en uno de sus dientes. Este es el caso al que se enfrentaría la pieza si no hubiese reducción, ya que el valor de 2 Nm es el par que hay que realizar para mover la dirección de la bicicleta con la aceleración que se ha estimado en apartados anteriores. Si la pieza hace frente a este caso, en su funcionamiento normal, con menos par, tendrá un mejor desempeño. De esta manera la pieza contará con un cierto margen para poder hacer frente a cargas mayores de las esperadas.

En el informe ofrecido por SolidWorks se puede observar que el factor de seguridad que se obtiene es de 2.51. Este dato es debido a que la tensión máxima de Von Mises que sufre la pieza es de 4.458 MPa y el material de la pieza (PLA con 40% de fill rate) tiene un límite elástico de 11.2 MPa. Por otro lado, las deformaciones máximas son de 0.024 mm, valores prácticamente despreciables.

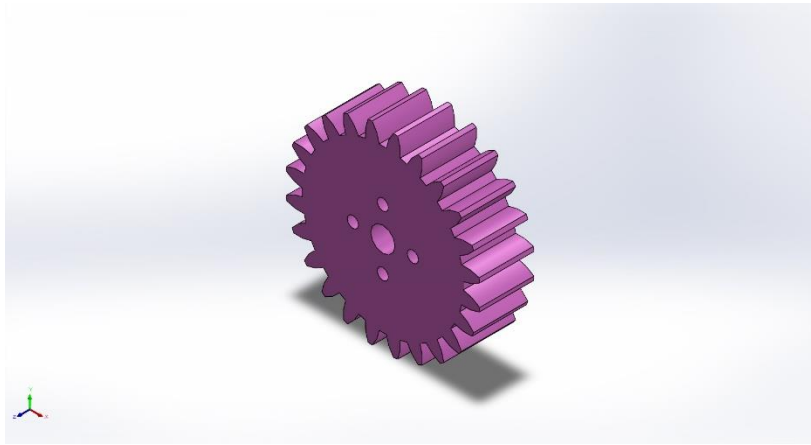
De esta manera, al tener un coeficiente de seguridad mayor que 2 y unas deformaciones mínimas, se puede dar por válido el diseño.

- **SIMULACIÓN DEL SOPORTE MOTOR**

La segunda simulación que se ofrece en los anexos corresponde a la pieza soporte motor. Esta pieza debe soportar las reacciones ejercidas por el motor al girar, así como el peso de los componentes del conjunto motor (motor, reductora, encoder). La hipótesis que se contempla en el estudio es un esfuerzo a soportar de un par de 2 Nm como reacciones del motor y un peso de 3 N.

El coeficiente de seguridad obtenido en el informe es de 3.84, debido a unas tensiones máximas de Von Mises de 2.911 MPa y un límite elástico del material de 11.2 MPa (PLA con 40% de fill rate). Las deformaciones máximas que se obtienen son de 0.096 mm, es decir, muy pequeñas.

Al tener un coeficiente de seguridad mayor que 2 y unas deformaciones despreciables, se puede dar por bueno el diseño.



Simulación del Engranaje Motor M2 z24 D20

Fecha: jueves, 24 de marzo de 2022

Diseñador: Javier Pérez Pujol

Nombre de estudio:

Estudio_de_SimulationXpress

Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción

Se procede a realizar el análisis estático de la pieza que se muestra en la imagen. La pieza consiste en el engranaje que va a ir acoplado al motor.

En base a los cálculos que se obtengan se dará el diseño por válido o se realizará un rediseño de la pieza para conseguir unas tensiones y deformaciones que permitan el correcto funcionamiento del conjunto.

Tabla de contenidos

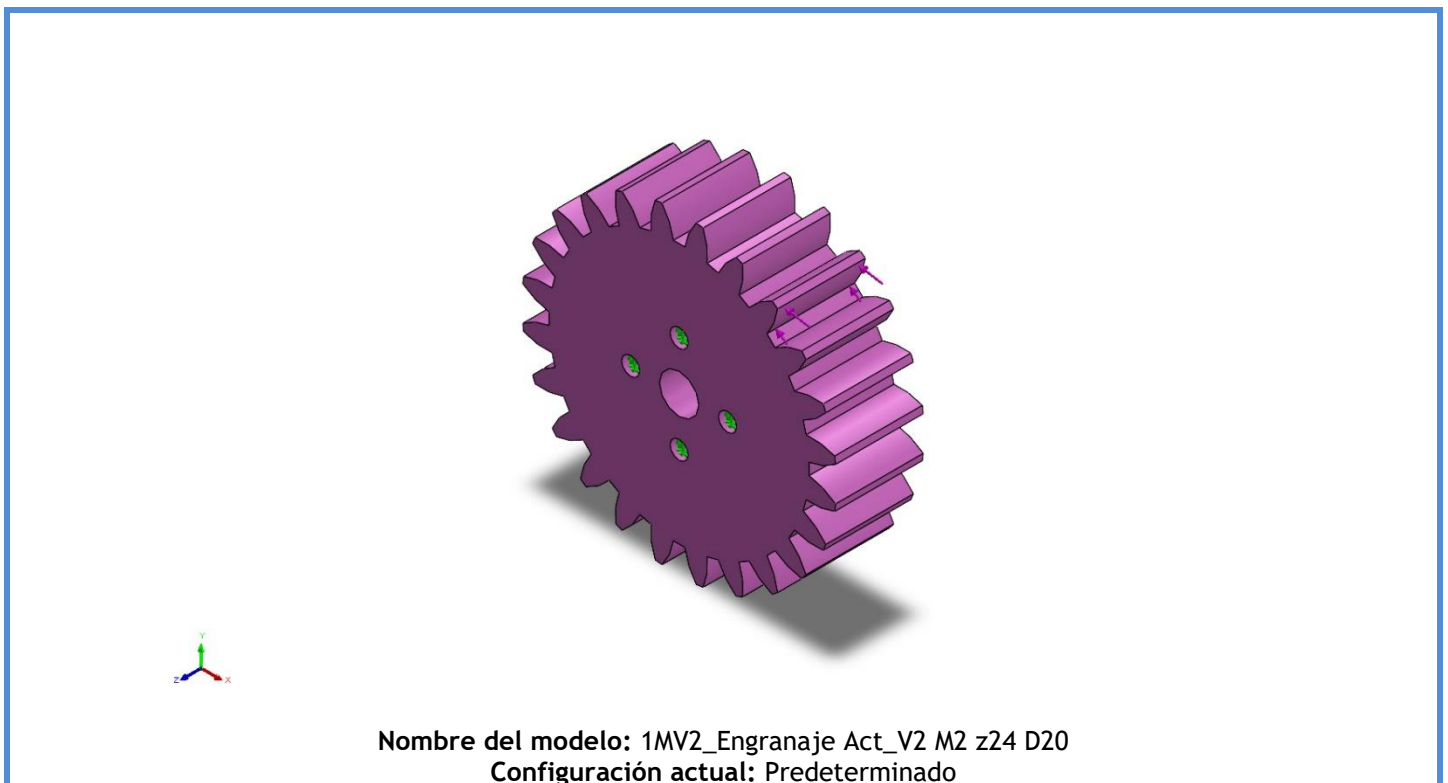
| | |
|-------------------------------|----|
| Descripción..... | 70 |
| Suposiciones | 71 |
| Información de modelo..... | 71 |
| Propiedades de estudio | 72 |
| Unidades..... | 72 |
| Propiedades de material | 73 |
| Cargas y sujeciones | 74 |
| Definiciones de conector..... | 74 |
| Información de contacto | 75 |
| Información de malla | 75 |
| Detalles del sensor..... | 75 |
| Fuerzas resultantes | 76 |
| Vigas | 76 |
| Resultados del estudio | 77 |
| Conclusión..... | 80 |

Suposiciones

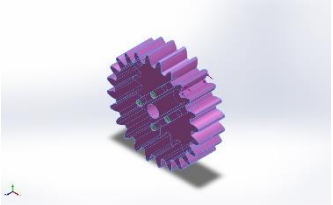
El estudio se realiza en el caso de máximo par ejercido por el motor, es decir 2 Nm. Este par deberá ser soportado por la pieza ya que es el que va a tener que transmitir al siguiente engranaje.

En el caso real el engranaje sufrirá menos par que el que se estudia en este análisis. Si la pieza soporta el par máximo querrá decir que en el funcionamiento normal, con menor par, tendrá un desempeño óptimo.

Información de modelo



Sólidos

| Nombre de documento y referencia | Tratado como | Propiedades volumétricas | Ruta al documento/Fecha de modificación |
|--|--------------|--|--|
| Cortar-Extruir5  | Sólido | Masa:0,0307789 kg Volumen:2,46231e-05 m ³ Densidad:1.250 kg/m ³ Peso:0,301634 N | C:\Users\Javier\TFM\Pruebas Solid\IDEA 1 MOTOR V2\1MV2_Engranaje Act_V2 M2 z24 D20.SLDPRT Feb 1 15:26:39 2022 |

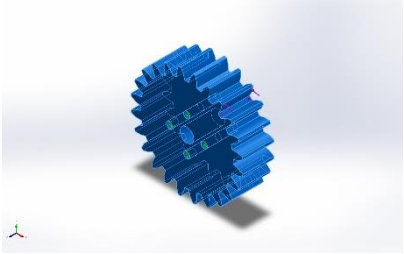
Propiedades de estudio

| | |
|---|---|
| Nombre de estudio | Estudio_de_SimulationXpress |
| Tipo de análisis | Análisis estático |
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Efecto térmico: | Activar |
| Opción térmica | Incluir cargas térmicas |
| Temperatura a tensión cero | 298 Kelvin |
| Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation | Desactivar |
| Tipo de solver | Automático |
| Efecto de rigidización por tensión (Inplane): | Desactivar |
| Muelle blando: | Desactivar |
| Desahogo inercial: | Desactivar |
| Opciones de unión rígida incompatibles | Automático |
| Gran desplazamiento | Desactivar |
| Calcular fuerzas de cuerpo libre | Activar |
| Fricción | Desactivar |
| Utilizar método adaptativo: | Desactivar |
| Carpeta de resultados | Documento de SOLIDWORKS (c:\users\javier\appdata\local\temp) |

Unidades

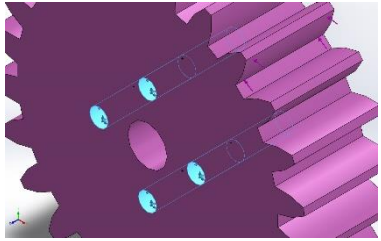
| | |
|-------------------------|------------------|
| Sistema de unidades: | Métrico (MKS) |
| Longitud/Desplazamiento | mm |
| Temperatura | Kelvin |
| Velocidad angular | Rad/seg |
| Presión/Tensión | N/m ² |

Propiedades de material

| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|---|---|--|
|  | <p>Nombre: PLA 40% Fill rate</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 1,12e+07 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1,12e+07 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,96e+09 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,36</p> <p>Densidad: 1.250 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 1,08824e+09 N/m²</p> | <p>Sólido 1(Cortar-Extruir5)(1MV2_Engranaje Act_V2 M2 z24 D20)</p> |
| <p>Datos de curva:N/A</p> | | |

Las propiedades del material PLA se han ajustado para el fill rate de 40%. Se ha partido del límite elástico del PLA y se ha multiplicado dicho valor por un factor de 0.4 para asemejar las propiedades de una pieza realizada en impresión 3D con fill rate del 40%.

Cargas y sujeciones

| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción | | |
|----------------------------|---|--|--------------|------------|
| Fijo-1 |  | Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija | | |
| Fuerzas resultantes | | | | |
| Componentes | X | Y | Z | Resultante |
| Fuerza de reacción(N) | 92,0675 | -36,7547 | -5,21541e-08 | 99,1329 |
| Momento de reacción(N.m) | 0 | 0 | 0 | 0 |

| Nombre de carga | Cargar imagen | Detalles de carga |
|-----------------|---|---|
| Fuerza-1 |  | Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 100 N |

Definiciones de conector

No hay datos

Información de contacto

No hay datos

Información de malla

| | |
|--|-------------------------------------|
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla estándar |
| Transición automática: | Desactivar |
| Incluir bucles automáticos de malla: | Desactivar |
| Puntos jacobianos para malla de alta calidad | 16 Puntos |
| Tamaño de elementos | 2,88779 mm |
| Tolerancia | 0,144389 mm |
| Calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |

Información de malla - Detalles

| | |
|---|-----------|
| Número total de nodos | 17667 |
| Número total de elementos | 11077 |
| Cociente máximo de aspecto | 4,5068 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3 | 96,7 |
| El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10 | 0 |
| Porcentaje de elementos distorsionados | 0 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:02 |
| Nombre de computadora: | JAVIER-HP |

Detalles del sensor

No hay datos

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|---------|----------|--------------|------------|
| Todo el modelo | N | 92,0675 | -36,7547 | -5,21541e-08 | 99,1329 |

Momentos de reacción

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|-------|-------|-------|------------|
| Todo el modelo | N.m | 0 | 0 | 0 | 0 |

Fuerzas de cuerpo libre

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|--------------|-------------|--------------|-------------|
| Todo el modelo | N | -4,97924e-05 | 1,85636e-05 | -3,19253e-07 | 5,31412e-05 |

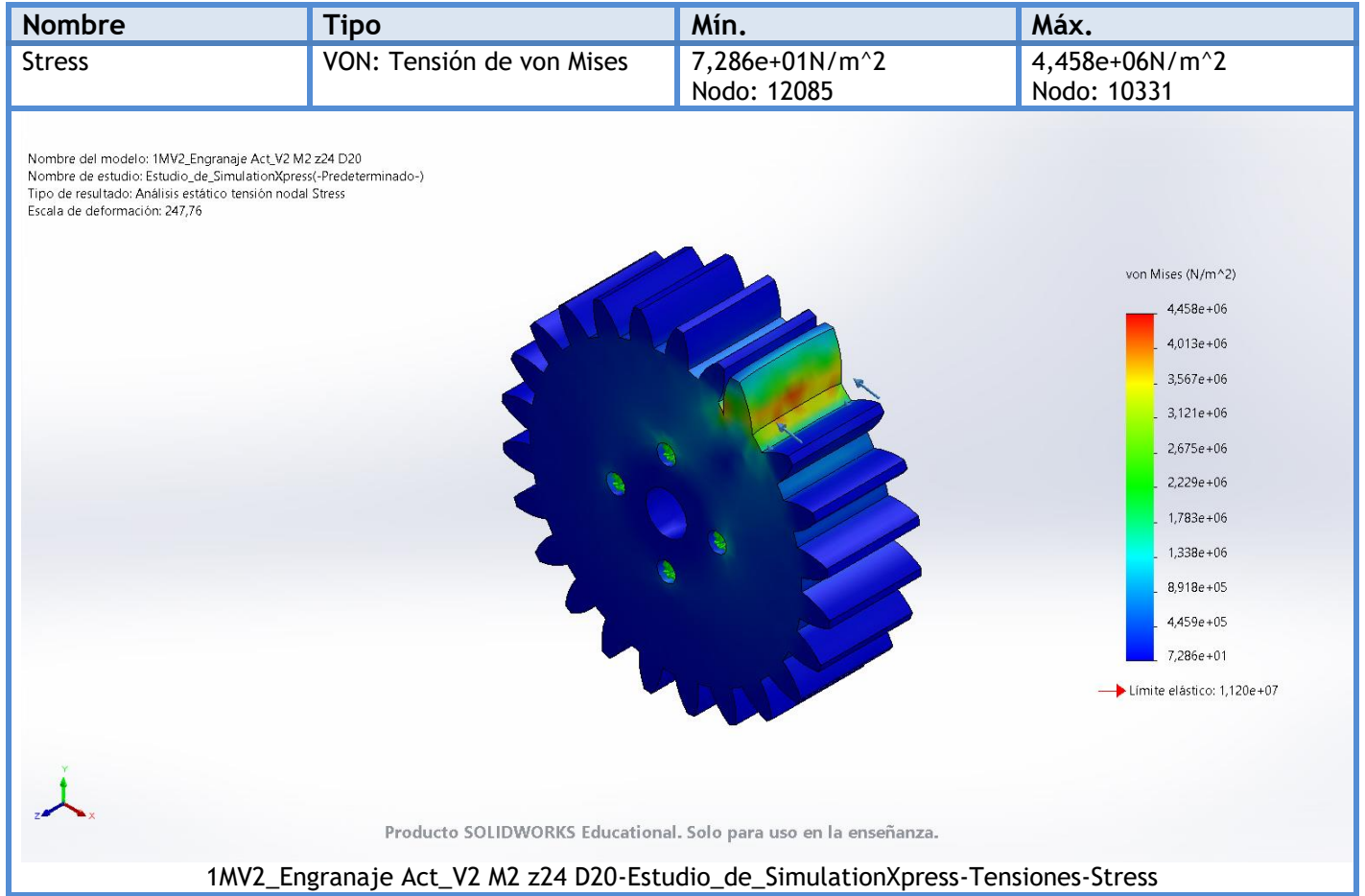
Momentos de cuerpo libre

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|-------|-------|-------|------------|
| Todo el modelo | N.m | 0 | 0 | 0 | 1e-33 |

Vigas

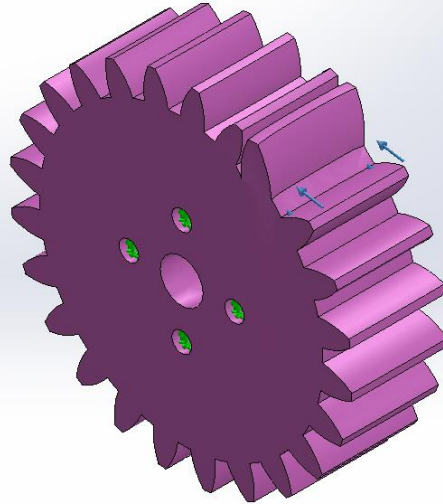
No hay datos

Resultados del estudio



| Nombre | Tipo |
|-------------|-----------|
| Deformation | Deformada |

Nombre del modelo: 1MV2_Engranaje Act_V2 M2 z24 D20
 Nombre de estudio: Estudio_de_SimulationXpress(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Deformada Deformation
 Escala de deformación: 247,76

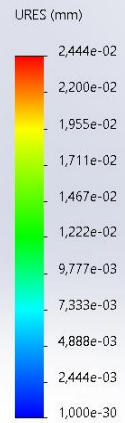
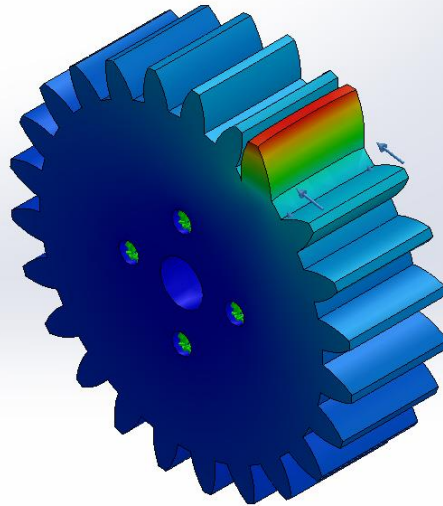


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

1MV2_Engranaje Act_V2 M2 z24 D20-Estudio_de_SimulationXpress-Desplazamientos-Deformation

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------|-----------------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Displacement | URES: Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm Nodo: 35 | 2,444e-02mm Nodo: 941 |

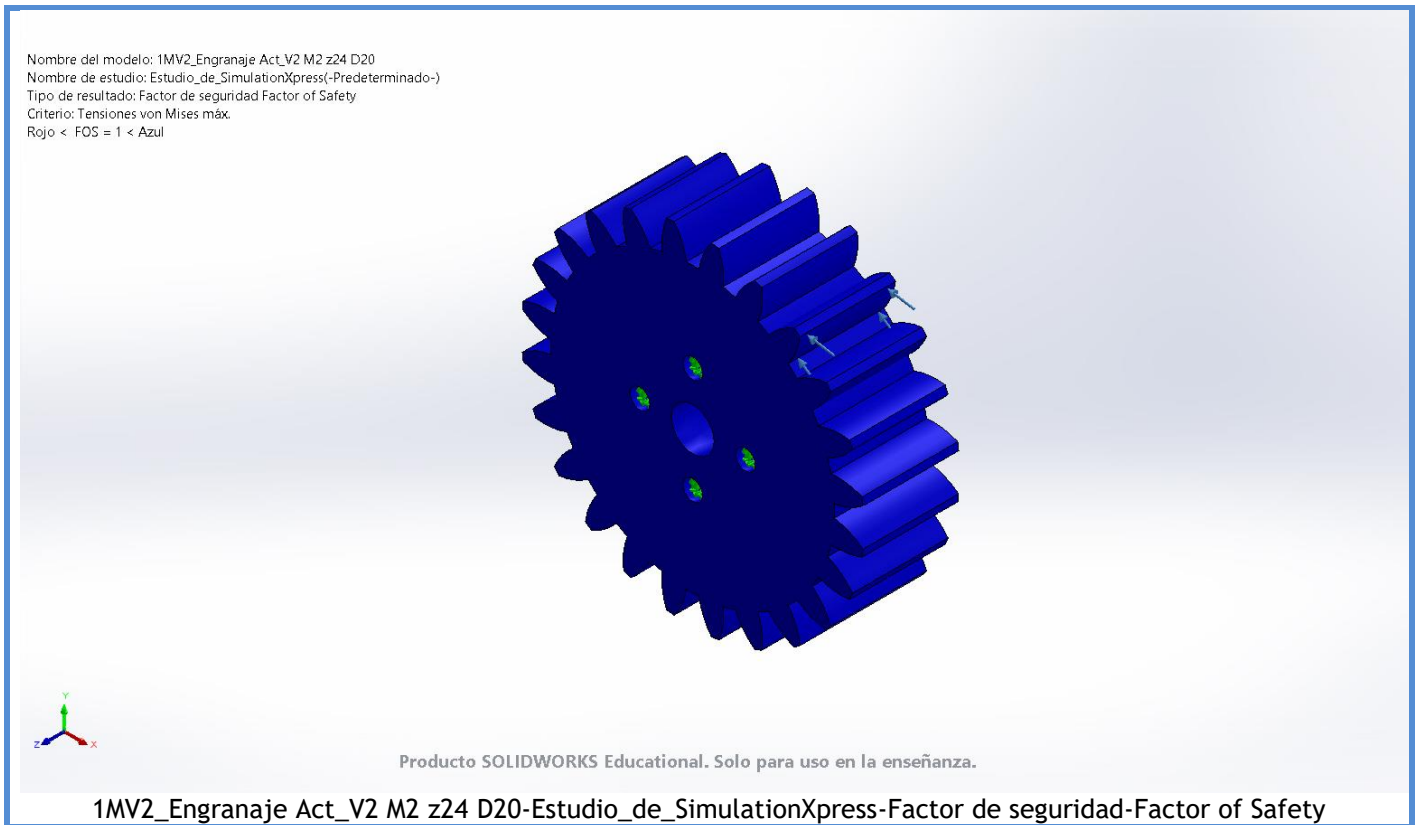
Nombre del modelo: 1MV2_Engranaje Act_V2 M2 z24 D20
 Nombre de estudio: Estudio_de_SimulationXpress(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Displacement
 Escala de deformación: 247,76



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

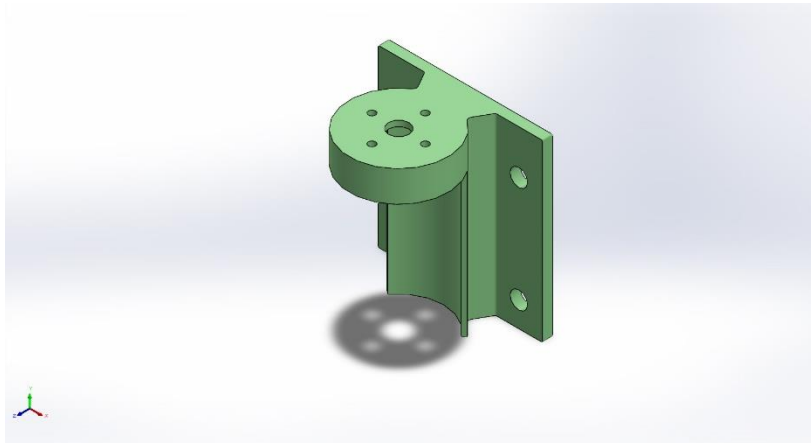
1MV2_Engranaje Act_V2 M2 z24 D20-Estudio_de_SimulationXpress-Desplazamientos-Displacement

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Factor of Safety | Tensión de von Mises máx. | 2,512e+00 Nodo: 10331 | 1,537e+05 Nodo: 12085 |



Conclusión

Una vez realizada la simulación se observa que la pieza es capaz de soportar el estado de mayor sollicitación, es decir, el estado con el par máximo ejercido por el motor. En esta situación, la pieza soporta una tensión de Von Mises máxima de 4.458 MPa, por debajo de su límite elástico de 11.2 MPa. Este diseño otorga, por tanto, un factor de seguridad de 2.51. Al tener un factor de seguridad mayor a 2, se puede dar el diseño por válido. En caso de necesitar mayor resistencia de la pieza, se puede aumentar el porcentaje de fill rate en la impresión 3D, obteniendo de esta manera un límite elástico mayor.



Simulación del Soporte Motor

Fecha: jueves, 24 de marzo de 2022

Diseñador: Javier Pérez Pujol

Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

| | |
|-------------------------------|----|
| Descripción..... | 81 |
| Suposiciones | 82 |
| Información de modelo..... | 82 |
| Propiedades de estudio | 83 |
| Unidades..... | 83 |
| Propiedades de material | 84 |
| Cargas y sujeciones | 85 |
| Definiciones de conector..... | 86 |
| Información de contacto | 86 |
| Información de malla | 86 |
| Detalles del sensor..... | 87 |
| Fuerzas resultantes | 87 |
| Vigas | 87 |
| Resultados del estudio | 88 |
| Conclusión..... | 91 |

Descripción

Se procede a realizar el análisis estático de la pieza que se muestra en la imagen. La función de la pieza es la de sujetar el motor, así como los demás componentes unidos a este, por ejemplo, la reductora.

En base a los cálculos que se obtengan se dará el diseño por válido o se realizará un rediseño de la pieza para conseguir unas tensiones y deformaciones que permitan el correcto funcionamiento del conjunto.

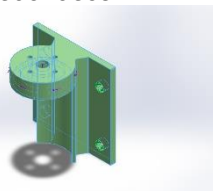
Suposiciones

El estudio se realiza en el caso de máximo par ejercido por el motor, es decir 2Nm. Este par deberá ser soportado por la pieza, así como el peso del motor y los demás componentes unidos a este. El peso a soportar es de un total de 0.3 kg (3 N).

Información de modelo



Sólidos

| Nombre de documento y referencia | Tratado como | Propiedades volumétricas | Ruta al documento/Fecha de modificación |
|--|--------------|--|--|
| Redondeo3  | Sólido | Masa:0,0909858 kg Volumen:7,27886e-05 m ³ Densidad:1.250 kg/m ³ Peso:0,891661 N | C:\Users\Javier\TFM\Pruebas Solid\IDEA 1 MOTOR V2\1MV2_Tapa Actuador_V2.SLDPRT Jan 27 13:29:04 2022 |

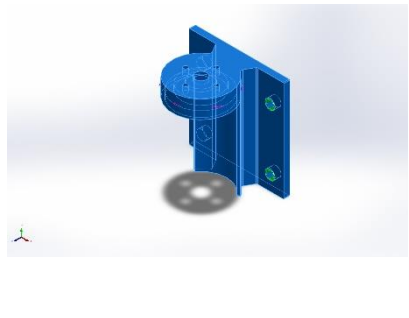
Propiedades de estudio

| | |
|---|--|
| Nombre de estudio | Análisis estático 1 |
| Tipo de análisis | Análisis estático |
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Efecto térmico: | Activar |
| Opción térmica | Incluir cargas térmicas |
| Temperatura a tensión cero | 298 Kelvin |
| Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation | Desactivar |
| Tipo de solver | Automático |
| Efecto de rigidización por tensión (Inplane): | Desactivar |
| Muelle blando: | Desactivar |
| Desahogo inercial: | Desactivar |
| Opciones de unión rígida incompatibles | Automático |
| Gran desplazamiento | Desactivar |
| Calcular fuerzas de cuerpo libre | Activar |
| Fricción | Desactivar |
| Utilizar método adaptativo: | Desactivar |
| Carpeta de resultados | Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\Javier\TFM\Pruebas Solid\IDEA 1 MOTOR V2) |

Unidades

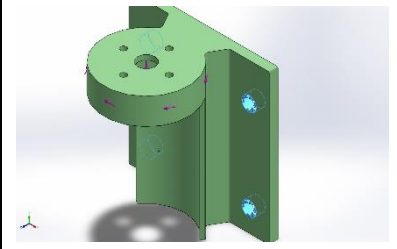
| | |
|-------------------------|------------------|
| Sistema de unidades: | Métrico (MKS) |
| Longitud/Desplazamiento | mm |
| Temperatura | Kelvin |
| Velocidad angular | Rad/seg |
| Presión/Tensión | N/m ² |

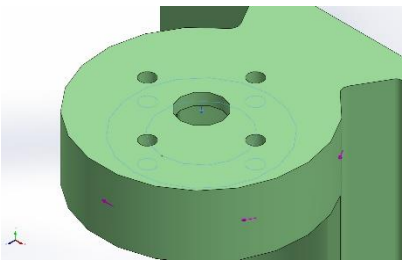
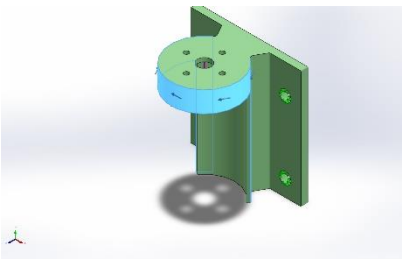
Propiedades de material

| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|---|---|--|
|  | <p>Nombre: PLA 40% Fill rate</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 1,12e+07 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1,12e+07 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,96e+09 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,36</p> <p>Densidad: 1.250 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 1,08824e+09 N/m²</p> | <p>Sólido</p> <p>1(Redondeo3)(1MV2_Tapa Actuador_V2)</p> |
| <p>Datos de curva:N/A</p> | | |

Las propiedades del material PLA se han ajustado para el fill rate de 40%. Se ha partido del límite elástico del PLA y se ha multiplicado dicho valor por un factor de 0.4 para asemejar las propiedades de una pieza realizada en impresión 3D con fill rate del 40%.

Cargas y sujeciones

| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción | | |
|----------------------------|---|--|--------------|-------------------|
| Fijo-1 |  | Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija | | |
| Fuerzas resultantes | | | | |
| Componentes | X | Y | Z | Resultante |
| Fuerza de reacción(N) | -12,2802 | 3 | -0,000242949 | 12,6413 |
| Momento de reacción(N.m) | 0 | 0 | 0 | 0 |

| Nombre de carga | Cargar imagen | Detalles de carga |
|-----------------|---|---|
| Fuerza-1 |  | Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: -3 N |
| Torsión-5 |  | Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 2 N.m |

Definiciones de conector

No hay datos

Información de contacto

No hay datos

Información de malla

| | |
|--|-------------------------------------|
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla estándar |
| Transición automática: | Desactivar |
| Incluir bucles automáticos de malla: | Desactivar |
| Puntos jacobianos para malla de alta calidad | 16 Puntos |
| Tamaño de elementos | 4,15443 mm |
| Tolerancia | 0,207721 mm |
| Calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |

Información de malla - Detalles

| | |
|---|-----------|
| Número total de nodos | 16671 |
| Número total de elementos | 9658 |
| Cociente máximo de aspecto | 14,485 |
| % de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3 | 95,8 |
| El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10 | 0,124 |
| Porcentaje de elementos distorsionados | 0 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:03 |
| Nombre de computadora: | JAVIER-HP |

Detalles del sensor

No hay datos

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|----------|-------|--------------|------------|
| Todo el modelo | N | -12,2802 | 3 | -0,000242949 | 12,6413 |

Momentos de reacción

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|-------|-------|-------|------------|
| Todo el modelo | N.m | 0 | 0 | 0 | 0 |

Fuerzas de cuerpo libre

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|-------------|-------------|--------------|-------------|
| Todo el modelo | N | -4,6236e-07 | 3,49712e-07 | -2,02306e-05 | 2,02389e-05 |

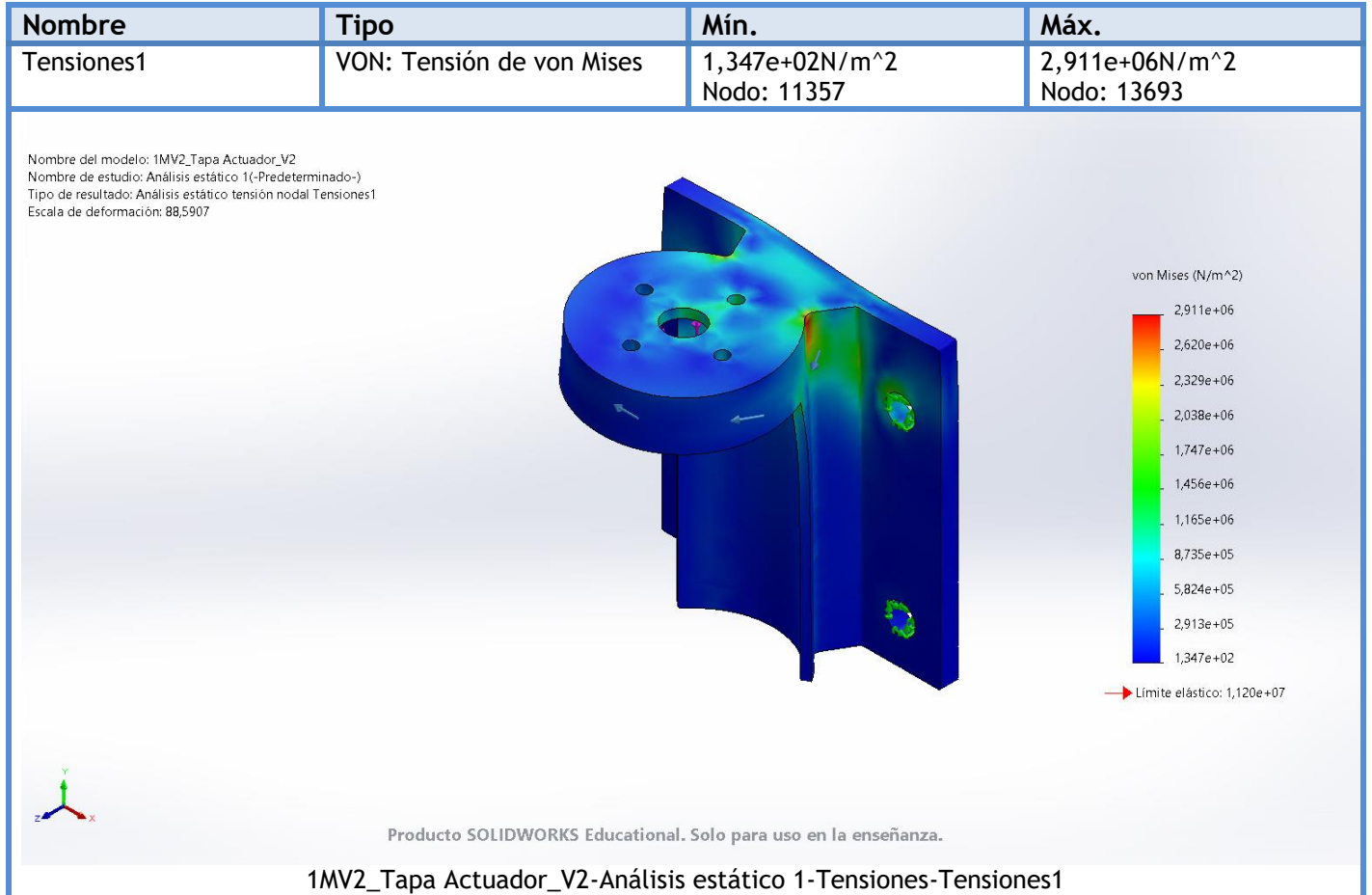
Momentos de cuerpo libre

| Conjunto de selecciones | Unidades | Sum X | Sum Y | Sum Z | Resultante |
|-------------------------|----------|-------|-------|-------|------------|
| Todo el modelo | N.m | 0 | 0 | 0 | 1e-33 |

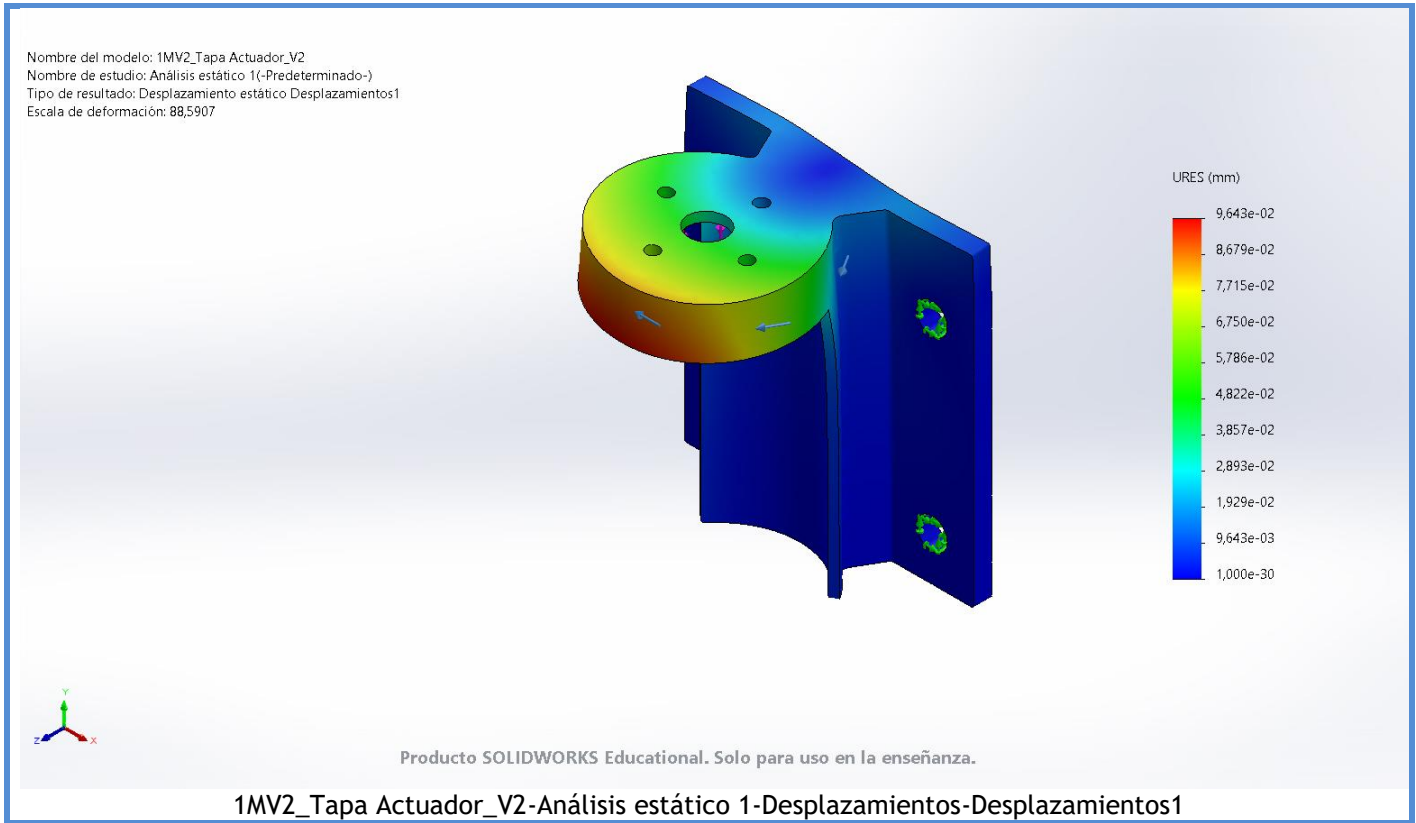
Vigas

No hay datos

Resultados del estudio

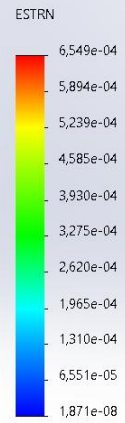
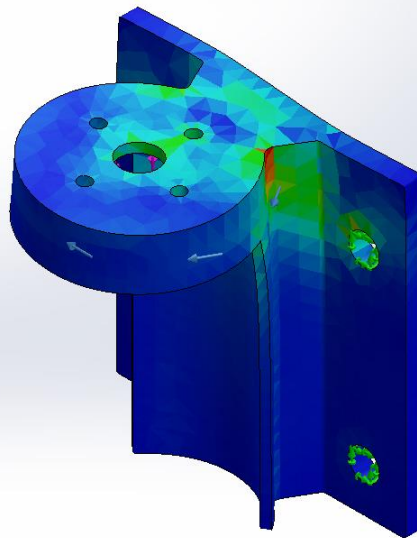


| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|------------------|-----------------------------------|-------------------------|----------------------------|
| Desplazamientos1 | URES: Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm Nodo: 42 | 9,643e-02mm Nodo: 13844 |



| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|--------------------------|---|-----------------------------|-----------------------------|
| Deformaciones unitarias1 | ESTRN: Deformación unitaria equivalente | 1,871e-08 Elemento: 3180 | 6,549e-04 Elemento: 4522 |

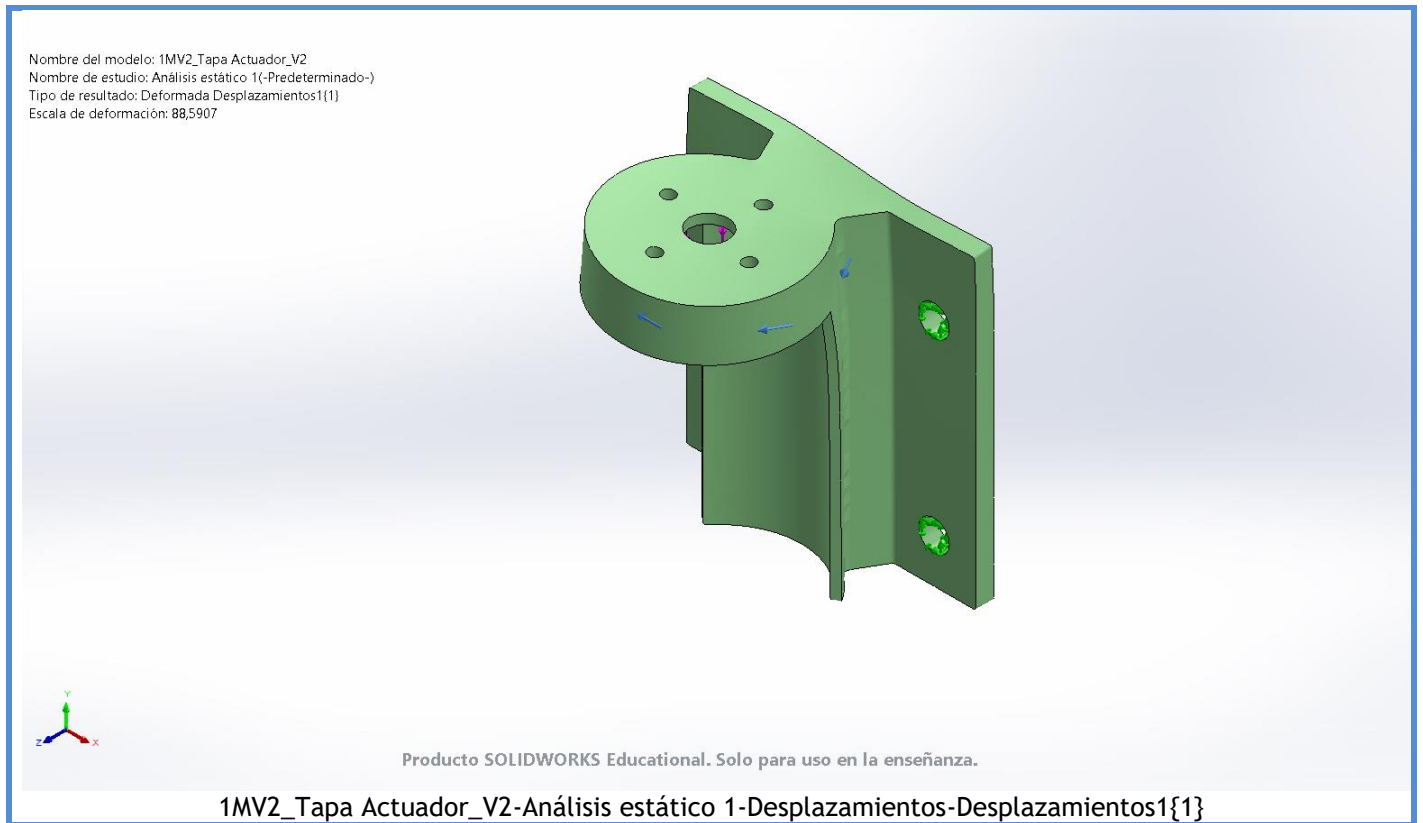
Nombre del modelo: 1MV2_Tapa Actuador_V2
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 88,5907



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

1MV2_Tapa Actuador_V2-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

| Nombre | Tipo |
|---------------------|-----------|
| Desplazamientos1{1} | Deformada |



Conclusión

Una vez realizada la simulación se observa que la pieza es capaz de soportar el estado con mayor sollicitaciones, es decir, el estado con el par máximo ejercido por el motor. En esta situación, la pieza soporta una tensión de Von Misses máxima de 2.911 MPa, por debajo de su límite elástico de 11.2 MPa. Este diseño otorga, por tanto, un factor de seguridad de 3.84. Al tener un factor de seguridad mayor a 2, se puede dar el diseño por válido.

ANEXO 3. PLANOS

P0. PLANO DE CONJUNTO (Escala 1:5)

P1. ENGRANAJE HORQUILLA FRONTAL (Escala 1:1)

P2. ENGRANAJE HORQUILLA POSTERIOR (Escala 2:1)

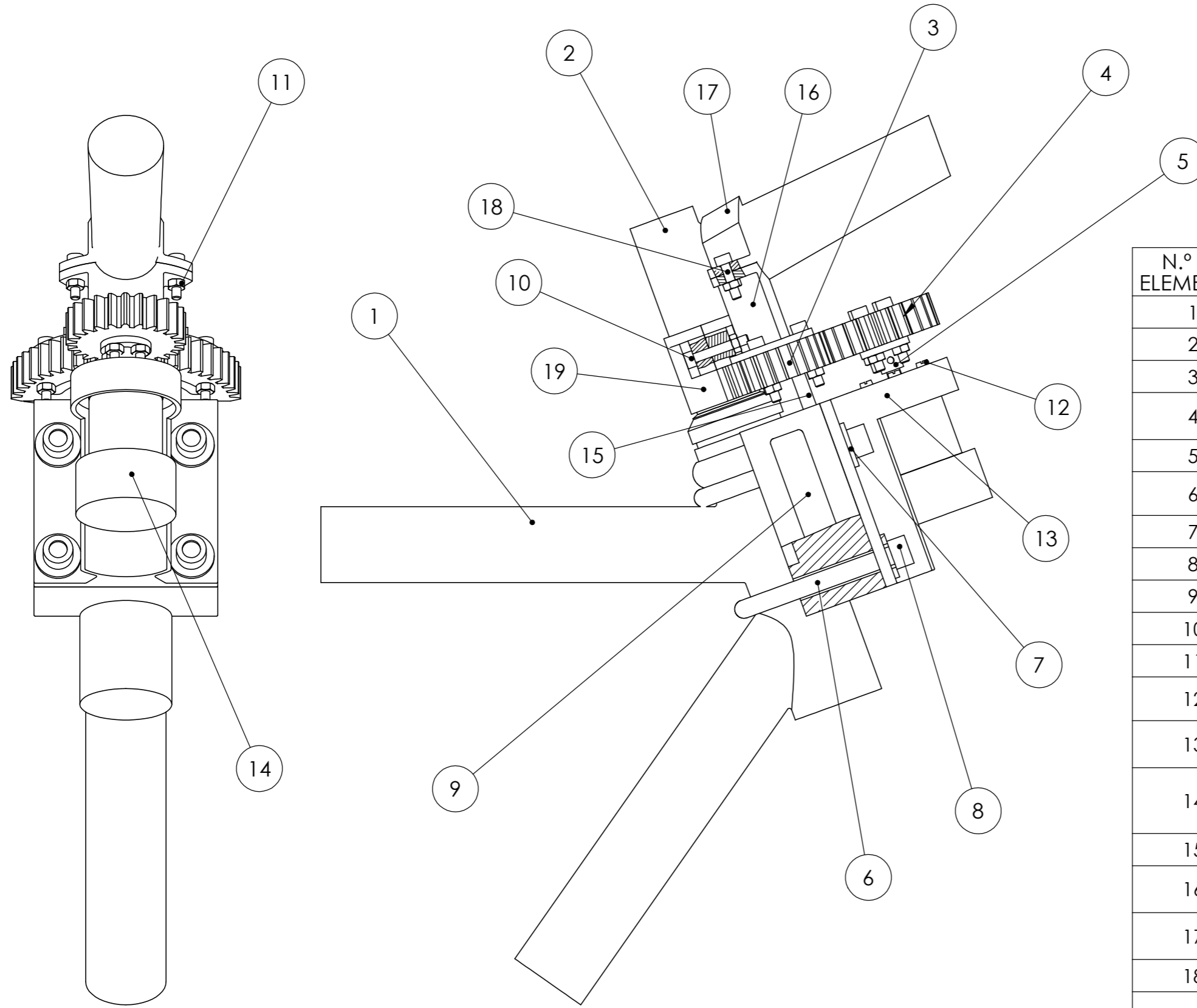
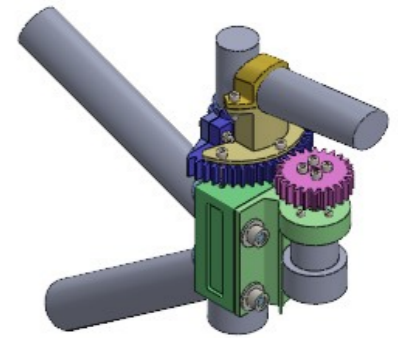
P3. ABRAZADERA SUPERIOR (Escala 2:1)

P4. ABRAZADERA INFERIOR (Escala 2:1)



P5. ENGRANAJE MOTOR (Escala 2:1)

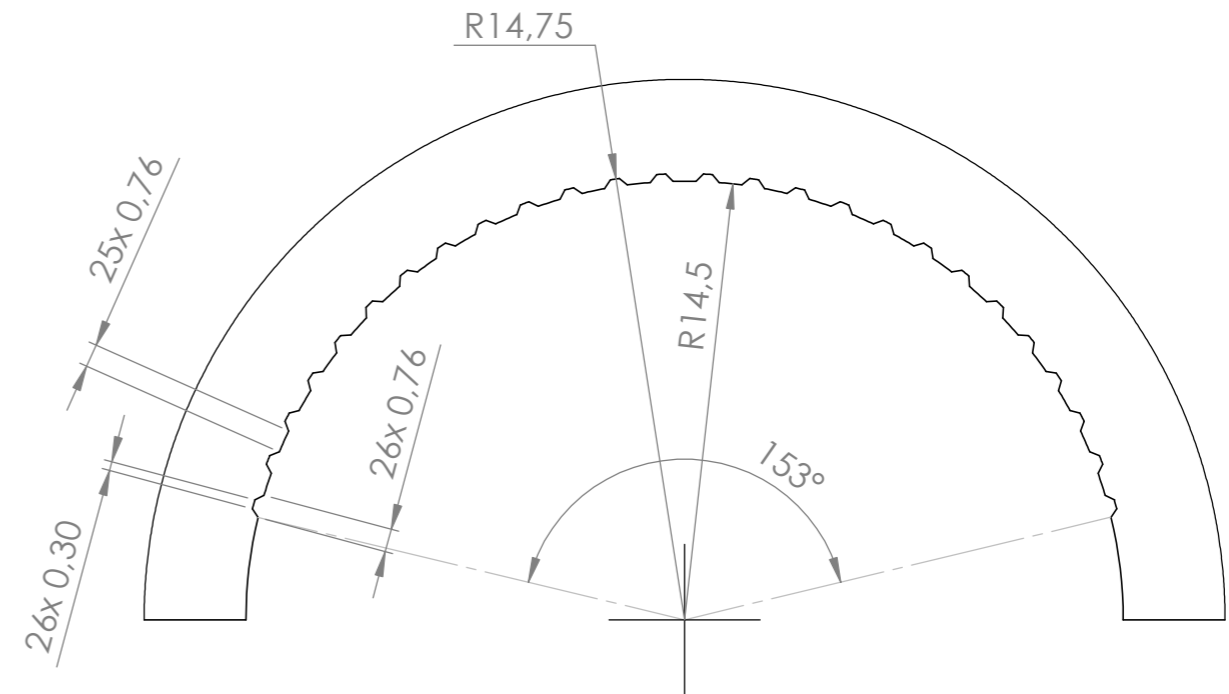
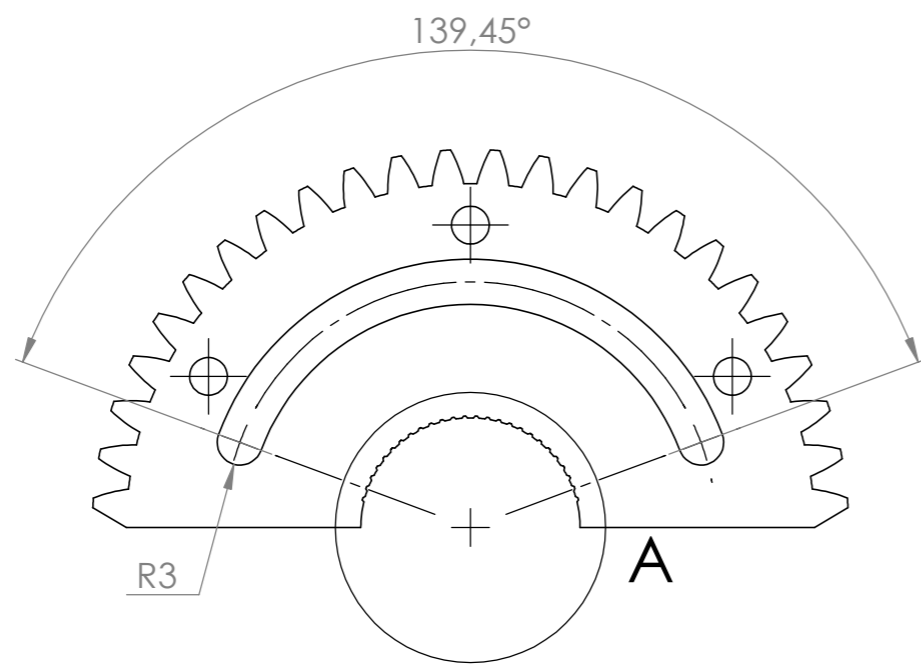
P6. SOPORTE MOTOR (Escala 1:1)

P7. SOPORTE (Escala 1:1)



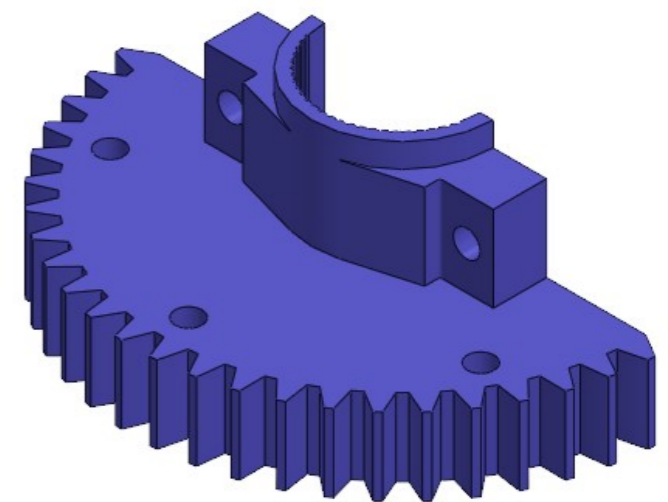
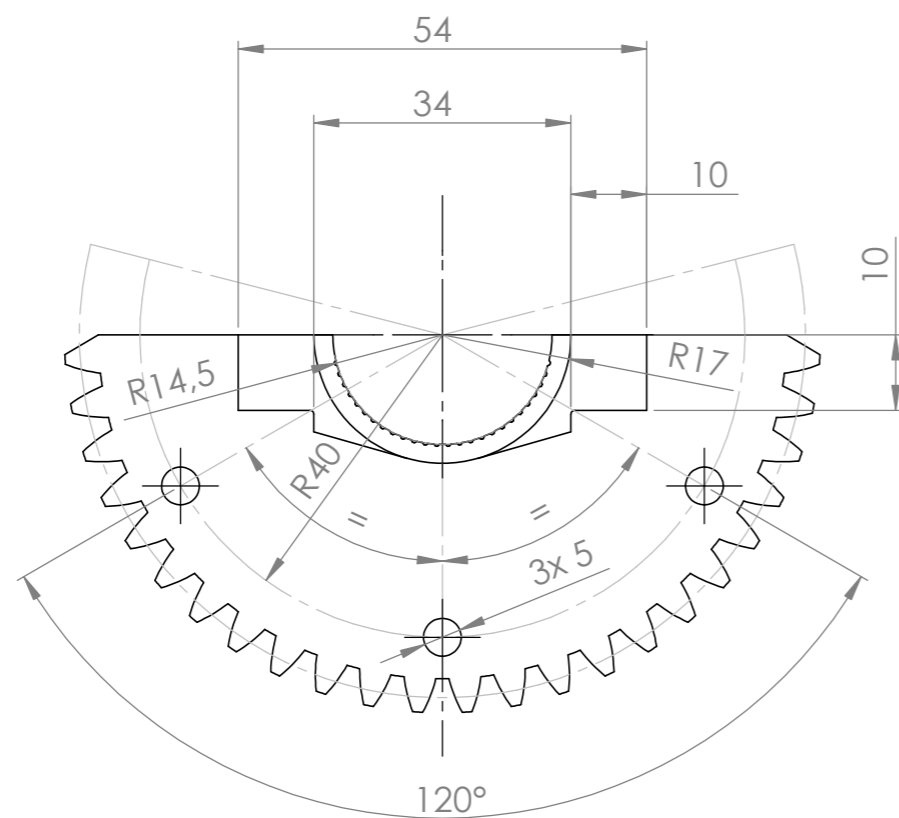
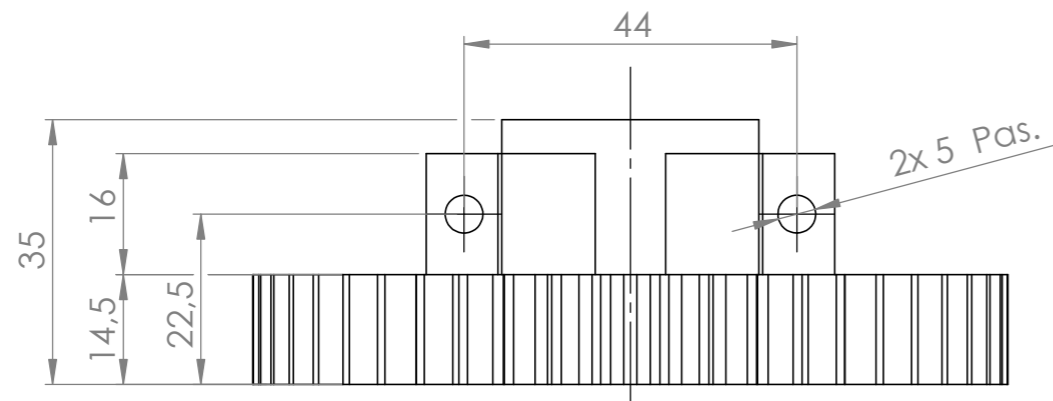
| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD |
|-----------------|----------------------------------|----------|
| 1 | MARCO DE LA BICICLETA | 1 |
| 2 | HHORQUILLA DE LA BICICLETA | 1 |
| 3 | ENGRANAJE HORQUILLA FRONTAL | 1 |
| 4 | ENGRANAJE MOTOR | 1 |
| 5 | ACOPLAMIENTO EJE | 1 |
| 6 | TORNILLO CURVO M8 D57 L75 | 2 |
| 7 | ARANDELA 20x8 | 4 |
| 8 | TUERCA 13x8 | 4 |
| 9 | SOPORTE | 1 |
| 10 | ISO 4762 M4 x 25 - 25N | 9 |
| 11 | ISO - 4032 - M4 - D - N | 11 |
| 12 | ISO 1207 - M3 x 10 - 10N | 4 |
| 13 | SOPORTE MOTOR | 1 |
| 14 | CONJUNTO MOTOR | 1 |
| 15 | VARILLA DE ACERO | 1 |
| 16 | ABRAZADERA INFERIOR | 1 |
| 17 | ABRAZADERA SUPERIOR | 1 |
| 18 | ISO 4762 M4 x 16 - 16N | 2 |
| 19 | ENGRANAJE DE HORQUILLA POSTERIOR | 1 |

| | | | | | | | |
|--|------------|--------------|-------------------|-------------|--|--|------------------------|
| FECHA | 28/03/2022 | NOMBRE | JAVIER PÉREZ | PROYECTO | DESIGNO DE DIRECCION ASISTIDA PARA BICICLETA | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
| DIBUJADO | | DENOMINACIÓN | PLANO DE CONJUNTO | | | TOLERANCIAS | ISO 2768fK |
| APROBADO | | MATERIAL | | | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | | TRATAMIENTO | | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | | PESO (kg) | | UNIDADES | mm |
|  Universidad de Navarra | | | | PLANO | PO |  A3 | ESCALA SCALE 1:5 |



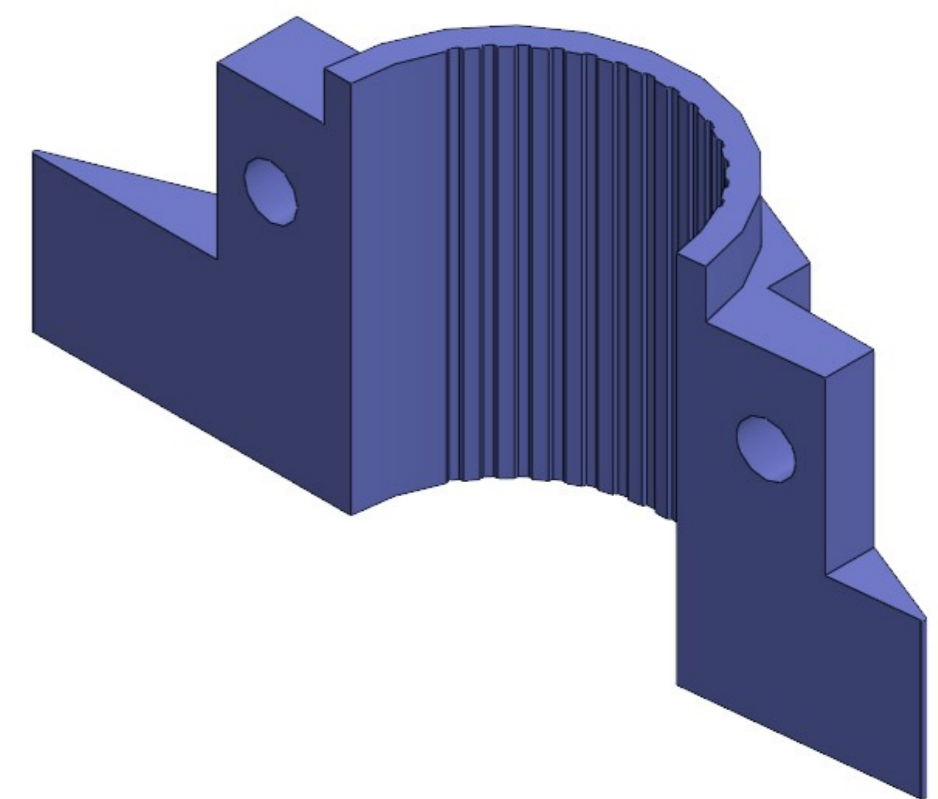
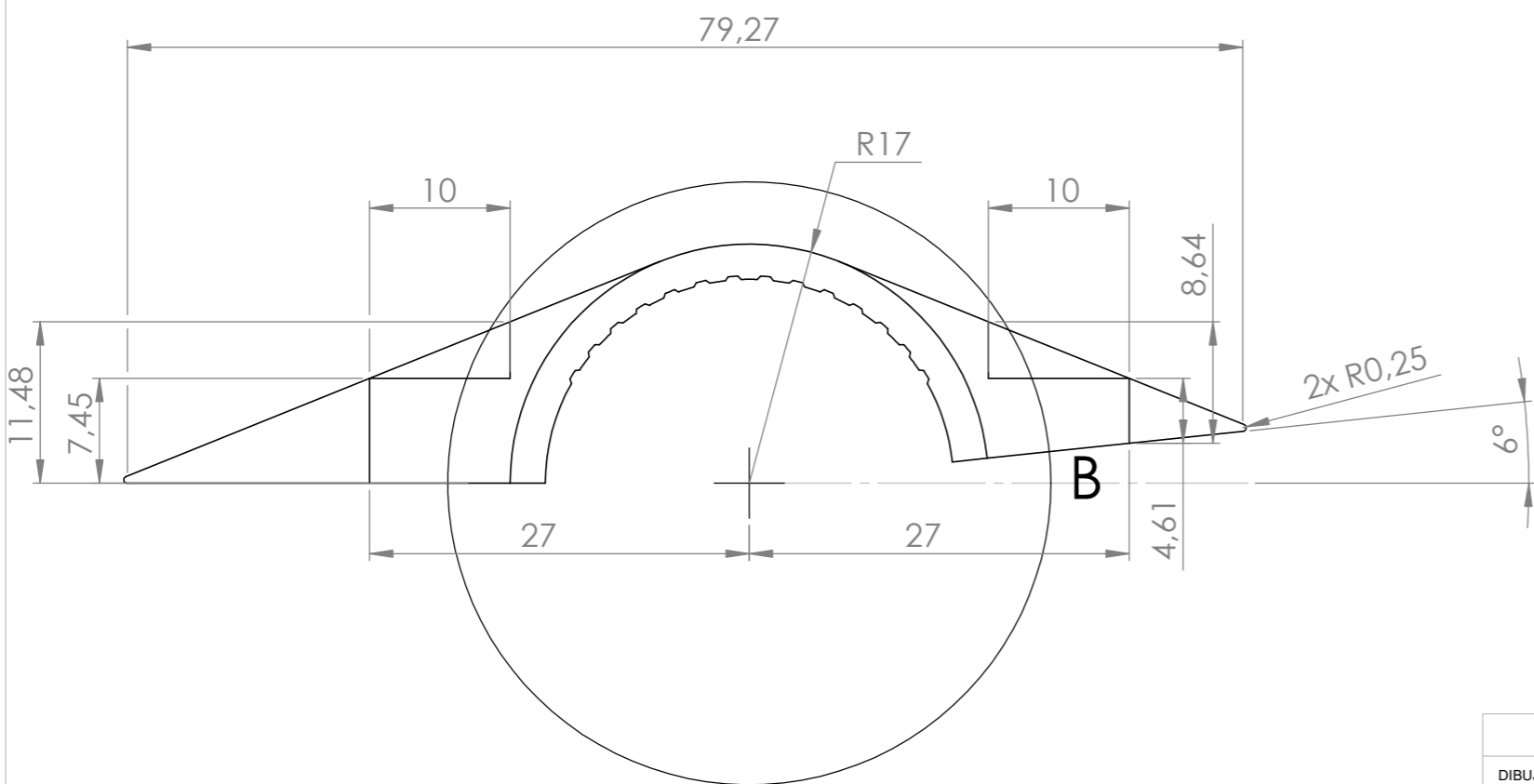
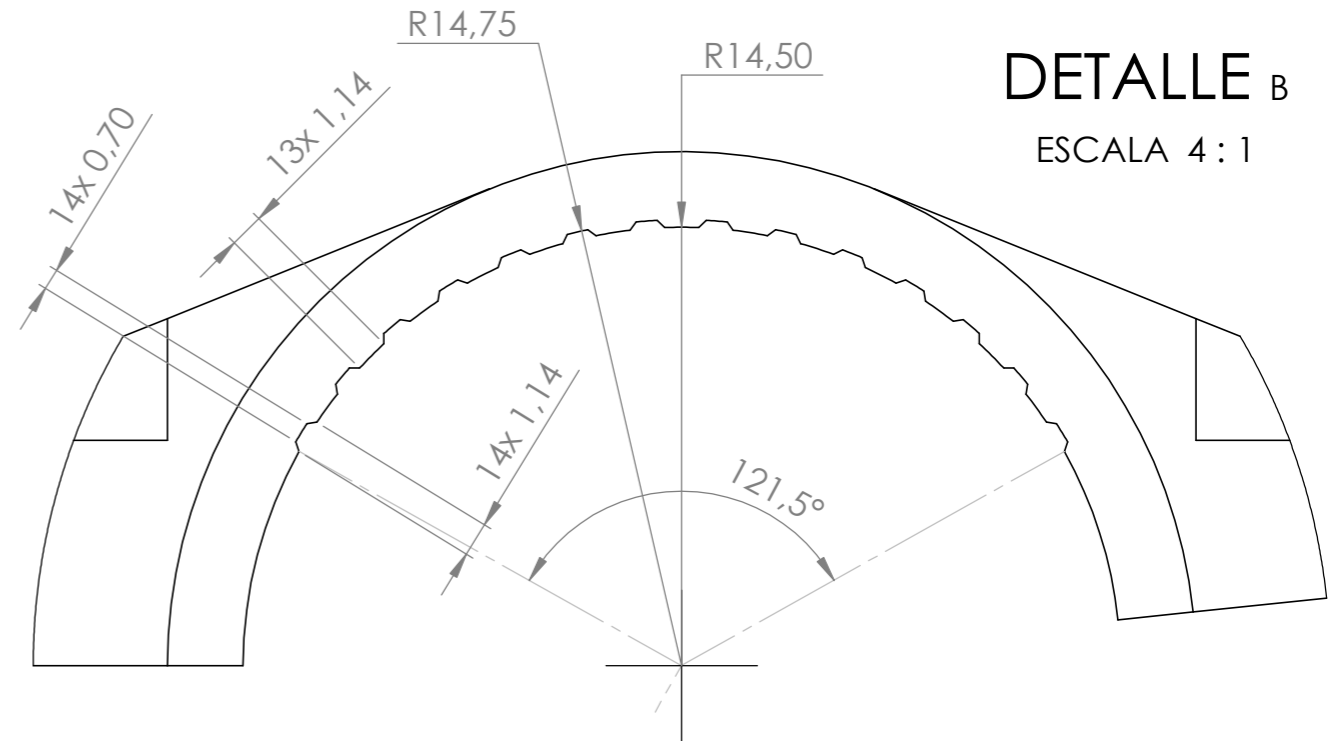
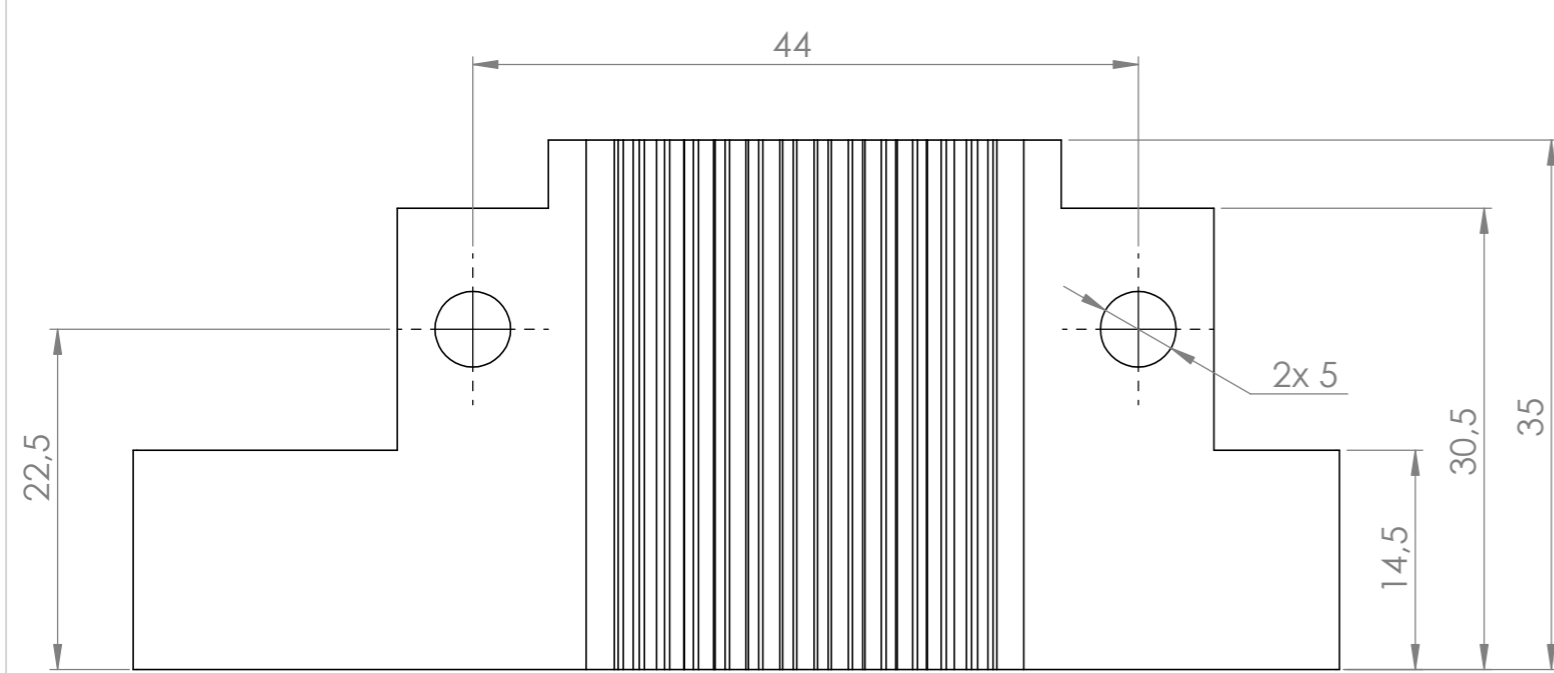
DETALLE A

ESCALA 4 : 1

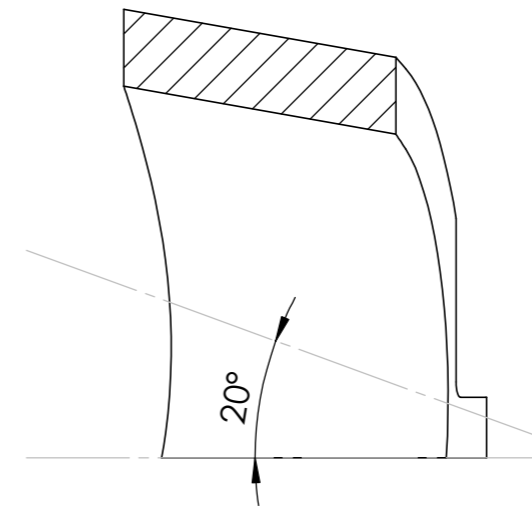
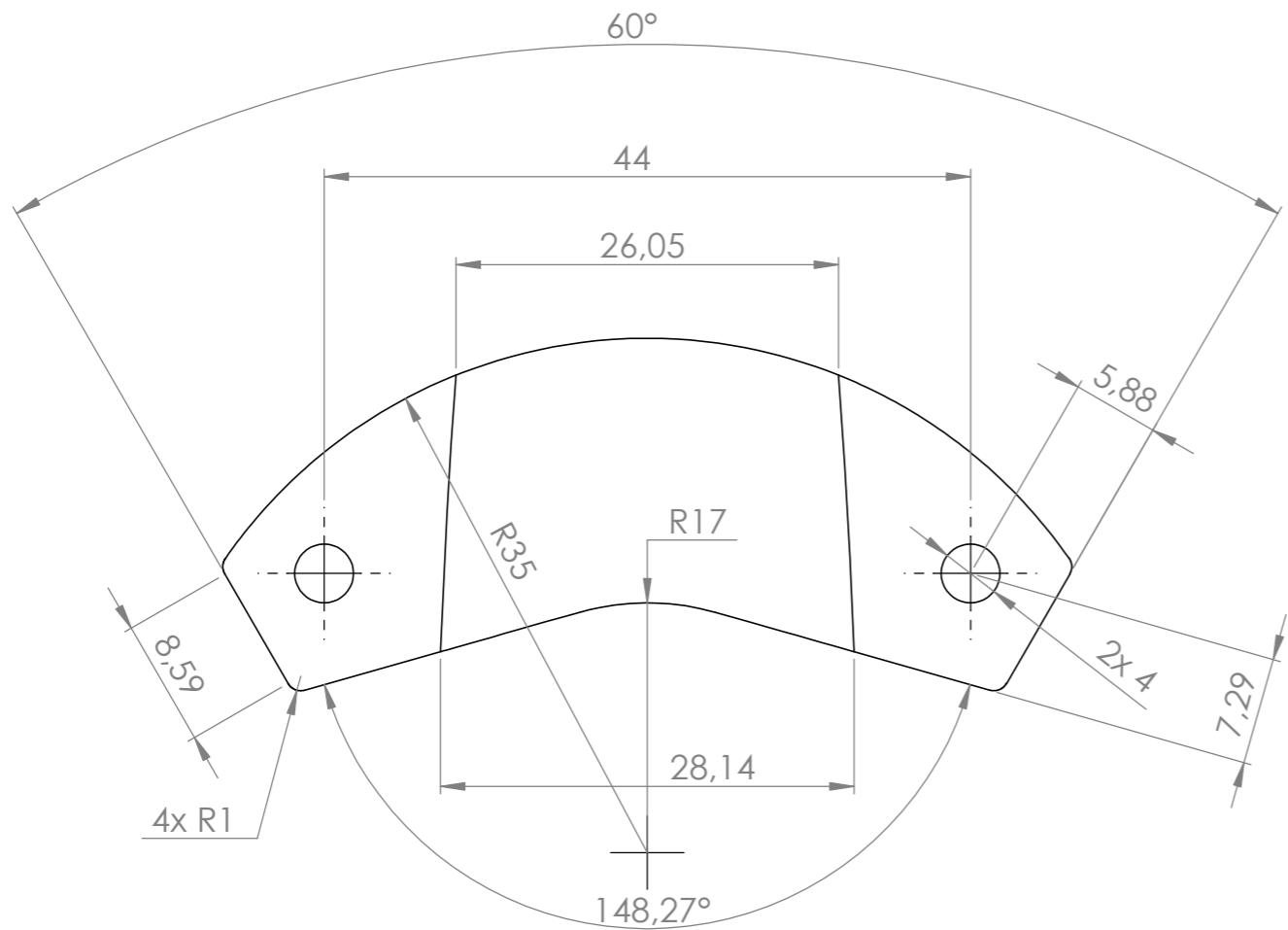


| DATOS DEL ENGRANAJE | | |
|---------------------|----|-----|
| Módulo | M | 2 |
| Nº de dientes | Z | 48 |
| Diámetro primitivo | dp | 96 |
| Ángulo de presión | α | 20° |

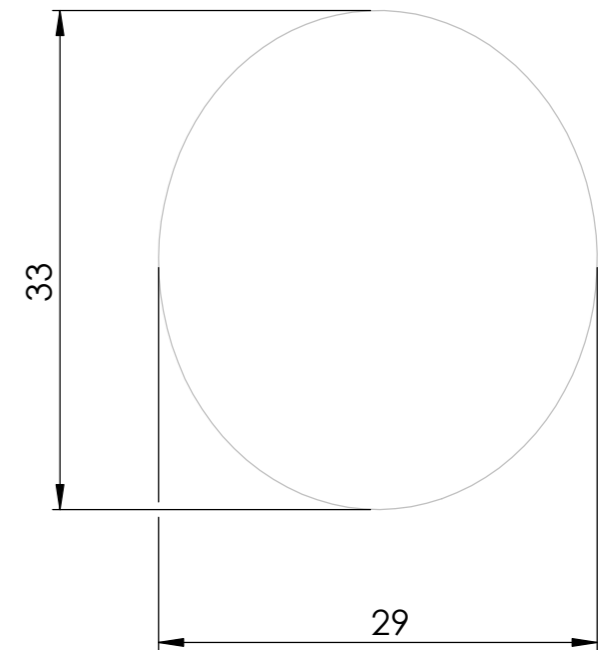
| | | FECHA | NOMBRE | PROYECTO | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
|------------------------------|------------|--------------|--------------|-----------------------------|----------------------------|------------|
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | DENOMINACIÓN | ENGRANAJE HORQUILLA FRONTAL | TOLERANCIAS | ISO 2768fK |
| APROBADO | | | MATERIAL | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | | TRATAMIENTO | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | | PESO (kg) | UNIDADES | mm |
| | | | PLANO | P1 | ESCALA | 1:1 |



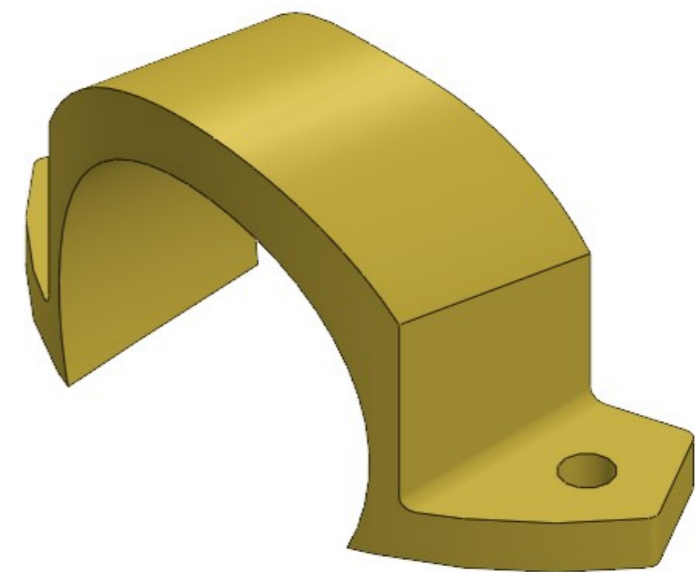
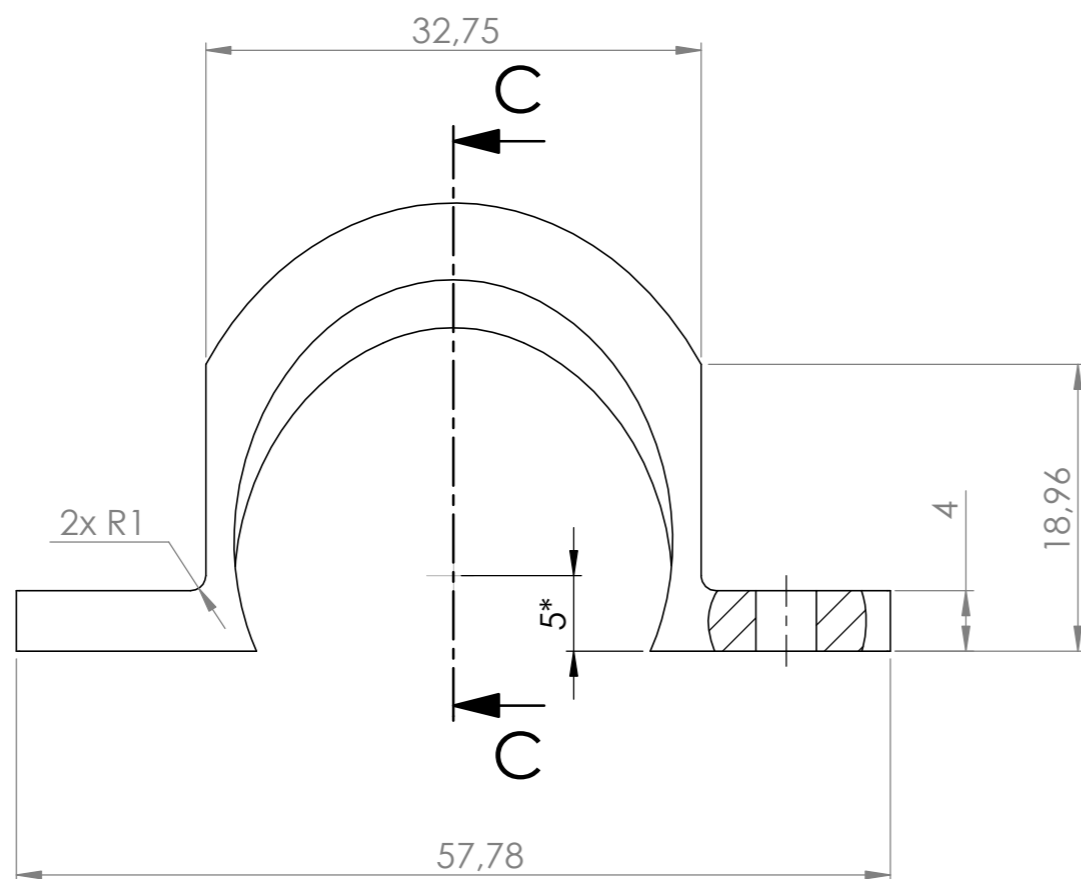
| | FECHA | NOMBRE | PROYECTO | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
|------------------------------|------------|--------------|--------------|---|--------------|
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | PROYECTO | DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA | |
| APROBADO | | | DENOMINACIÓN | ENGRANAJE HORQUILLA POSTERIOR | |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | MATERIAL | TOLERANCIAS | |
| TECNUN | | | TRATAMIENTO | ACABADOS SUPERFICIALES | |
| Universidad de Navarra | | | PESO (kg) | MATAR ARISTAS | |
| PLANO | | | P2 | UNIDADES | |
| | | | | | ESCALA SCALE |
| | | | A3 | | 2:1 |





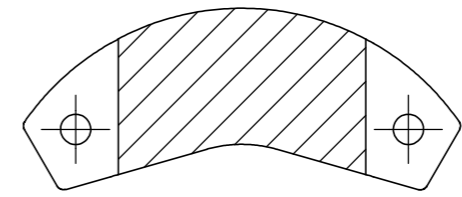
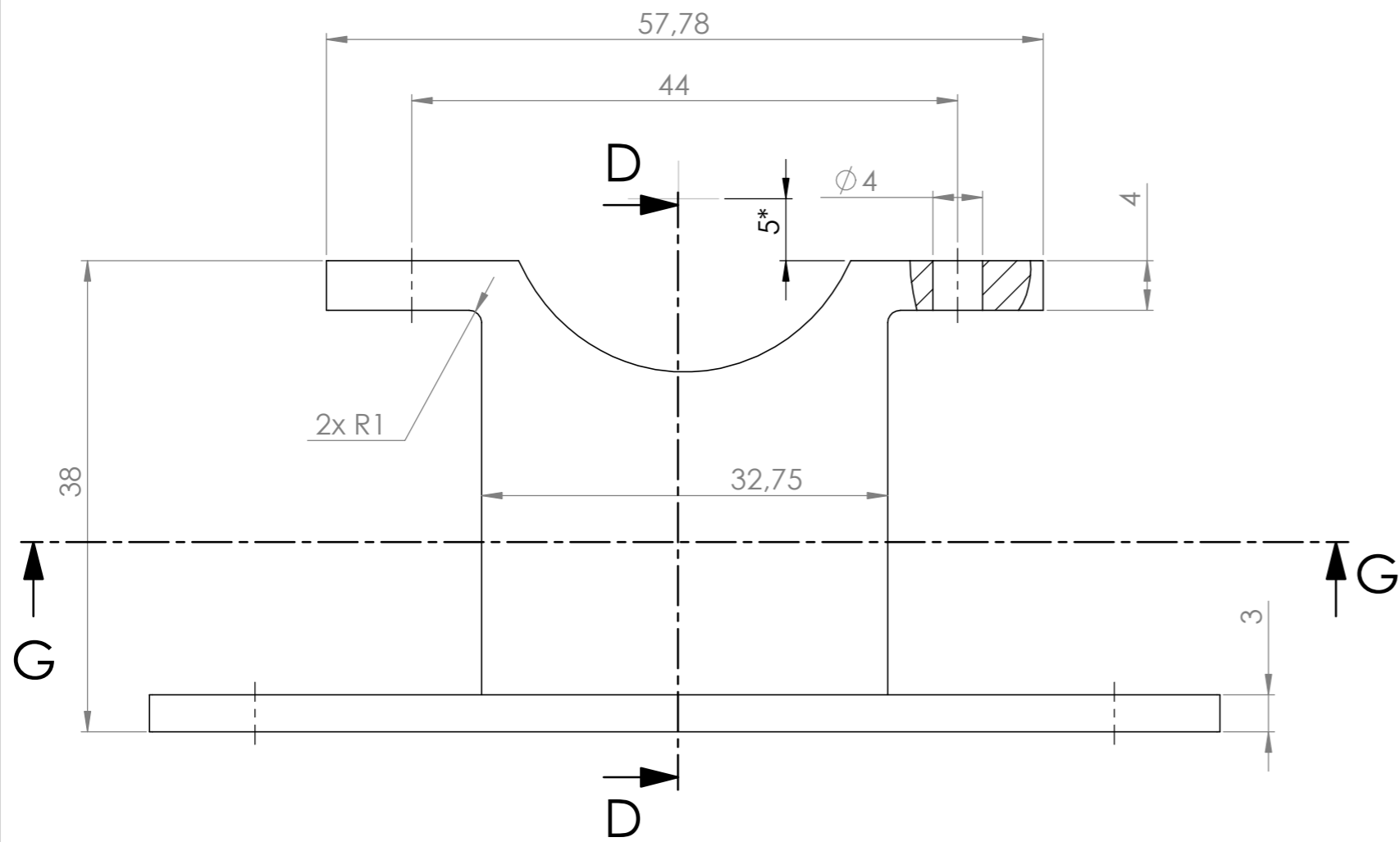
SECCIÓN C-C



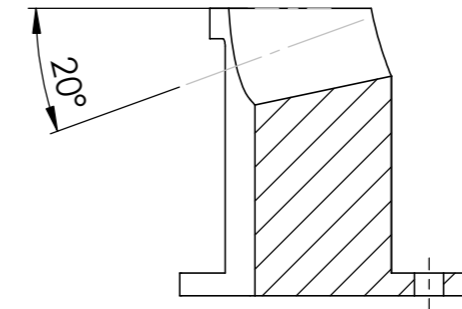
*NOTA: Proyección de la elipse inclinada 20° sobre la horizontal.



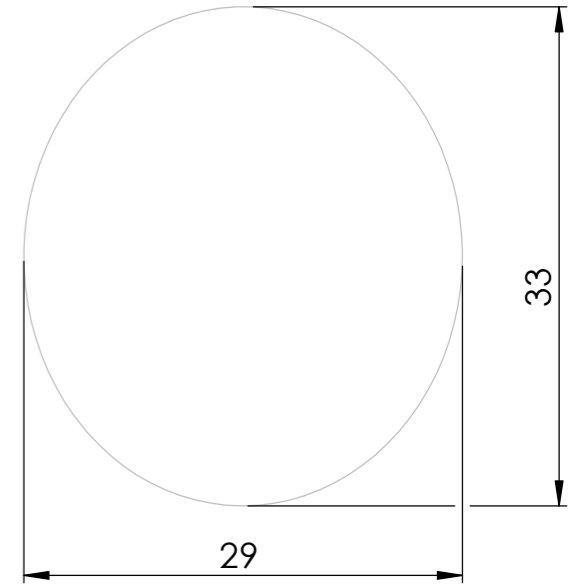
| | FECHA | NOMBRE | PROYECTO | DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
|--|------------|--------------|--------------|---|--|------------------------|
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | DENOMINACIÓN | ABRAZADERA SUPERIOR | TOLERANCIAS | ISO 2768fK |
| APROBADO | | | MATERIAL | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | TRATAMIENTO | | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | PESO (kg) | | UNIDADES | mm |
|  Universidad de Navarra | | | PLANO | P3 |  A3 | ESCALA SCALE 2:1 |



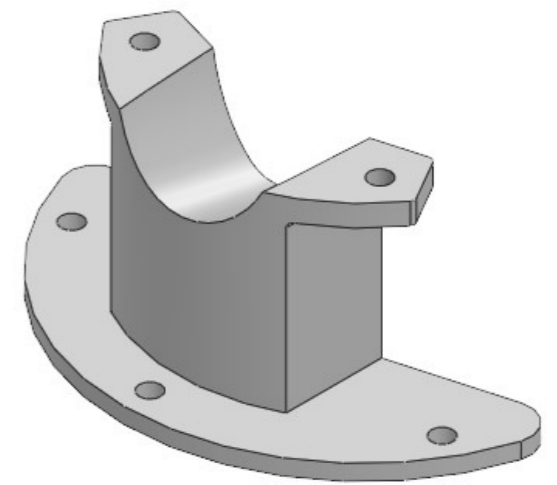
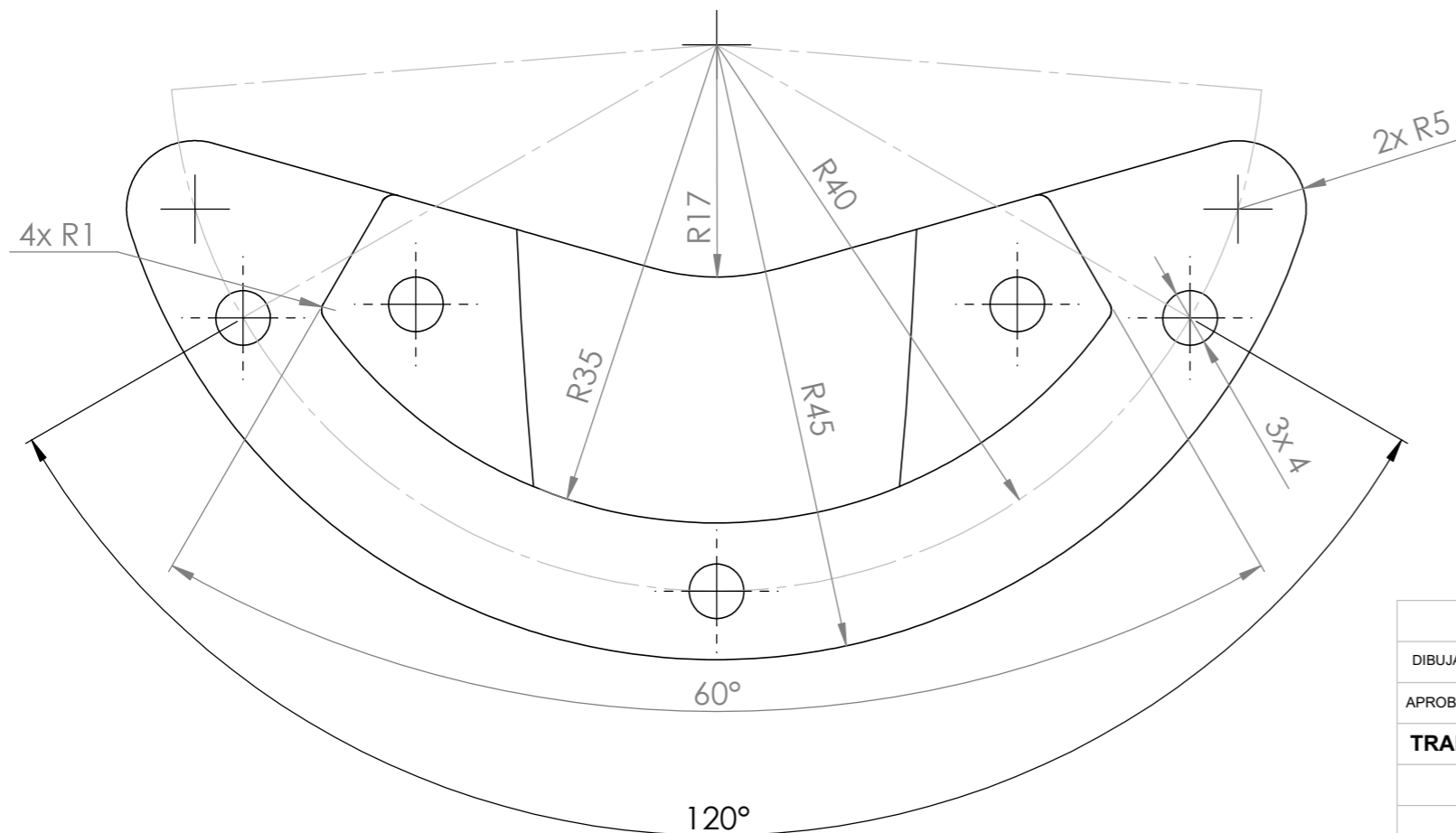
SECCIÓN G-G
ESCALA 1:1



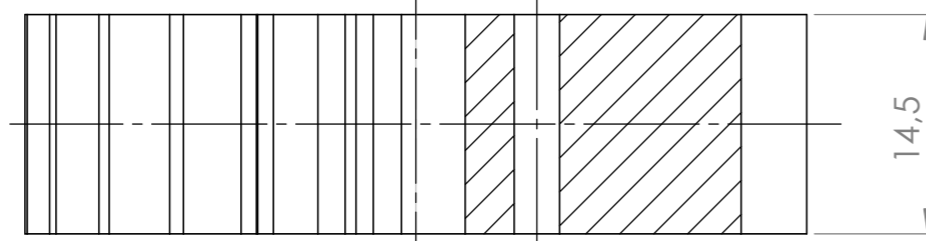
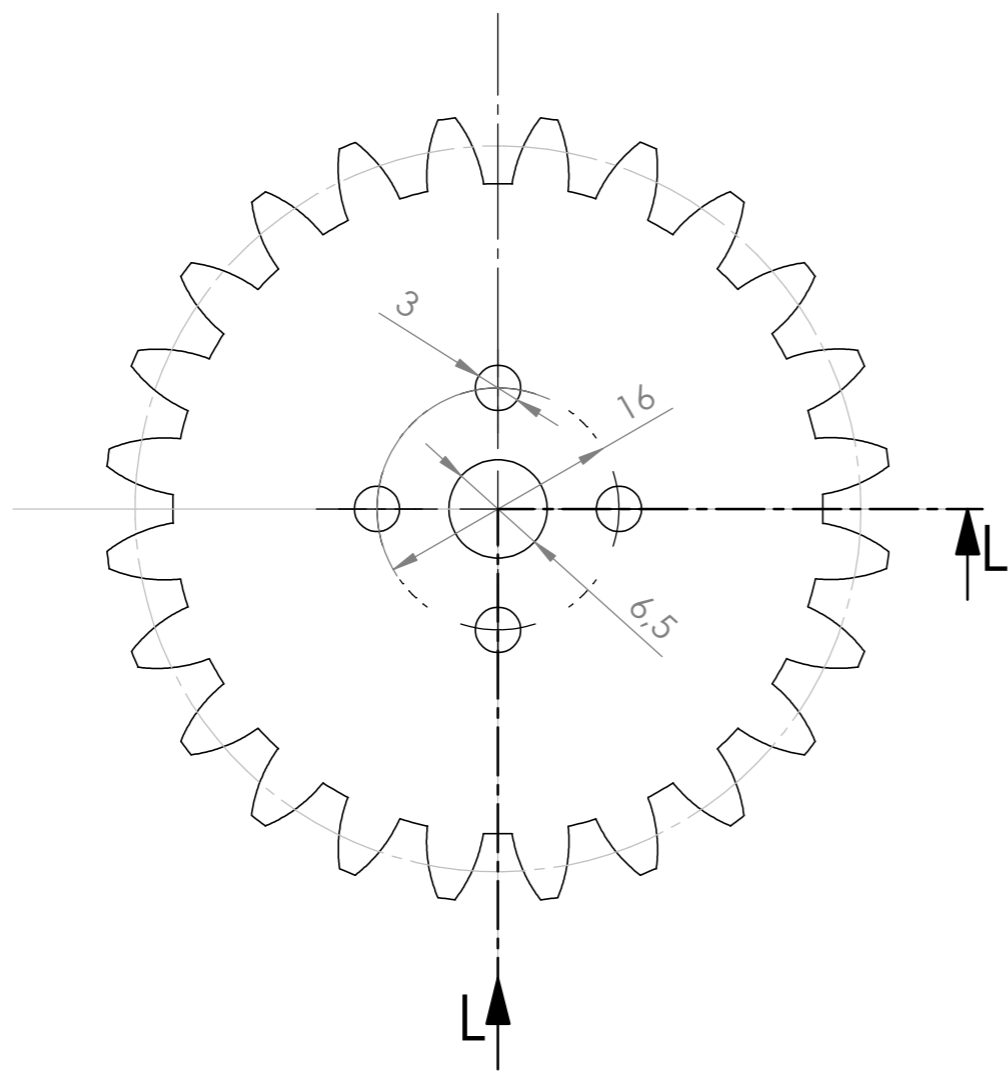
SECCIÓN D-D
ESCALA 1:1



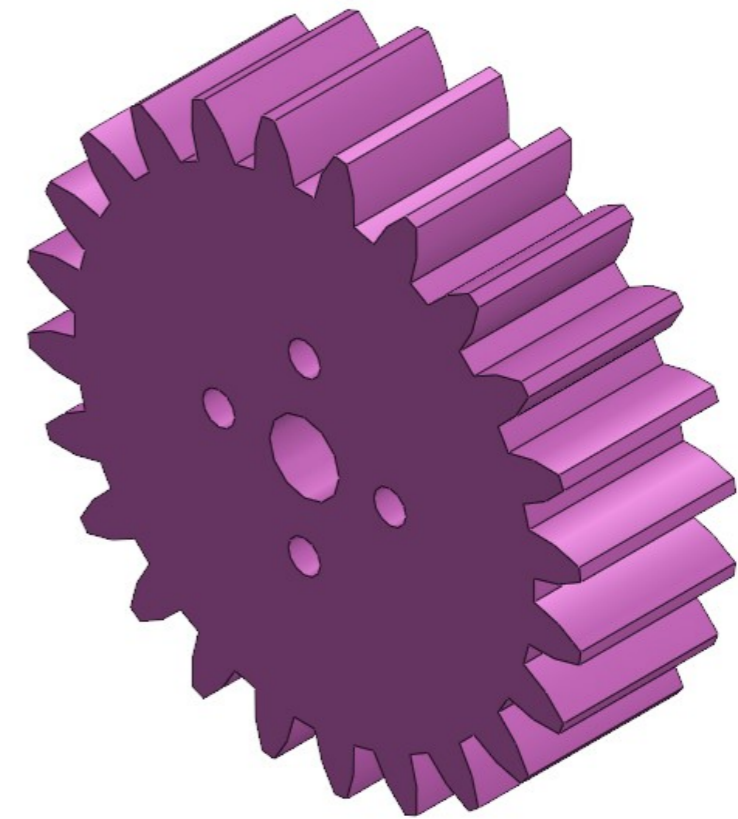
*NOTA: Proyección de la elipse inclinada 20° sobre la horizontal.





| | FECHA | NOMBRE | PROYECTO | DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA | | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
|------------------------------|------------|--------------|--------------|---|--|----------------------------|------------------|
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | DENOMINACIÓN | ABRAZADERA INFERIOR | | TOLERANCIAS | ISO 2768fK |
| APROBADO | | | MATERIAL | | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | TRATAMIENTO | | | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | PESO (kg) | | | UNIDADES | mm |
| Universidad de Navarra | | | PLANO | P4 | | A3 | ESCALA SCALE 2:1 |

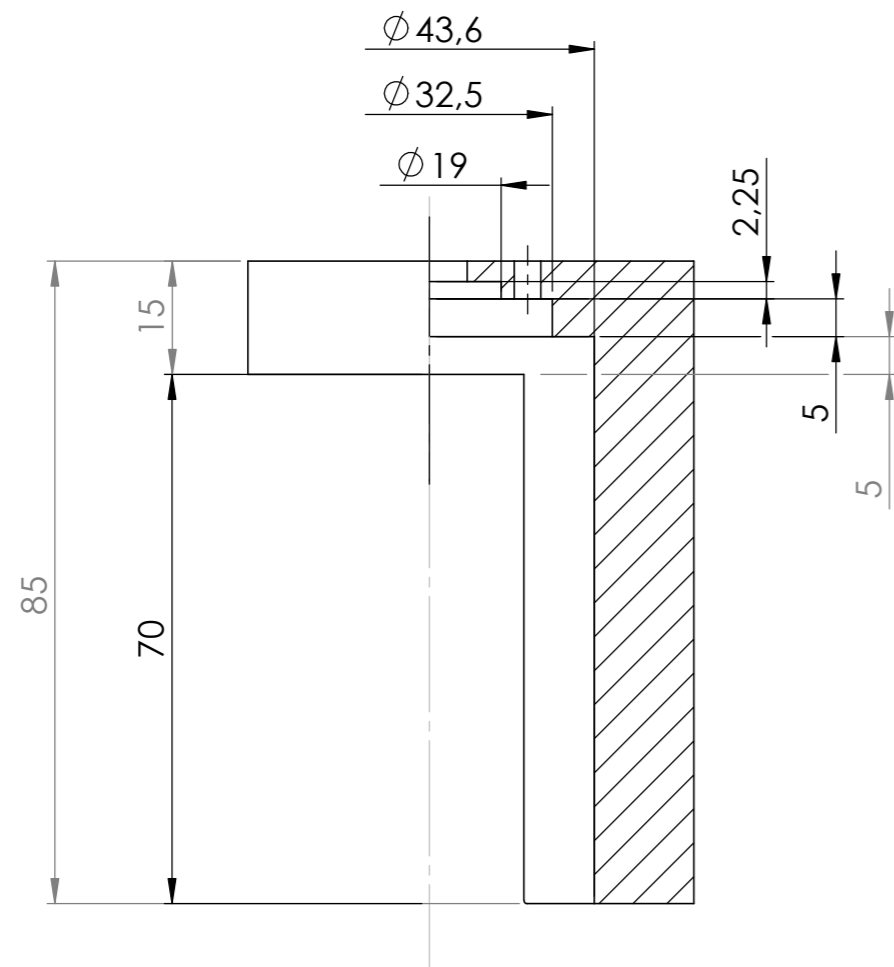


SECCIÓN L-L

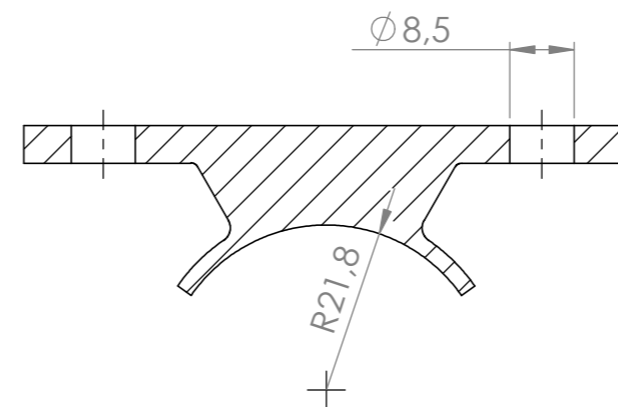
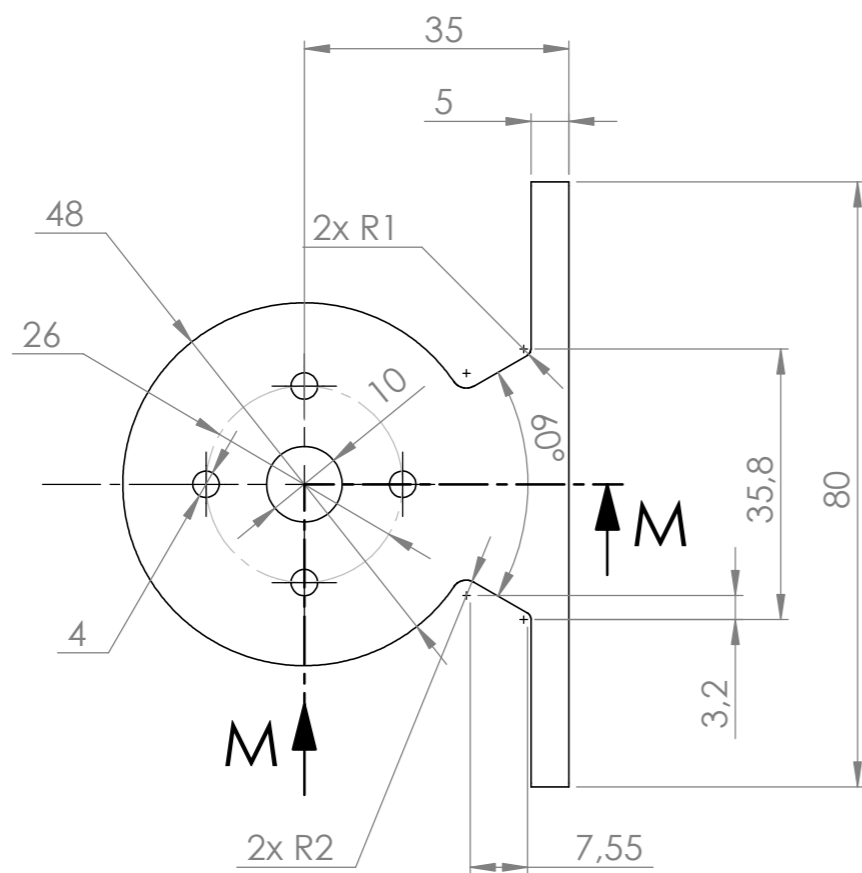
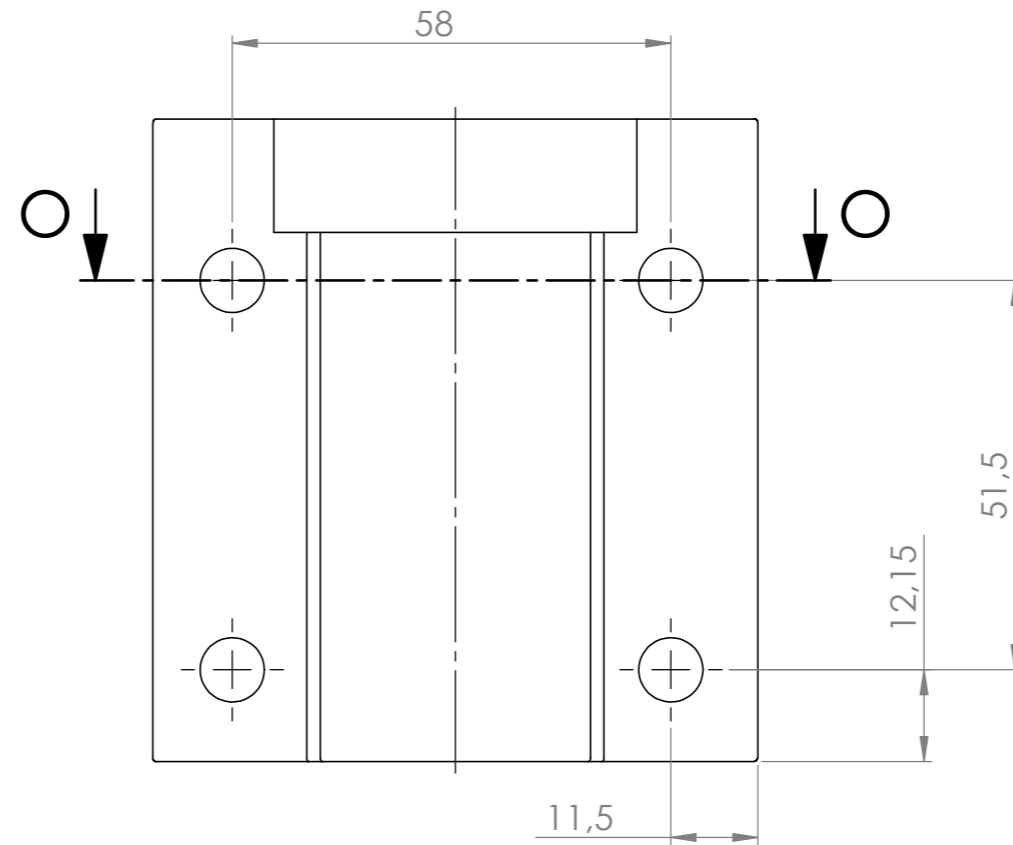


| DATOS DEL ENGRANAJE | | |
|---------------------|----------|-----|
| Módulo | M | 2 |
| Nº de dientes | Z | 24 |
| Diámetro primitivo | dp | 48 |
| Ángulo de presión | α | 20° |

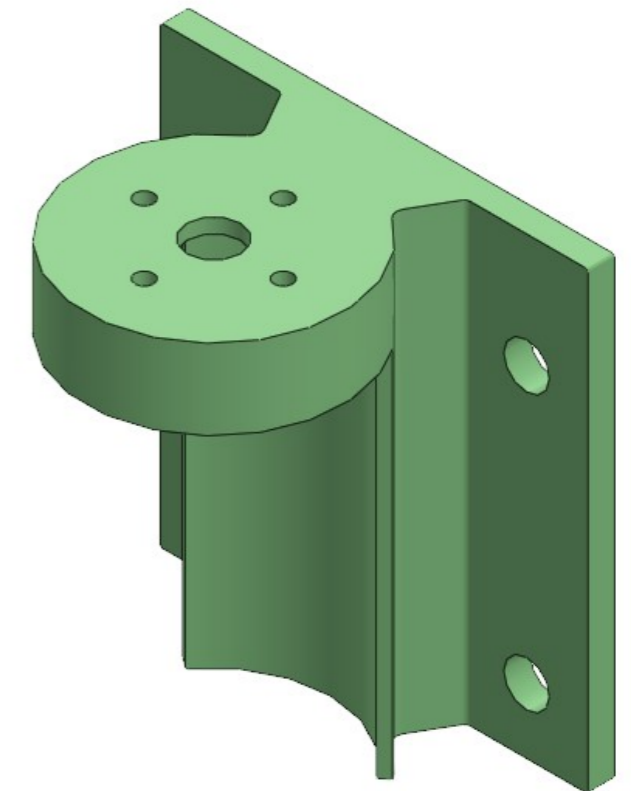
| PROYECTO | | | | ESPECIFICACIONES GENERALES | | |
|--|------------|--------------|---|----------------------------|--|------------------------|
| FECHA | NOMBRE | PROYECTO | DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA | | | |
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | DENOMINACIÓN | ENGRANAJE MOTOR | TOLERANCIAS | ISO 2768fK |
| APROBADO | | | MATERIAL | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | TRATAMIENTO | | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | PESO (kg) | | UNIDADES | mm |
|  Universidad de Navarra | | | PLANO | P5 |  A3 | ESCALA SCALE 2:1 |





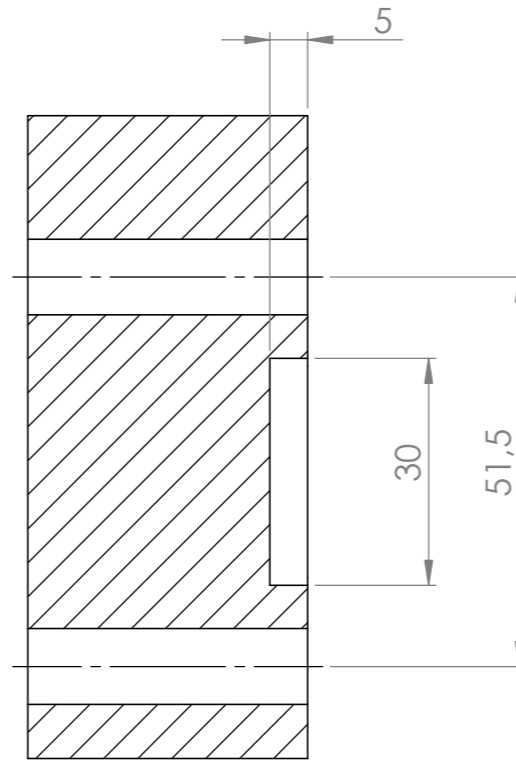
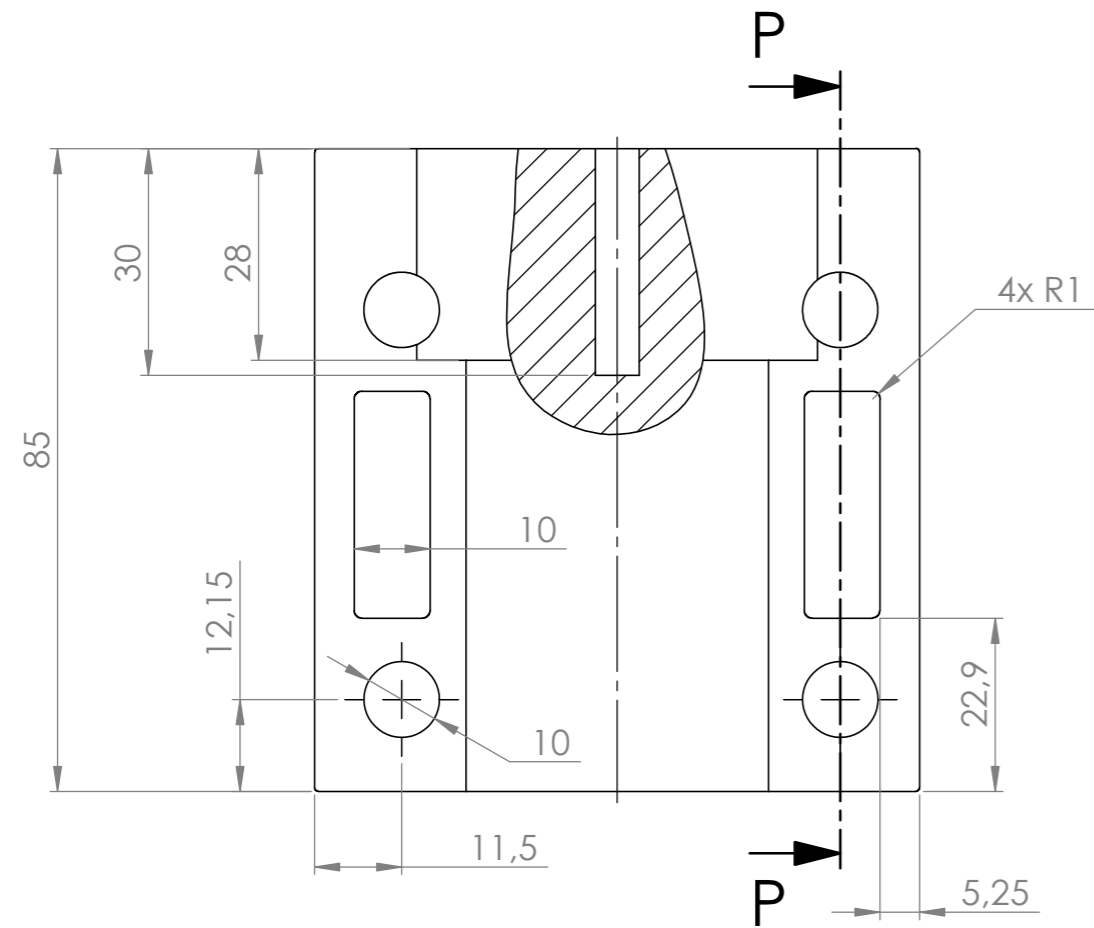
SECCIÓN M-M



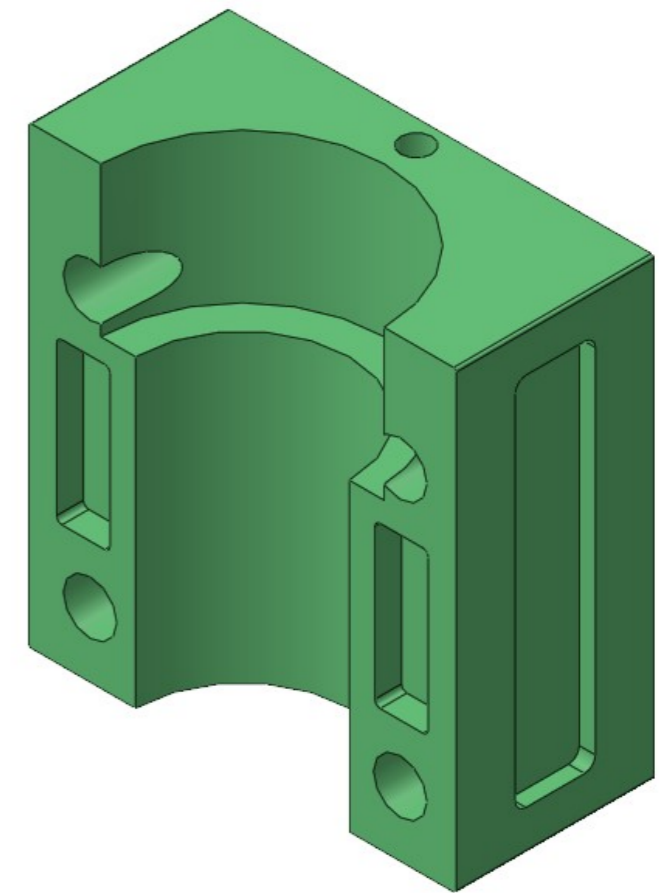
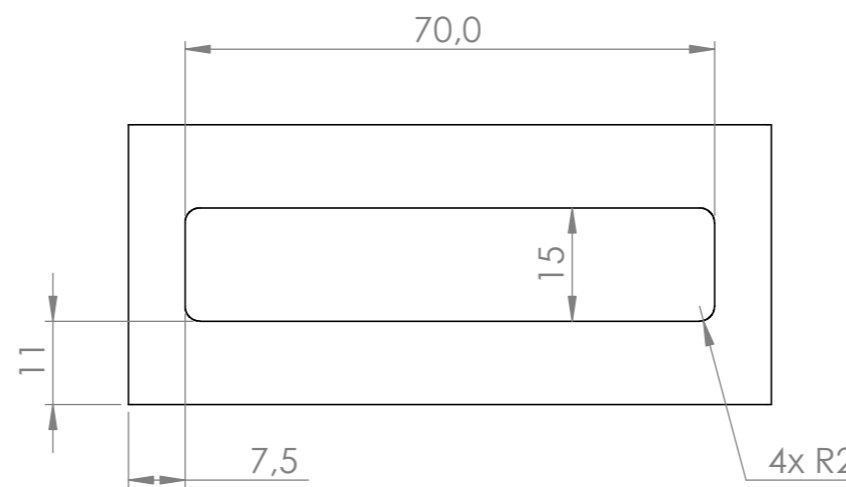
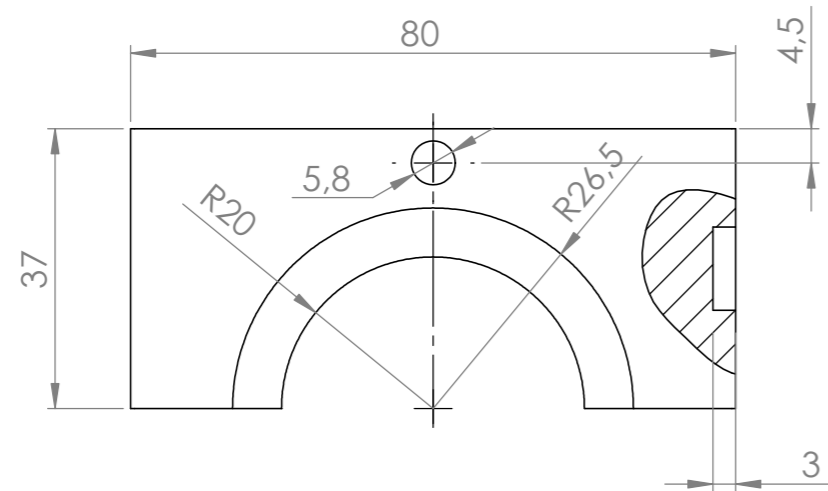
SECCIÓN O-O





| | | FECHA | NOMBRE | PROYECTO | DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA | | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
|--|------------|--------------|--------------|---------------|---|---|----------------------------|------------------------|
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | DENOMINACIÓN | SOPORTE MOTOR | | TOLERANCIAS | ISO 2768fK | |
| APROBADO | | | MATERIAL | | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 | |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | | TRATAMIENTO | | | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | | PESO (kg) | | | UNIDADES | mm |
|  Universidad de Navarra | | | | PLANO | P6 |  | A3 | ESCALA SCALE 1:1 |



SECCIÓN P-P
ESCALA 1 : 1



| | FECHA | NOMBRE | PROYECTO | DISEÑO DE DIRECCIÓN ASISTIDA PARA BICICLETA | ESPECIFICACIONES GENERALES | |
|--|------------|--------------|--------------|---|--|------------------------|
| DIBUJADO | 28/03/2022 | JAVIER PÉREZ | DENOMINACIÓN | SOPORTE | TOLERANCIAS | ISO 2768fK |
| APROBADO | | | MATERIAL | | ACABADOS SUPERFICIALES | N9 |
| TRABAJO FIN DE MASTER | | | TRATAMIENTO | | MATAR ARISTAS | 0.5X45° |
| TECNUN | | | PESO (kg) | | UNIDADES | mm |
|  Universidad de Navarra | | | PLANO | P7 |  A3 | ESCALA SCALE 1:1 |