

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE GRADO

*ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN MECANISMO
ANDANTE CON CAPACIDAD DE CAMBIO DE
DIRECCIÓN*

Alumno: García Busto, Daniel

Director: Hernández Frías, Alfonso

Curso: 2018-2019

Fecha: Bilbao, 16 de julio de 2019

Resumen trilingüe

Castellano

Este proyecto pretende presentar una nueva perspectiva sobre el futuro del diseño mecánico. A pesar de que la rueda es la primera opción en cuanto a vehículos autopropulsados terrestres, la aparición de distintos tipos de mecanismos o conjuntos andantes ha otorgado al campo de la locomoción una mayor versatilidad y una variedad de diseño superior.

Este trabajo parte de un mecanismo andante previamente diseñado y construido y tiene como objetivo añadirle un grado extra de libertad (rotación respecto a un eje vertical) para asegurarse una mejor maniobrabilidad, además de la fabricación y montaje de un prototipo adecuado. Además, usando una placa de Arduino, el conjunto será capaz de cambiar su dirección basándose en la información recibida de su entorno.

Euskera

Proiektu honek diseinu mekanikoaren etorkizunaren ikuspuntu berri bat bistaratzea du helburu. Nahiz eta lurreko ibilgailu autopropulsatuen eremuan gurpila nagusitzen den, mekanismo edo multzo ibiltari desberdinen agerrera moldakortasun eta diseinu aukera handiagoak eskaini dizkio arlo horri.

Lan honen helburu nagusia, aurretiaz diseinatutako eta fabrikatutako prototipo bat oinarritzat hartuz, multzoari askatasun gradu gehigarri bat (ardatz bertikal batekiko biraketa) eranstea izango litzateke. Honela, mugimendu askatasun handiagoa lortuko da. Jakintza hori aplikatzeko, prototipo berri bat fabrikatu eta muntatuko da. Horrez gain, Arduino plaka baten laguntzaz, mekanismo ibiltaria norabidea aldatzeko gai izango da, bere ingurumenetik jasotzen duen informazioaren arabera.

Inglés

The project hereby described is an outlook into the future of mechanical design. Although the wheel has been the first option with regards to ground-based self-propelled vehicles, the appearance of different kinds of linkages or walking mechanisms has given the locomotive field more versatility and a greater design variety.

This specific project takes an already designed and built walking mechanism and aims to redesign it by adding an extra degree of freedom (rotation around a vertical axis) to ensure its manoeuvrability is improved, as well as building a fitting prototype. Moreover, using an Arduino board, the assembly will be able to change its direction based on the feedback it receives from its surroundings.

Índice

1. Introducción	1
2. Contexto	3
3. Objetivos y Alcance.....	7
3.1 Objetivos.....	7
3.2 Alcance	8
3.3 WBS.....	9
4. Beneficios que aporta el trabajo	10
4.1 Técnicos.....	10
4.2 Sociales	11
4.3 Económicos	11
5. Análisis del estado del arte	12
6. Análisis del movimiento del mecanismo	17
6.1 Modelización del mecanismo de Theo Jansen	19
6.2 Estudio del movimiento de una pata del mecanismo	21
6.2.1 Problema de posición	21
6.2.2 Problema cinemático.....	25
6.2.3 Problema dinámico.....	27
6.3 Análisis del mecanismo completo	29
7. Metodología del diseño del prototipo.....	30
7.1 Rasgos comunes con la versión anterior	31
7.2 Aligeramiento del conjunto	34
7.3 Número de patas escogido.....	35
7.4 Alternativas para la rotación del conjunto	37
7.4.1 Alternativa 1: Traslación y rotación desacopladas.	37
7.4.2 Alternativa 2: Desacoplamiento de un sub-conjunto.	41
7.4.3 Alternativa 3: Inversión del movimiento de los sub-conjuntos..	43

7.5	Descripción de la solución propuesta: Diseño	45
7.5.1	Secuencia de pasos y desfase angular	45
7.5.2	Dimensionamiento de los engranajes	48
7.5.3	Desacoplamiento de sub-conjuntos	56
7.6	Construcción del prototipo	58
8.	Análisis de riesgos.....	61
8.1	Diseño erróneo del prototipo.....	62
8.2	Retraso en la entrega de las piezas.....	62
8.3	Error de montaje del prototipo.....	63
8.4	Efecto corrosivo en piezas de metacrilato	63
8.5	Falta de precisión en el corte por láser	64
8.6	Pérdida de información	64
9.	Descripción de tareas	65
10.	Diagrama de Gantt.....	69
11.	Presupuesto.....	70
11.1	Horas internas	70
11.2	Amortizaciones	70
11.3	Gastos.....	71
11.4	Resumen.....	72
12.	Conclusiones	73
13.	Bibliografía	74
	Anexo I: Planos de Conjunto. Esquemas	75

Lista de ilustraciones

Ilustración 1.1. Mecanismo andante de Klann con 4 apoyos.....	1
Ilustración 1.2. Placa de Arduino.	2
Ilustración 2.1. Mecanismo de cangrejo utilizado para vigilar zonas arenosas y/o montañosas.	3
Ilustración 2.2. Robot andante con aplicación en la silvicultura.....	3
Ilustración 2.3. Mecanismo responsable de pintar las líneas de terrenos de juego reglamentarios.	4
Ilustración 2.4. Sistema de locomoción utilizado para retirar minas.	4
Ilustración 2.5. Ejemplo de aplicación de mecanismos andantes en tareas submarinas.....	4
Ilustración 2.6. Criatura diseñada por Theo Jansen basándose en su mecanismo.....	5
Ilustración 2.7. Modelización del movimiento de jirafas y elefantes mediante el mecanismo de Theo Jansen.	6
Ilustración 3.3.1. WBS del trabajo: separación de tareas.	9
Ilustración 5.1. Hombre de vapor de Dederick y Grass. Patente EEUU 75874.	12
Ilustración 5.2. Caballo de Vapor. Patente EEUU 491927.	13
Ilustración 5.3. Phoney Pony, 1967.....	14
Ilustración 5.4. Iron Mule Train, 1968.....	14
Ilustración 5.5. GE Walking Truck, 1968.	14
Ilustración 5.6. WABOT 1.....	15
Ilustración 5.7. OSU Hexapod, 1976.....	16
Ilustración 5.8. Robot andante cuadrúpedo de la familia japonesa Titan.	16
Ilustración 6.1. Modelización del mecanismo de Theo Jansen.	19
Ilustración 6.2. Trayectorias descritas por las articulaciones a lo largo del movimiento.	21
Ilustración 6.3. Cuadrilátero articulado OABC.....	22
Ilustración 6.4. Cuadrilátero articulado OAEC.....	22
Ilustración 6.5. Sistema de referencia del accionamiento del mecanismo.	23
Ilustración 6.6. Momento en el que se pierde el contacto con el suelo.	24
Ilustración 6.7. Momento en el que se recupera el contacto con el suelo.....	24
Ilustración 6.8. Módulo de la velocidad del punto G.....	25
Ilustración 6.9. Módulo de la velocidad del punto F.	25
Ilustración 6.10. Módulo de la velocidad del punto E.....	25
Ilustración 6.11. Velocidad angular del elemento 7 (FEG).	26
Ilustración 6.12. Módulo de aceleración del punto G.	27
Ilustración 6.13. Módulo de aceleración del punto E.....	27
Ilustración 6.14. Módulo de aceleración del punto F.....	28
Ilustración 6.15. Aceleración angular del elemento FEG.	28

Ilustración 6.16. Topografía del mecanismo completo.	29
Ilustración 7.1. Versión antigua del prototipo.	30
Ilustración 7.2. Recordatorio de nomenclatura de los puntos del mecanismo.	30
Ilustración 7.3. Modelización del elemento OA.	31
Ilustración 7.4. Transmisión de movimiento mediante engranajes en el prototipo base.	32
Ilustración 7.5. Transmisión del movimiento al mecanismo de Jansen en el prototipo base.	33
Ilustración 7.6. Elemento BCD modificado.	34
Ilustración 7.7. Estabilidad del conjunto dependiendo del número de patas.	35
Ilustración 7.8. Separación entre las patas del mecanismo.	36
Ilustración 7.9. Mecanismo de tuerca-tornillo.	37
Ilustración 7.10. Mecanismo piñón-cremallera.	37
Ilustración 7.11. Mecanismo de elevación tipo tijera.	38
Ilustración 7.12. Engranajes cónicos responsables del movimiento rotatorio.	38
Ilustración 7.13. Bocetos del prototipo de la primera alternativa de diseño.	40
Ilustración 7.14. Boceto correspondiente a la segunda alternativa de diseño.	41
Ilustración 7.15. Boceto correspondiente a la tercera alternativa de diseño.	43
Ilustración 7.16. Contacto simultáneo de las patas de un sub-conjunto.	45
Ilustración 7.17. Simultaneidad de los apoyos del mecanismo andante completo y numeración de las patas.	46
Ilustración 7.18. Representación esquemática de la secuencia de pasos.	46
Ilustración 7.19. Secuencia de pasos y apoyos del mecanismo andante.	47
Ilustración 7.20. Transmisión del movimiento del motor.	48
Ilustración 7.21. Transmisión de movimiento al mecanismo de Theo Jansen.	49
Ilustración 7.22. Velocidad lineal en la dirección horizontal del punto G de la pata delantera.	50
Ilustración 7.23. Representación gráfica de la velocidad de traslación del centro de gravedad para una velocidad del motor de 80 rpm.	51
Ilustración 7.24. Relación entre velocidad de rotación del motor y velocidad de traslación del mecanismo.	52
Ilustración 7.25. Representación esquemática de la inversión de giro mediante engranajes.	53
Ilustración 7.26. Distancias entre ejes.	54
Ilustración 7.27. Modelo de diseño de los engranajes.	55
Ilustración 7.28. Detalle de la sustentación del eje 2.	55
Ilustración 7.29. Las dos alternativas de transmisión de potencia.	56
Ilustración 7.30. Acoplamiento que consta de eje estriado y forro.	57
Ilustración 8.1. Matriz de riesgos.	61
Ilustración 8.2. Ejemplo de montaje de dos piezas del conjunto.	63
Ilustración 10.1. Diagrama de Gantt del proyecto.	69

Lista de tablas

Tabla 1. Clasificación de mecanismos acorde a la trayectoria de su extremo libre.	17
Tabla 2. Geometría del mecanismo.....	20
Tabla 3. Lista de componentes del prototipo.....	58
Tabla 4. Listado de tareas principales.	65
Tabla 5. Listado de hitos del proyecto.....	65
Tabla 6. Horas internas.....	70
Tabla 7. Amortizaciones.	70
Tabla 8. Gastos.	71
Tabla 9. Resumen de presupuesto.	72

1. Introducción

Este documento es un Trabajo de Fin de Grado (TFG) realizado por el alumno Daniel García Busto y dirigido por el profesor Alfonso Hernández Frías en el curso académico 2018-19. Se trata de la continuación de otro TFG dirigido por el mismo profesor y llevado a cabo por Juan Sebastián Lafuente Larrañaga en 2017. Este proyecto se encuadra en el programa del cuarto curso del Grado en Ingeniería en Tecnología Industrial de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, perteneciente a la Universidad del País Vasco (UPV/EHU).

Un mecanismo andante es un conjunto de elementos de un grado de libertad que puede analizarse y representarse en dos dimensiones. Normalmente se acciona mediante un motor eléctrico, y si el diseño de la trayectoria de su extremo libre es correcto, dicho mecanismo será capaz de moverse en una dirección dando pasos adelante. Para el correcto funcionamiento del conjunto y para representar el caminar de seres bípedos con una fidelidad mayor, se suelen montar dos mecanismos andantes juntos. De esta manera se consigue tener como mínimo un apoyo con el suelo. Esta configuración doble sale reflejada en la Ilustración 1.1, donde aparece el mecanismo de Klann. Es una de las alternativas posibles para construir un conjunto andante.

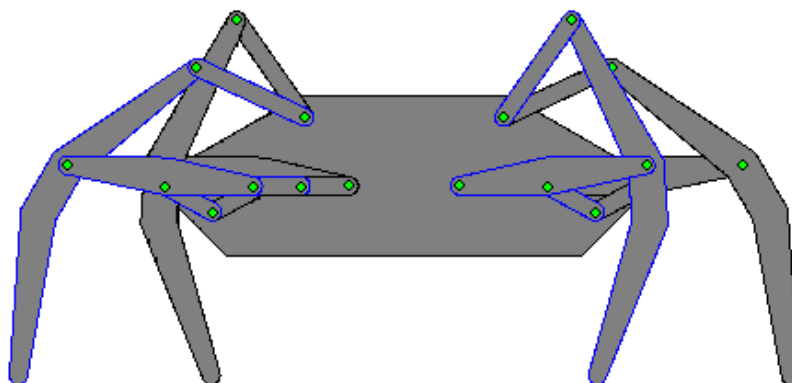


Ilustración 1.1. Mecanismo andante de Klann con 4 apoyos.

Por otro lado, ya que la inercia en la dirección perpendicular al plano bidimensional citado anteriormente es ínfima, ese mecanismo andante doble se reproduce en paralelo un determinado número de veces, con el objetivo de dotar al sistema de una mayor estabilidad dinámica y evitar así el vuelco del conjunto.

En este documento se estudiará la manera de añadir un grado de libertad extra al conjunto andante, para así permitir la rotación del mismo alrededor de un eje vertical (además del consabido movimiento rectilíneo). Una vez la mejor solución haya sido elegida, se construirá un prototipo en el que se aplicará dicha medida y se comprobará su correcto funcionamiento.

Se tratará de un ente capaz de relacionarse con su entorno de una manera autónoma una vez esté funcionando. Con este fin se utilizará una placa de Arduino (Ilustración 1.2) que controlará la secuencia de accionamiento de los distintos mecanismos que tiene ensamblados el conjunto. Esta autonomía hace de este un aparato propicio para trabajos de investigación que necesiten de un ser con la capacidad de moverse por un terreno liso y pueda identificar los objetos próximos a él para esquivarlos.



Ilustración 1.2. Placa de Arduino.

Arduino es una compañía electrónica que diseña y fabrica placas de desarrollo de hardware para construir dispositivos digitales que sean capaces de comunicarse con sus alrededores (1). Por ejemplo, detectando una variación en la intensidad de la luz exterior (mediante un sensor fotoeléctrico), la placa de Arduino puede ser programada para encender una bombilla automáticamente. Tiene una considerable cantidad de posibilidades, ya que Arduino se enfoca en acercar y facilitar el uso de la electrónica y de la programación al público no especializado.

2. Contexto

Siendo un hecho constatable que la rueda es el recurso más utilizado hoy en día para todo vehículo autopropulsado terrestre, no es menos cierto que el uso de robots andantes es muy interesante para ciertas aplicaciones: entre ellas, la silvicultura (ciencias forestales), la educación, el desminado (extracción de minas), la asistencia personal o la exploración espacial. Además, gracias a su versatilidad, estos conjuntos pueden acceder a terrenos complicados con un impacto mínimo y una seguridad máxima. En las siguientes ilustraciones se muestran ejemplos de aplicaciones de robots andantes (2).

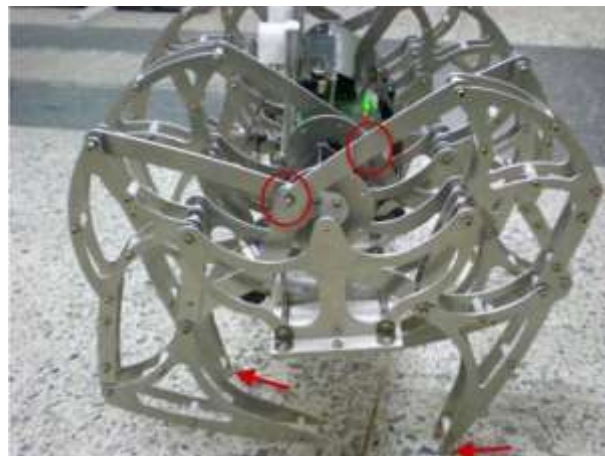


Ilustración 2.1. Mecanismo de cangrejo utilizado para vigilar zonas arenosas y/o montañosas.



Ilustración 2.2. Robot andante con aplicación en la silvicultura.

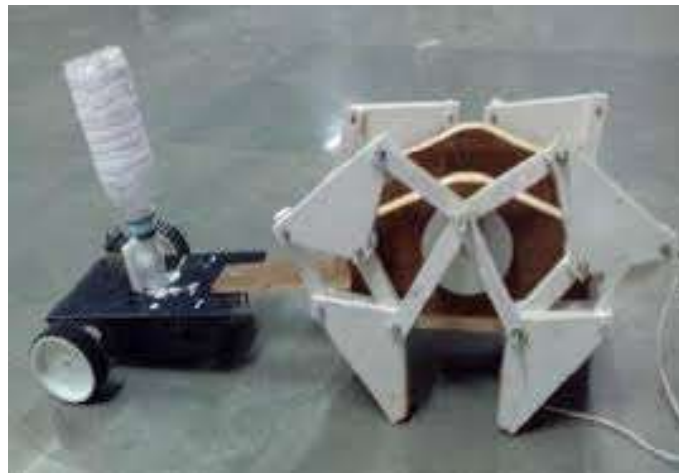


Ilustración 2.3. Mecanismo responsable de pintar las líneas de terrenos de juego reglamentarios.



Ilustración 2.4. Sistema de locomoción utilizado para retirar minas.



Ilustración 2.5. Ejemplo de aplicación de mecanismos andantes en tareas submarinas.

Los robots andantes cuentan con muchas características positivas respecto a su directo competidor, los vehículos rodantes:

- Si los robots son omnidireccionales o son capaces de rotar respecto a un eje vertical, se elimina la necesidad de maniobras de giro, que en espacios reducidos pueden llegar a ser problemáticas.
- Tienen una mayor facilidad para moverse en pendientes pronunciadas, convirtiéndose en una alternativa más eficaz de cara a remontar obstáculos.
- Gozan de un menor impacto sobre el terreno, ya que avanzan con puntos de apoyo discretos en lugar de seguir una trazada continua. En terrenos donde la preservación de la tierra es de máxima importancia o en tierras minadas, los robots andantes presentan la ventaja de dejar el mínimo rastro posible.
- Como su geometría es variable, pueden meterse por lugares estrechos o ser doblados de tal forma que se compacten en un volumen pequeño, permitiendo que sean transportados en vehículos pequeños.
- Ofrecen una mejor disposición para ser usados como obras de arte. A pesar de que el ámbito artístico no forma parte de las competencias relevantes para este trabajo, merece la pena mencionar que a Theo Jansen (el responsable del diseño del mecanismo homónimo) se le suele catalogar como “artista”, ya que sus creaciones se asemejan más a la concepción de una criatura que a un mecanismo con aplicaciones prácticas. En la Ilustración 2.6 puede observarse una de sus esculturas o “Strandbeest” (traducido del holandés como bestias de playa).



Ilustración 2.6. Criatura diseñada por Theo Jansen basándose en su mecanismo.

Además, el uso de los mecanismos como recurso de locomoción tiene una base científica. Como es posible observar en la Ilustración 2.7, un mecanismo compuesto por barras es la manera más fiel de representar el movimiento de las patas de algunos animales. De esta forma, se incurriría en una práctica que está en boga en los ámbitos de la arquitectura y la ingeniería: la biomímesis. Esta ciencia (de *bio*, “vida”, y *mimesis*, “imitar”), también conocida como biomimética o biomimetismo, estudia la naturaleza como fuente de inspiración para encontrar soluciones a problemas ya resueltos de una manera natural (3). De ese modo, se crean nuevas tecnologías partiendo de principios biológicos que han ido evolucionando y siendo perfeccionados a lo largo de la historia.

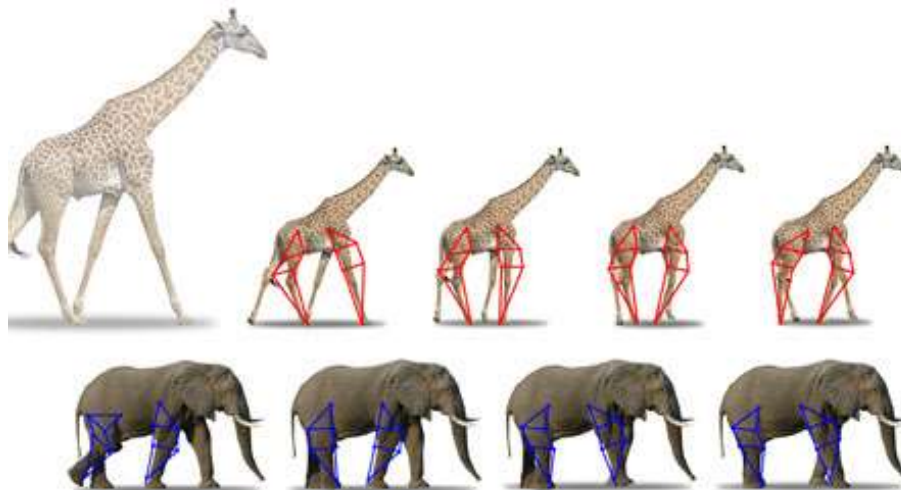


Ilustración 2.7. Modelización del movimiento de jirafas y elefantes mediante el mecanismo de Theo Jansen.

Como ejemplos de aplicación tecnológica de la biomímesis se encuentran: el descubrimiento de que la elasticidad de las patas juega un papel importante en la compensación de perturbaciones externas - gracias a la exploración de la locomoción de las cucarachas - ; o el uso de pasos ondulantes o *wave gaits* en la secuencia de apoyos de robots cuadrúpedos para una mayor estabilidad. En este caso es reseñable comprobar que la naturaleza favorece en algunas ocasiones la estabilidad ante otros posibles beneficios como el ahorro de energía.

3. Objetivos y Alcance

3.1 Objetivos

El objetivo primordial de este proyecto es dotar a un mecanismo de un grado de libertad extra, el de la rotación, otorgando una maniobrabilidad y una libertad de movimiento mayor al conjunto. Las pretensiones secundarias serían las siguientes:

1. Estudiar y documentar el ámbito de los mecanismos andantes. Realizar un análisis de las aplicaciones de estos conjuntos y sus ventajas respecto a los sistemas de locomoción rodantes.
2. Explicar los fundamentos en los que se basa no sólo la rotación del conjunto, sino también el movimiento rectilíneo del mismo, esto es, la verdadera esencia del desplazamiento del robot andante.
3. Conseguir aligerar el conjunto anterior mediante diferentes procedimientos: entre ellos, la reducción de tamaño o el ahorro de material en los elementos que lo permitan.
4. Plantear varias posibles soluciones para darle al conjunto la capacidad de girar, así como elegir la más idónea considerando las ventajas y desventajas de cada una de ellas.
5. Diseñar un prototipo acorde a lo establecido en el trabajo con ayuda de un programa informático y construirlo para demostrar la factibilidad y aplicabilidad de las conclusiones obtenidas en el proyecto.
6. Servir como inspiración para futuros trabajos o diseños similares que precisen de este grado de libertad extra para el movimiento.

3.2 Alcance

Para empezar, se hará una recopilación de información respecto a la industria de los mecanismos o robots andantes, exponiendo su evolución a lo largo de la historia: se describirán descubrimientos e hitos importantes y se aportarán datos y fechas relevantes.

A continuación se partirá de la base del mecanismo ya construido y se explicará su funcionamiento gracias al mecanismo de Theo Jansen. Se analizará la trayectoria del extremo libre, así como las velocidades y aceleraciones máximas logradas. Después, se obtendrán unas conclusiones que servirán como punto de partida para el verdadero objetivo del trabajo.

Una vez expuesto el funcionamiento y la disposición del prototipo anterior, se desarrollará una versión más ligera del mismo, buscando las opciones más viables para llevarlo a cabo.

Lo próximo será proponer distintas alternativas de diseño para conseguir que el conjunto gire respecto a un eje vertical, y elegir la mejor solución posible en base a su factibilidad.

Se estudiará la posibilidad de añadir una placa de Arduino que controle la secuencia de accionamiento de los distintos mecanismos del conjunto andante.

Por último, se incorporará todo el conocimiento adquirido a la construcción de un prototipo. Su diseño vía el programa informático 3D SolidWorks permitirá asegurar que las piezas encajen y no interfieran unas con otras, y una vez se obtenga el prototipo virtual adecuado se empezarán a pedir las piezas y los elementos necesarios para su posterior montaje. En el momento que la última tuerca sea colocada y la prueba de funcionamiento sea superada se dará por finalizado el proyecto.

3.3 WBS

Mediante el siguiente WBS (Work Breakdown Structure) se fijarán las distintas tareas a realizar en el proyecto.

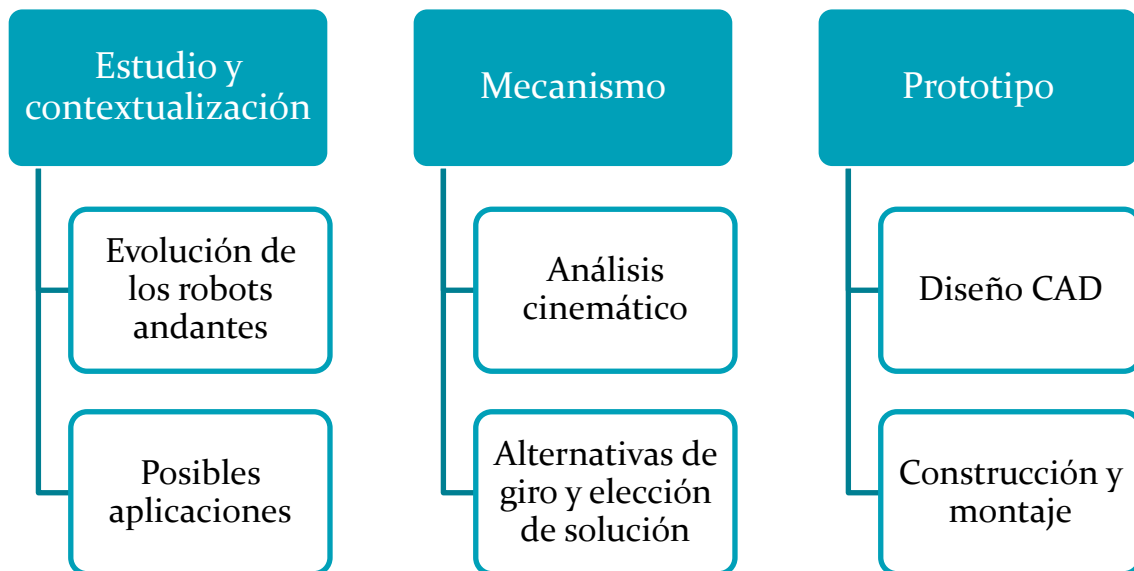


Ilustración 3.3.1. WBS del trabajo: separación de tareas.

4. Beneficios que aporta el trabajo

4.1 Técnicos

La adición del grado de libertad de rotación hace que el mecanismo andante goce de un radio de acción mayor y una mayor libertad de movimiento. A priori, esto aporta funcionalidad al conjunto y consigue de esta forma ser una solución válida para diversas aplicaciones. Así, será más eficaz en la realización de las tareas asignadas, bien sea para la exploración de terrenos o en cualquier otra aplicación descrita con anterioridad.

Se trata de una aplicación práctica de asignaturas como Teoría de Máquinas, Cinemática de Máquinas, Teoría de Mecanismos y Máquinas o Elementos de Máquinas. Por lo tanto, es un elemento demostrativo didáctico que puede servir como soporte para ejemplificar la materia teórica explicada.

Su construcción precisa de un compendio de destreza, rapidez y efectividad, ya que existen unos plazos de obligado cumplimiento. En el montaje, además, se encuentran problemas de índole práctica tales como efectos de holguras, aprietes o desalineaciones que tendrán que resolverse in situ de la forma más eficaz posible.

Además, la incorporación de la placa de Arduino mediante la cual se controla el funcionamiento del conjunto convierte al robot andante en un ser inteligente capaz de recibir información de su entorno más cercano y actuar acorde a las señales que obtiene.

4.2 Sociales

Cada año se realizan en la Escuela de Ingeniería de Bilbao jornadas de puertas abiertas. A ellas acuden estudiantes de Bachillerato interesados en la Ingeniería, y este prototipo puede servir como reclamo para los indecisos o como elemento decisivo a la hora de matricularse en la Escuela. Se trata por tanto de un atractivo especial para el reclutamiento de nuevos alumnos.

4.3 Económicos

Los materiales y los elementos utilizados en el prototipo serán elegidos en base a su coste, primando el ahorro económico ante objetivos secundarios como la estética del conjunto.

La evolución del conjunto ya construido no constará únicamente de añadir la capacidad de girar, sino que la nueva versión del mecanismo andante será más ligera y manejable que su predecesora. Esta reducción de material se realizará en aquellos elementos que no acusen su falta, abaratando el coste material total del prototipo.

5. Análisis del estado del arte

Los mecanismos andantes, contrario a lo que pueda parecer, no son cosa de los últimos tiempos. Sin duda, el interés por entender y replicar la locomoción andante ha existido desde hace muchos años (4). Dejando a un lado los antiquísimos elefantes mecánicos de India o los juguetes articulados de Egipto o Grecia (siglos XX-III A.C.), la primera máquina andante diseñada con una finalidad práctica data de 1868. Se trata del Hombre de Vapor de Dederick y Grass (Ilustración 5.1), que tiraba de un carruaje gracias a la potencia de vapor de la que se alimentaba. Se estimó que alcanzaba los 100 km/h en terreno liso, aunque se recomendaba su uso a 50 km/h.

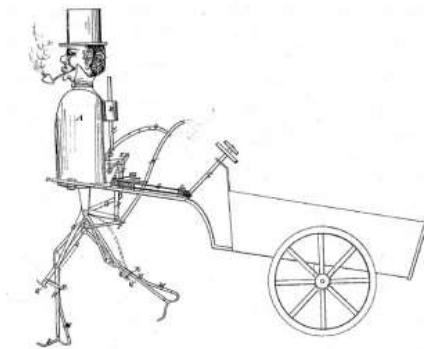


Ilustración 5.1. Hombre de vapor de Dederick y Grass. Patente EEUU 75874.

Los mismos autores idearon una evolución del Hombre de Vapor: el Caballo de Vapor (Ilustración 5.2). Según los propios inventores, este sería capaz de hacer las tareas de doce animales de la misma especie. El diseño y la patente de dicha máquina andante corrió a cargo de L.A. Rygg en 1893. Desde ese momento y hasta mediados del siglo XX no hubo grandes avances en máquinas de este tipo, pero por otra parte comenzó el estudio formal del paso (*gait*) o secuencia de apoyos. A raíz del enigma sin resolver de aquella época, que no era otro que dilucidar si las cuatro patas de un caballo dejaban de tocar simultáneamente el suelo, el pionero fotógrafo Eadweard Muybridge investigó el galope de un corcel con un elevado ritmo de fotogramas para descubrir que efectivamente, existían intervalos de tiempo en los que el caballo no contaba con ningún apoyo en el suelo. El estudio matemático de la secuencia de pasos fue desarrollado un siglo más tarde, en los años 60, por medio de los científicos Tomovic, Karplus, Hildebrand y McGhee, los más ilustres en este campo.

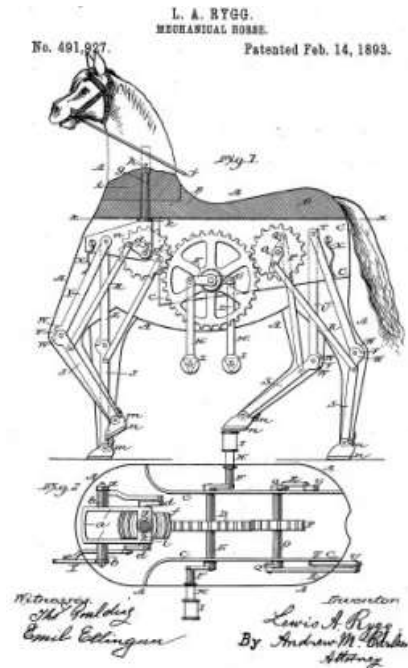


Ilustración 5.2. Caballo de Vapor. Patente EEUU 491927.

Con la inestimable ayuda de los avances en materia de tecnología informática alcanzada en parte gracias a los programas espaciales, en la segunda mitad del siglo XX el desarrollo de máquinas andantes vivió una época muy fructífera. No es extraño comprobar que la concepción de los primeros mecanismos andantes verdaderamente exitosos coincidió con el auge de la computación moderna, debido a la complejidad de dichos mecanismos y la coordinación requerida para su movimiento. El Poni falso (*Phoney Pony*, McGhee, 1967), el Tren de Mula de Hierro (*Iron Mule Train*, Morrison, 1968) el Camión Andante (*GE Walking Truck*, Mosher, 1968) o el Gran Muskie (*Big Muskie*, Cox, 1970) son algunos de los conjuntos andantes más notables de la época.

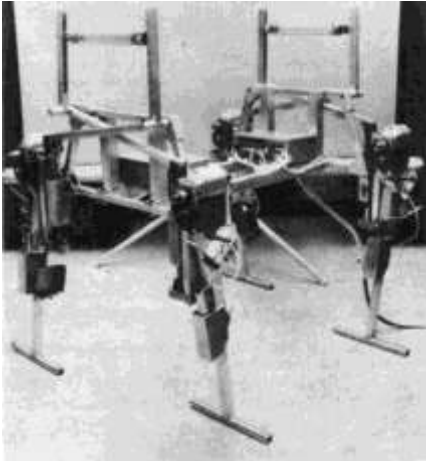


Ilustración 5.3. Phoney Pony, 1967.

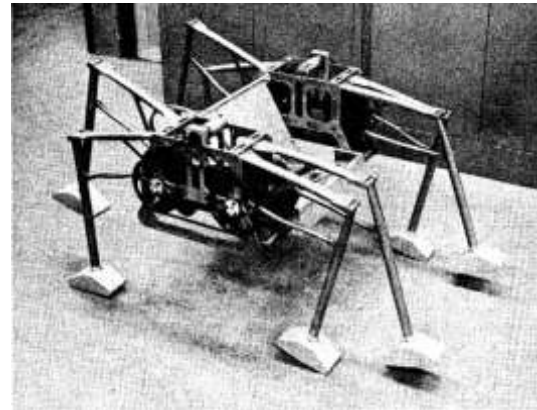


Ilustración 5.4. Iron Mule Train, 1968.



Ilustración 5.5. GE Walking Truck, 1968.

Otro hito importante en el desarrollo de la industria de los robots andantes fue la construcción del primer robot bípedo (WABOT 1, Ilustración 5.6), creado por Kato en 1973, que hizo necesario el análisis formal de la estabilidad dinámica de estos conjuntos. El hecho de que los robots bípedos tengan un solo apoyo en el suelo al caminar refuerza esta necesidad. En este ámbito es destacable el descubrimiento del Punto de Momento Cero o Zero Moment Point (ZMP) a manos del ingeniero mecánico Miomir Vukobratovic. El punto de momento cero define el punto con respecto al cual la fuerza de reacción dinámica producida por el contacto del pie con el suelo no produce ningún momento de inercia en dirección horizontal, o lo que sería lo mismo, el punto donde la suma de la totalidad de las fuerzas horizontales sea igual a cero.



Ilustración 5.6. WABOT 1.

Los robots andantes de múltiples patas también fueron avanzando mediante la invención del primer robot andante europeo en la Universidad de Roma en 1972 o los diseños del final de década de los 70 del ruso Okhotsimski. Por esas mismas fechas, en Estados Unidos, se inventaba el OSU Hexapod y algo más tarde un conjunto de mucho mayor tamaño con el nombre de Vehículo de Suspensión Adaptativa (ambas invenciones de McGhee). En torno a 1985 Japón irrumpió con fuerza para quedarse en la industria gracias a Hirose y su robot PV II, un cuadrúpedo sofisticado que sirvió de precursor de la prestigiosa saga de robots Titan, enmarcada dentro del Instituto Tecnológico de Tokio.



Ilustración 5.7. OSU Hexapod, 1976.



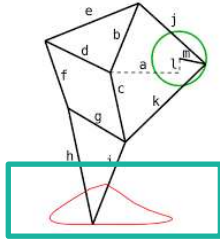
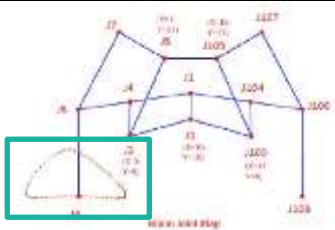
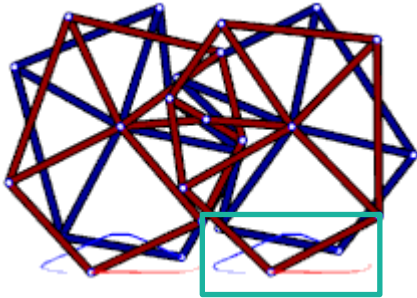
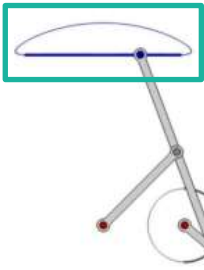
Ilustración 5.8. Robot andante cuadrúpedo de la familia japonesa Titan.

Desde los años 90 se ha generado una cantidad considerable de investigación y conocimiento respecto a los robots andantes, y especialmente de la locomoción bípeda. Acciones que años atrás eran impensables (desestabilización externa del conjunto, correr, saltar) forman hoy parte del día a día de laboratorios especializados en este ámbito.

6. Análisis del movimiento del mecanismo

Antes de empezar a analizar el mecanismo, conviene saber que existen distintos tipos de configuraciones que permiten que un mecanismo andante avance. Además del mecanismo de Theo Jansen, existen el mecanismo de Klann, el de Ghassaei o el mecanismo Lambda de Chebyshev. Además de por el número de elementos, todas estas configuraciones se diferencian unas de otras por la trayectoria del extremo libre del mecanismo:

Tabla 1. Clasificación de mecanismos acorde a la trayectoria de su extremo libre.

Mecanismo	Trayectoria del extremo libre
Theo Jansen	
Klann	
Ghassaei	
Lambda Chebyshev	

En todas las curvas encuadradas se advierten dos zonas diferenciadas:

- **Zona rectilínea:** intervalo en el que el mecanismo estará en contacto con el suelo. Cuanto más recta sea esa zona, menos se elevará el conjunto mientras el mecanismo homólogo esté en el aire.
- **Zona curva:** intervalo donde el mecanismo pierde el contacto con el suelo. La pata se eleva y retoma el contacto con el suelo (o con la zona rectilínea) en una posición más adelantada, permitiendo que el mecanismo avance dando pasos. Es la responsable de cerrar la cadena del movimiento.

Cabe señalar que esa trayectoria es susceptible de ser modificada si se alteran las dimensiones de los elementos, pero siempre mantendrá unas características propias de cada configuración. Por ejemplo, en el mecanismo de Klann, el extremo libre alcanzará una altura equiparable a la del bastidor, dándole la valiosa facilidad de remontar obstáculos contundentes. La desventaja que trae consigo es una menor velocidad y unas fuerzas de inercia mayores.

Tratándose de una continuación de un prototipo ya construido y toda vez que se haya verificado su correcto funcionamiento, no existen razones de peso para cambiar la configuración de barras, las relaciones de posición entre los distintos elementos ni los tamaños relativos de dichos elementos. Además, el mecanismo de Theo Jansen es el que representa de una forma más fiel y elegante el movimiento real de las patas de un animal. La nueva versión del mecanismo fiará por lo tanto al mecanismo de Jansen la responsabilidad del movimiento rectilíneo.

6.1 Modelización del mecanismo de Theo Jansen

Para el análisis cinemático del mecanismo se usará la herramienta informática GIM, un programa desarrollado por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, en particular por la sección Compmech. Este es el mecanismo que se usará como referencia:

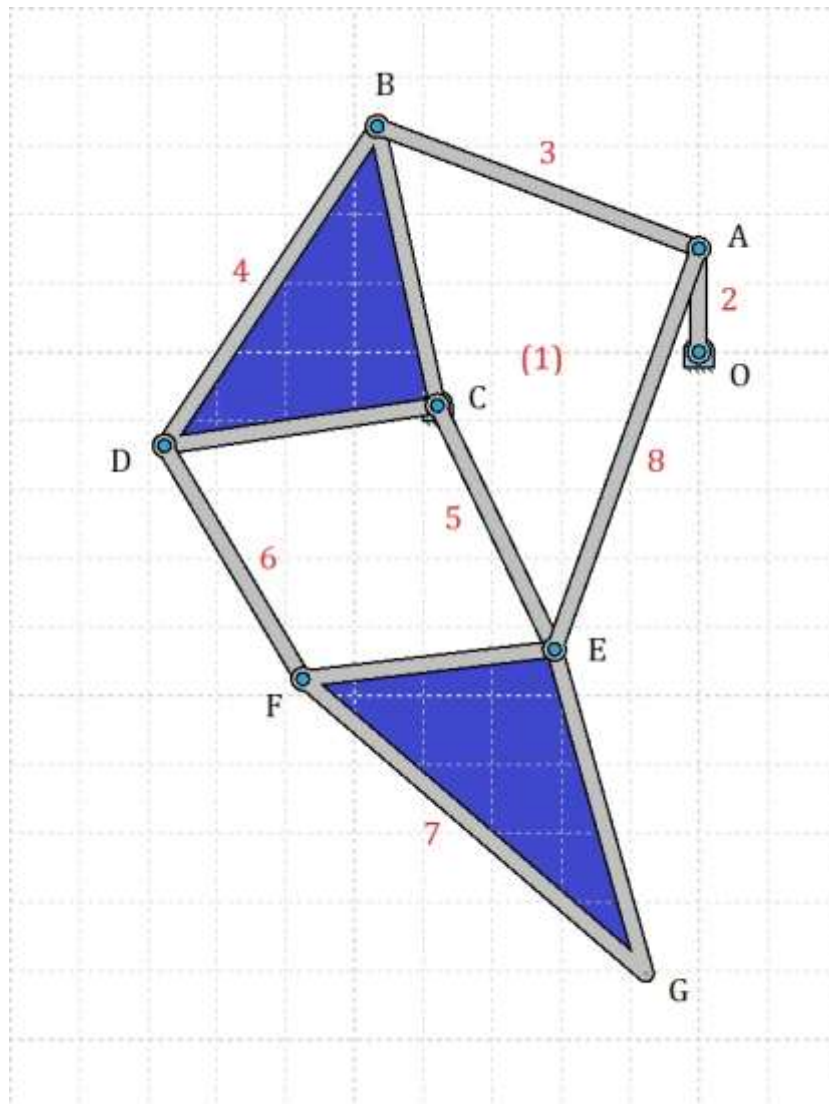


Ilustración 6.1. Modelización del mecanismo de Theo Jansen.

En la Ilustración 6.1 se han asignado letras de la A a la G (donde G es el extremo libre) a las articulaciones, así como números a los elementos (teniendo en cuenta que el número 1 es el fijo).

Theo Jansen no era tan sólo un creador de mecanismos andantes, sino que también ideó una aeronave con forma de platillo volante o una máquina de pintar que era capaz de trazar grafitis sobre una pared. Aun así, todas las creaciones del polifacético artista holandés comparten el mismo secreto matemático: los trece números sagrados (5). Después de pasar meses con un programa informático que generaba, seleccionaba y mejoraba cantidades ingentes de piernas diferentes, al fin dio con la longitud ideal que tenían que tener las patas.

Las relaciones geométricas del mecanismo a estudiar serán las siguientes, simplificando el mecanismo original sin comprometer la cinemática del mismo y acorde a las medidas propuestas por Jansen:

Tabla 2. Geometría del mecanismo.

Elemento	Extremos	Longitud [mm]
2	OA	15
3	AB	50
4	BC	41,5
4	BD	58,3
4	CD	40,11
5	CE	39,3
6	DF	39,4
7	FE	36,7
7	EG	49
7	FG	65,7
8	AE	61,9

Para finalizar el dimensionamiento del mecanismo, es preciso saber la colocación de las articulaciones fijas A y C. De este modo, el punto O se hallará a una distancia horizontal de 38 milímetros y a una distancia vertical de 7,5 milímetros, lo que equivale a una distancia total de 38,73 mm.

6.2 Estudio del movimiento de una pata del mecanismo

6.2.1 Problema de posición

En la siguiente ilustración puede observarse la trayectoria que describe cada articulación.

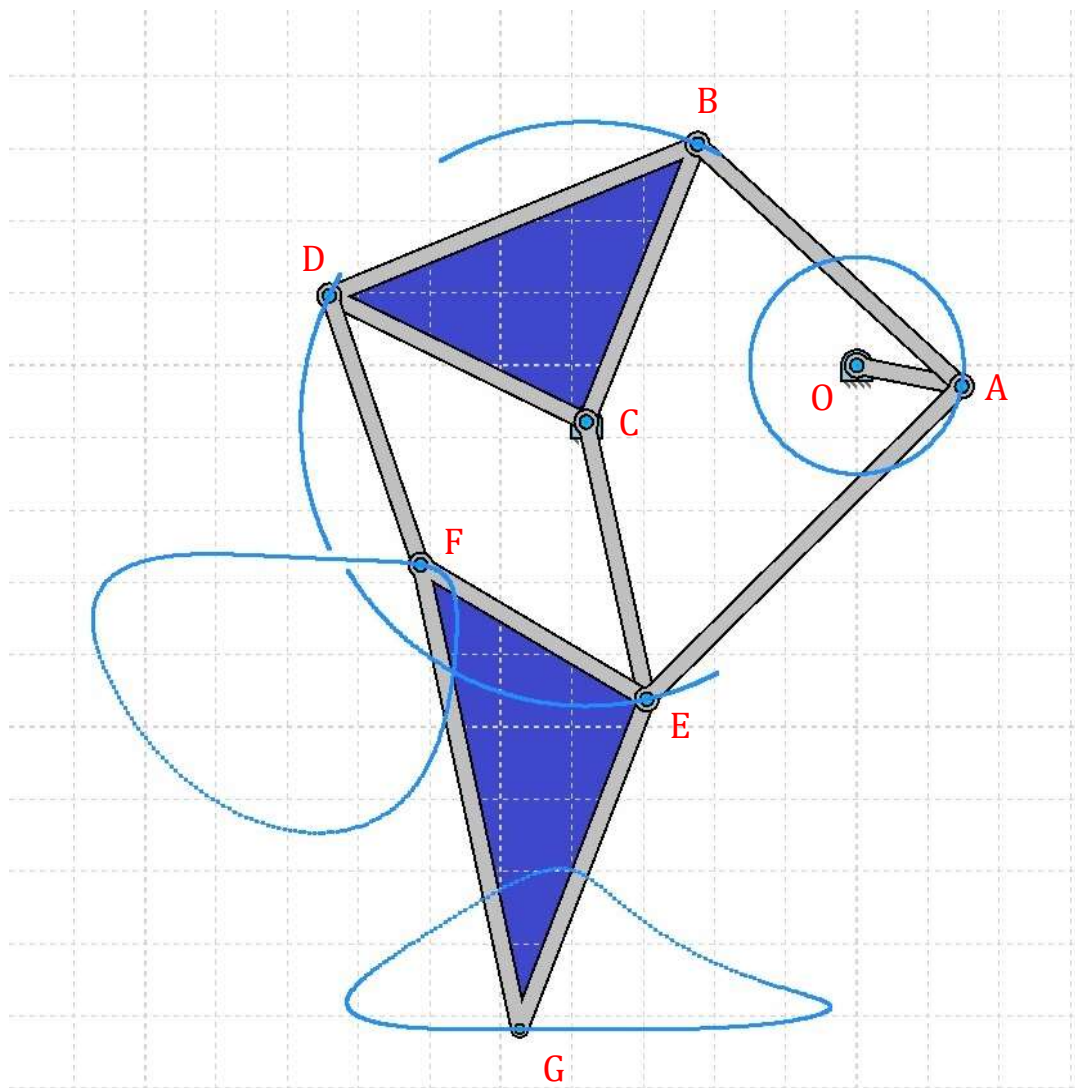


Ilustración 6.2. Trayectorias descritas por las articulaciones a lo largo del movimiento.

Se certifica que el mecanismo tiene un solo grado de libertad mediante el criterio de Grübler (6), siendo N el número de elementos y P_I el número de pares de rotación.

$$G = 3(N - 1) - 2P_I - P_{II} = 3(8 - 1) - 2 \cdot 10 = 1$$

Cabe destacar las siguientes afirmaciones:

- Los puntos O y C son articulaciones fijas, por lo que su movimiento es nulo a lo largo de todo el ciclo.
- Las articulaciones B, D y E describen arcos de circunferencia ya que las barras CB, CD y CE tienen una articulación fija en C, esto es, el Centro Instantáneo de Rotación o CIR se encuentra en ese punto. Esto significa que todos los puntos de dichas barras trazarán arcos de circunferencia alrededor de dicho punto. Además, considerando los cuadriláteros articulados OAEC y OABC (tomando el punto D como solidario a B y C) se obtiene lo siguiente:

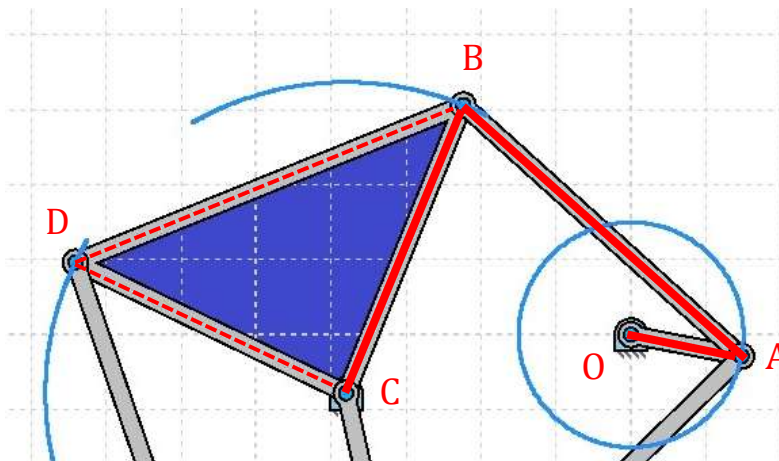


Ilustración 6.3. Cuadrilátero articulado OABC.

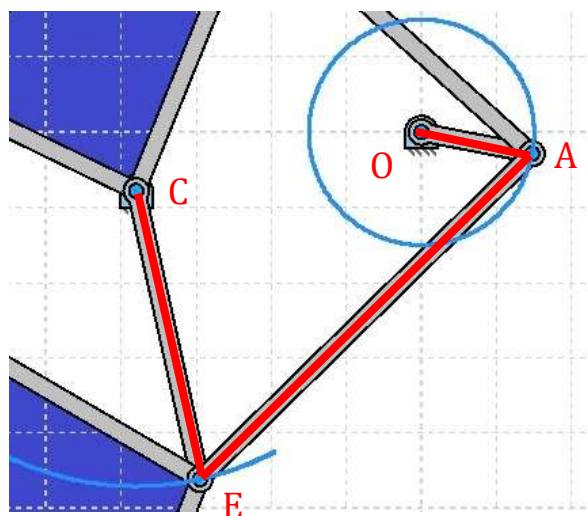


Ilustración 6.4. Cuadrilátero articulado OAEC.

Por virtud de la ley de Grashof, “sólo la barra más corta de un cuadrilátero articulado puede dar vueltas completas respecto de todas las demás si se verifica que la suma de longitudes de la barra más corta y de la más larga, es menor que la suma de las otras dos”.

$$a + d < b + c$$

En estos dos casos se cumple esa máxima, por lo que siendo OA el elemento de menor longitud y siendo éste adyacente al fijo, el mecanismo será de tipo manivela balancín, con la barra OA siendo la manivela que hace que el punto A describa una circunferencia completa.

- El punto F describe una trayectoria similar a la del punto de contacto con el suelo. El elemento EFD es una diada R, y su articulación traza una trayectoria cerrada.
- El punto G hace un recorrido característico que hace que el mecanismo sea considerado andante. La configuración de todos los elementos restantes hacen posible esa trayectoria.

Para accionar el mecanismo, tal y como se ha comentado, se usará la manivela OA, dado que es la única que traza una circunferencia perfecta completa. De esta forma, se define el sistema de referencia de la siguiente Ilustración para el estudio del movimiento del mecanismo. En las gráficas mostradas a continuación, α estará representado en el eje de abscisas. Conviene señalar que en el punto de partida del mecanismo el valor de α es de 90° , por lo que el origen de las mismas corresponderá a un ángulo de 90° .

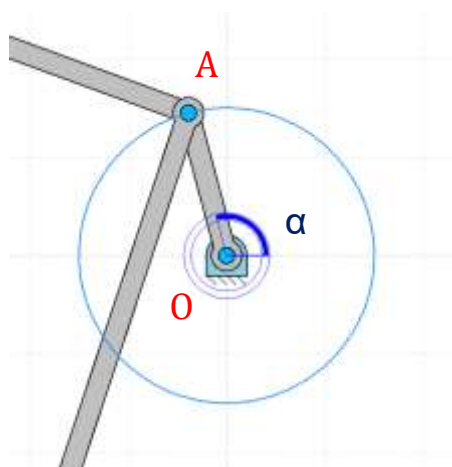


Ilustración 6.5. Sistema de referencia del accionamiento del mecanismo.

En este punto, y con la finalidad de ajustar el desfase que deberían tener entre sí las distintas patas del mecanismo andante, se analizará la trayectoria del extremo libre G para identificar el rango de α en el que existe contacto con el suelo. Además, se sombreadrá la zona en la que no haya contacto para diferenciarla del resto. Después de coger las referencias adecuadas, se estima que la zona de no contacto con el suelo ocurre en el rango 90-290°, que traducido al gráfico se convierte en el rango 0-200°.

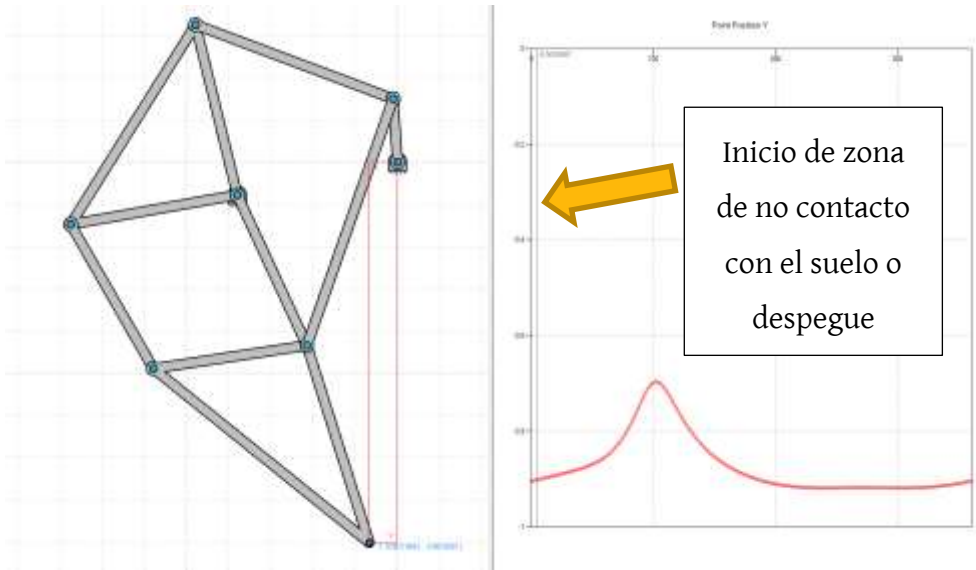


Ilustración 6.6. Momento en el que se pierde el contacto con el suelo.

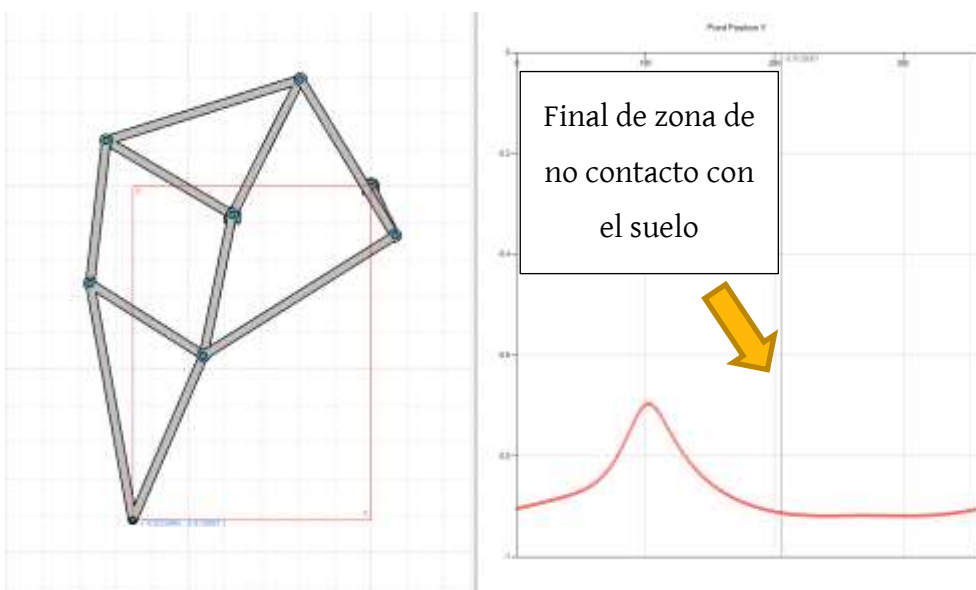


Ilustración 6.7. Momento en el que se recupera el contacto con el suelo.

6.2.2 Problema cinemático

En este apartado se visualizarán los picos de velocidades lineales de los puntos más importantes del mecanismo, y se demostrará que no suponen ningún riesgo para la estabilidad del conjunto ya que esos máximos ocurren en la zona de no contacto con el suelo, esto es, mientras se encuentran suspendidos en el aire.

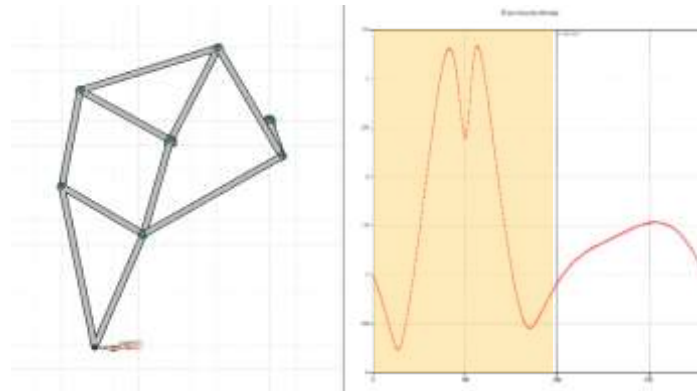


Ilustración 6.8. Módulo de la velocidad del punto G.

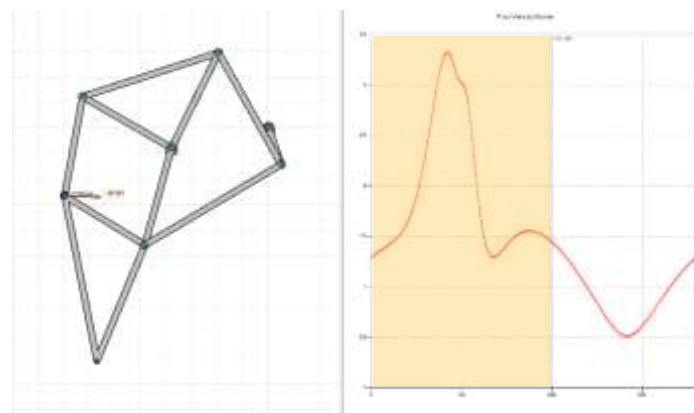


Ilustración 6.9. Módulo de la velocidad del punto F.

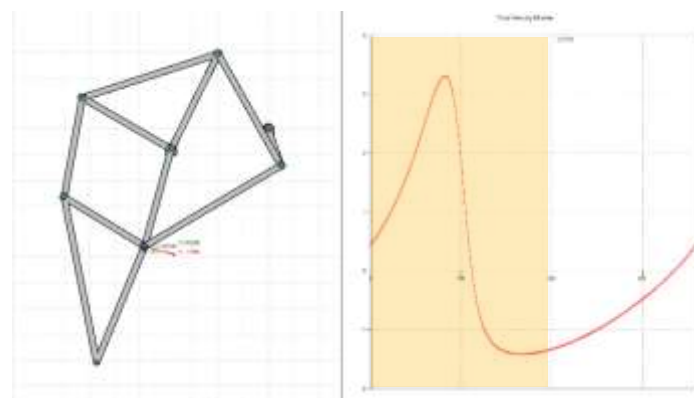


Ilustración 6.10. Módulo de la velocidad del punto E.

Asimismo, gracias a las funciones del programa GIM, se obtiene que las velocidades angulares de los elementos varían en torno a un 30% respecto a la velocidad angular del elemento de entrada. Los máximos también se encuentran en la zona de no contacto con el suelo, asegurando un caminar suave de todo el conjunto. En la siguiente ilustración puede observarse el caso del elemento número 7.

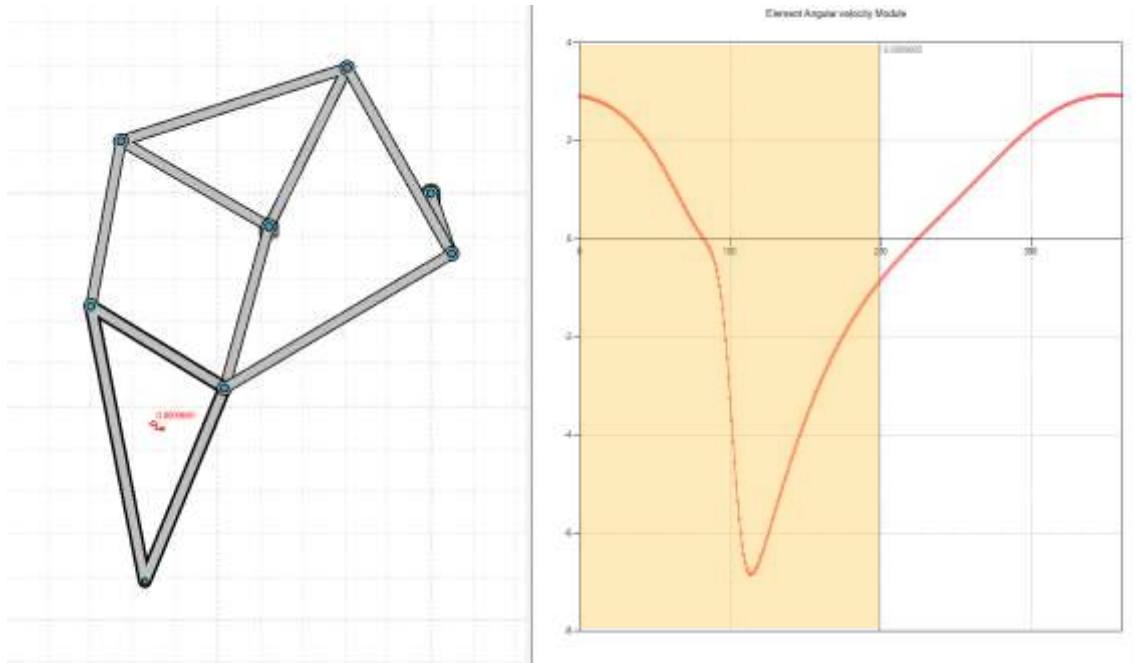


Ilustración 6.11. Velocidad angular del elemento 7 (FEG).

6.2.3 Problema dinámico

Mediante este apartado se busca conocer en qué puntos del movimiento se consiguen los cambios más bruscos de velocidades lineales y angulares. En estos se darán unas aceleraciones mayores y, en consecuencia, unas fuerzas de inercia mayores. Estas fuerzas de inercia, a su vez, pueden desestabilizar el conjunto. Se tratará por tanto de puntos comprometedores que deben ser vigilados.

Por un lado se analizan los puntos G, E y F por ser los que mayores picos de aceleraciones obtienen:

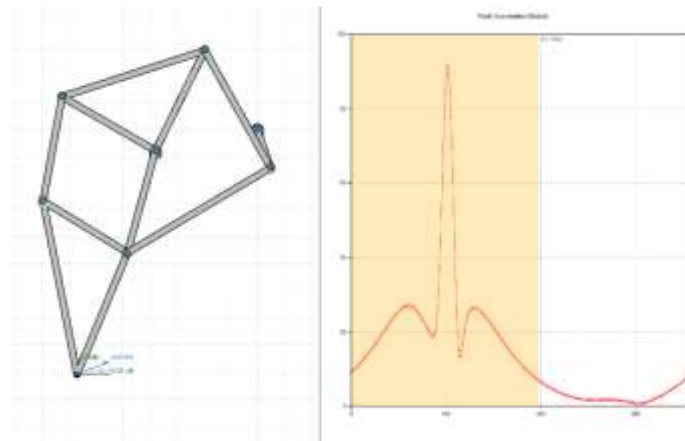


Ilustración 6.12. Módulo de aceleración del punto G.

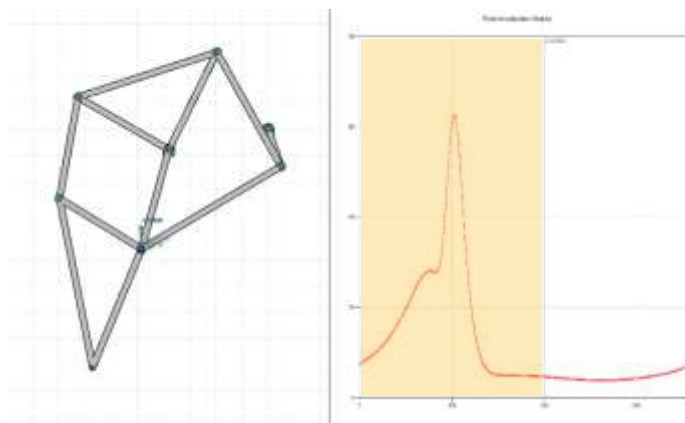


Ilustración 6.13. Módulo de aceleración del punto E.

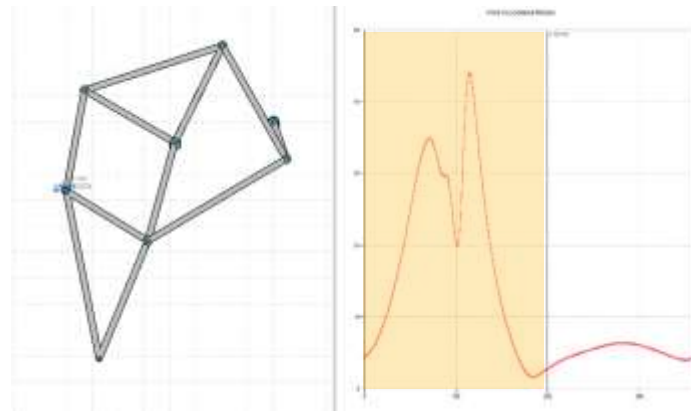


Ilustración 6.14. Módulo de aceleración del punto F.

Queda patente que esas aceleraciones máximas y sobreaceleraciones – debidas a un cambio brusco en el valor de las aceleraciones – ocurren mientras el mecanismo no está en contacto con el suelo, lo que significa que el riesgo de fallo del mecanismo es una posibilidad remota.

Por último, se estudiará la aceleración angular del elemento 7 (FEG). Su análisis sugiere más de lo mismo: un cambio brusco de pendiente en el gráfico de las aceleraciones que toma lugar para un valor de α de 190° , una vez más dentro del intervalo de no contacto del punto G con el suelo. Es posible considerar este punto como el más problemático de todo el movimiento, el momento en el que va a haber unas fuerzas de inercia más fuertes.

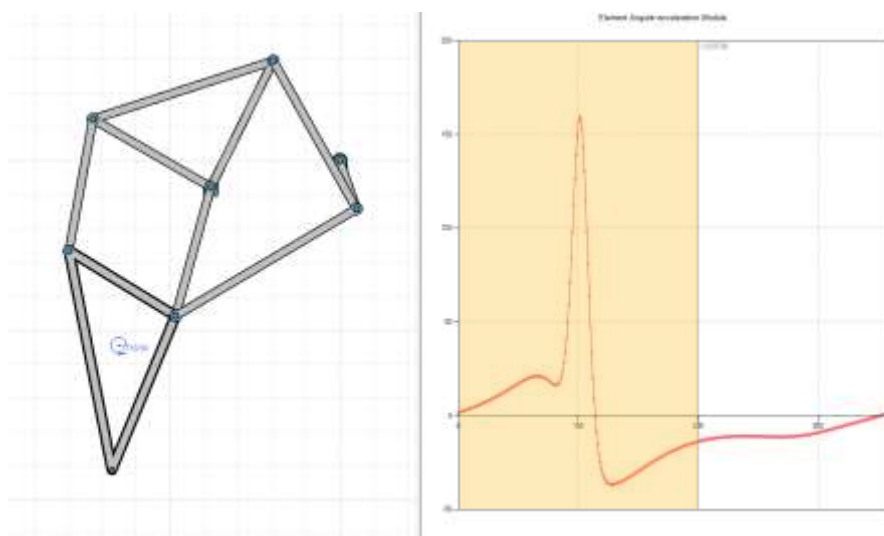


Ilustración 6.15. Aceleración angular del elemento FEG.

6.3 Análisis del mecanismo completo

Para finalizar el análisis del movimiento rectilíneo del mecanismo, se dispondrán dos sub-mecanismos idénticos que tendrán la manivela OA en común. Por lo tanto, seguirá tratándose de un mecanismo de un solo grado de libertad. Como puede observarse en la siguiente ilustración, dado que el sentido de giro de la manivela sigue siendo el contrario a las agujas del reloj, la propia disposición de dichos sub-mecanismos hace que el conjunto avance dando pasos, esto es, manteniendo alternativamente un punto G en contacto con el suelo.

En la ilustración 6.16 en concreto, mientras la pata de la izquierda (la que podría catalogarse de delantera) está a punto de levantarse del suelo para dar un paso al frente, la pata trasera – en particular, su extremo libre - se encuentra entrando en la zona rectilínea de su trayectoria, esto es, en el intervalo de contacto con el suelo. Esta máxima se cumple también en el momento que la pata delantera hace contacto, asegurando contar en todo momento con un apoyo en el suelo.

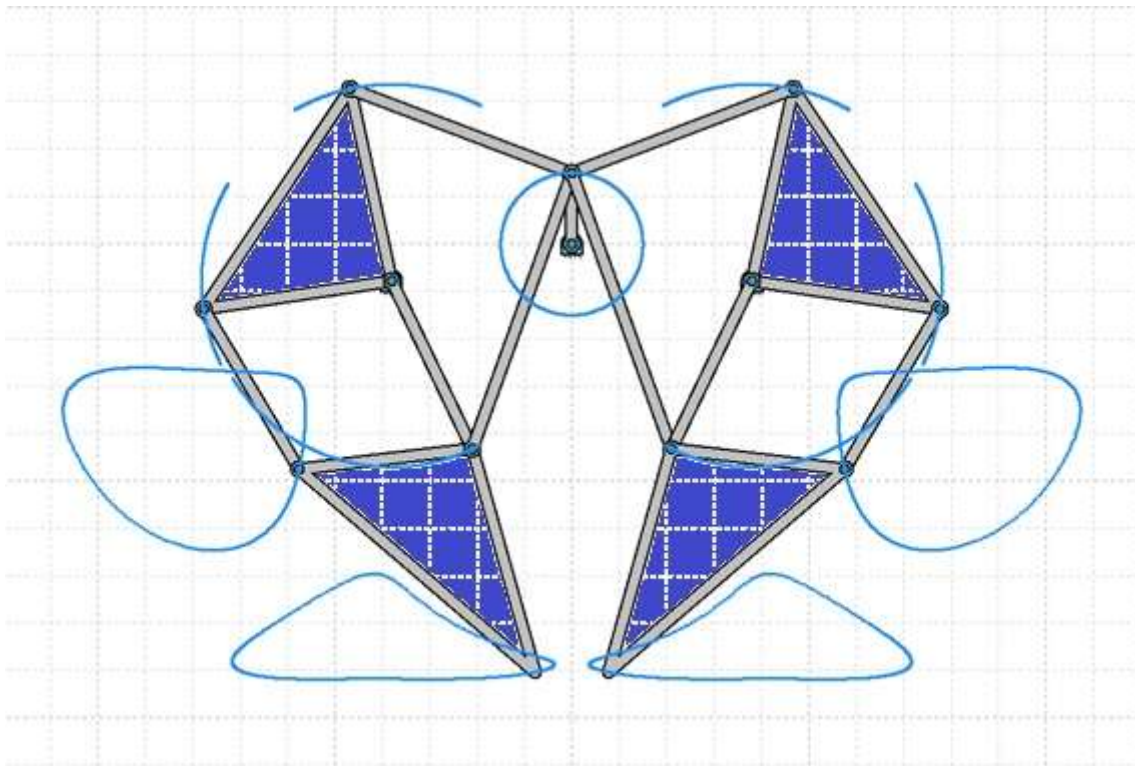


Ilustración 6.16. Topografía del mecanismo completo.

7. Metodología del diseño del prototipo

El punto de partida del nuevo diseño será el siguiente prototipo, perteneciente al TFG mencionado con anterioridad (7).



Ilustración 7.1. Versión antigua del prototipo.

En la siguiente ilustración se recuerda la denominación de los distintos puntos del mecanismo, con el objetivo de facilitar la comprensión de futuras referencias.

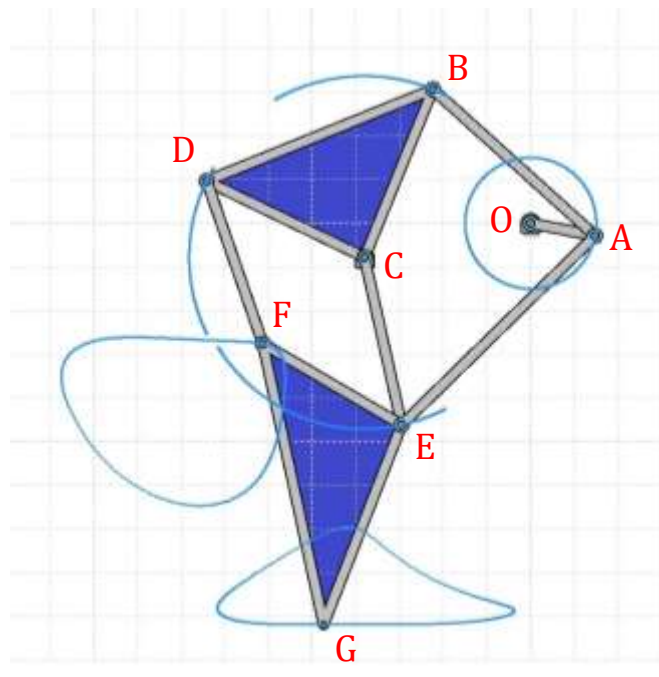


Ilustración 7.2. Recordatorio de nomenclatura de los puntos del mecanismo.

7.1 Rasgos comunes con la versión anterior

En primer lugar, es preciso señalar que se usará una rueda de engranaje (en concreto, su radio) para simular el movimiento rotatorio permanente del elemento OA. Así, el punto fijo O sería el centro del piñón y el punto A se encontraría a la distancia indicada anteriormente.

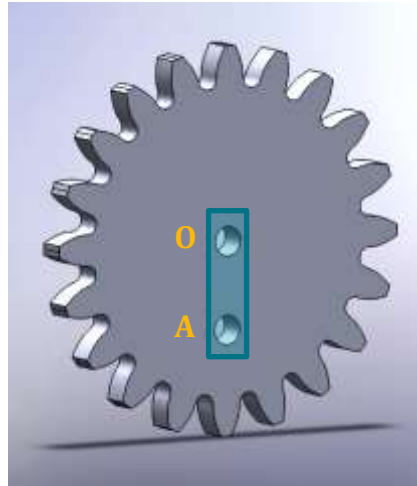


Ilustración 7.3. Modelización del elemento OA.

Por otro lado, la fijación horizontal y vertical de los puntos C y C' del conjunto (siendo C' el punto C del mecanismo simétrico al original) se conseguirá mediante sendas varillas de aluminio que atravesarán el conjunto de lado a lado. De esta forma, todos los puntos C de todos los mecanismos tendrán restringido el movimiento y coincidirán con dicha barra.

Las articulaciones se realizarán con tornillos, tuercas y arandelas principalmente, añadiendo cojinetes en zonas donde sean necesarios.

Este prototipo estará impulsado por un motor que se montará encima de uno de los dos soportes. A ese motor se le acoplará un eje mediante un acoplamiento flexible, y la transmisión de movimiento del eje del motor – eje 1 - hasta el eje 2 de la siguiente ilustración se realizará mediante un sistema de engranajes.

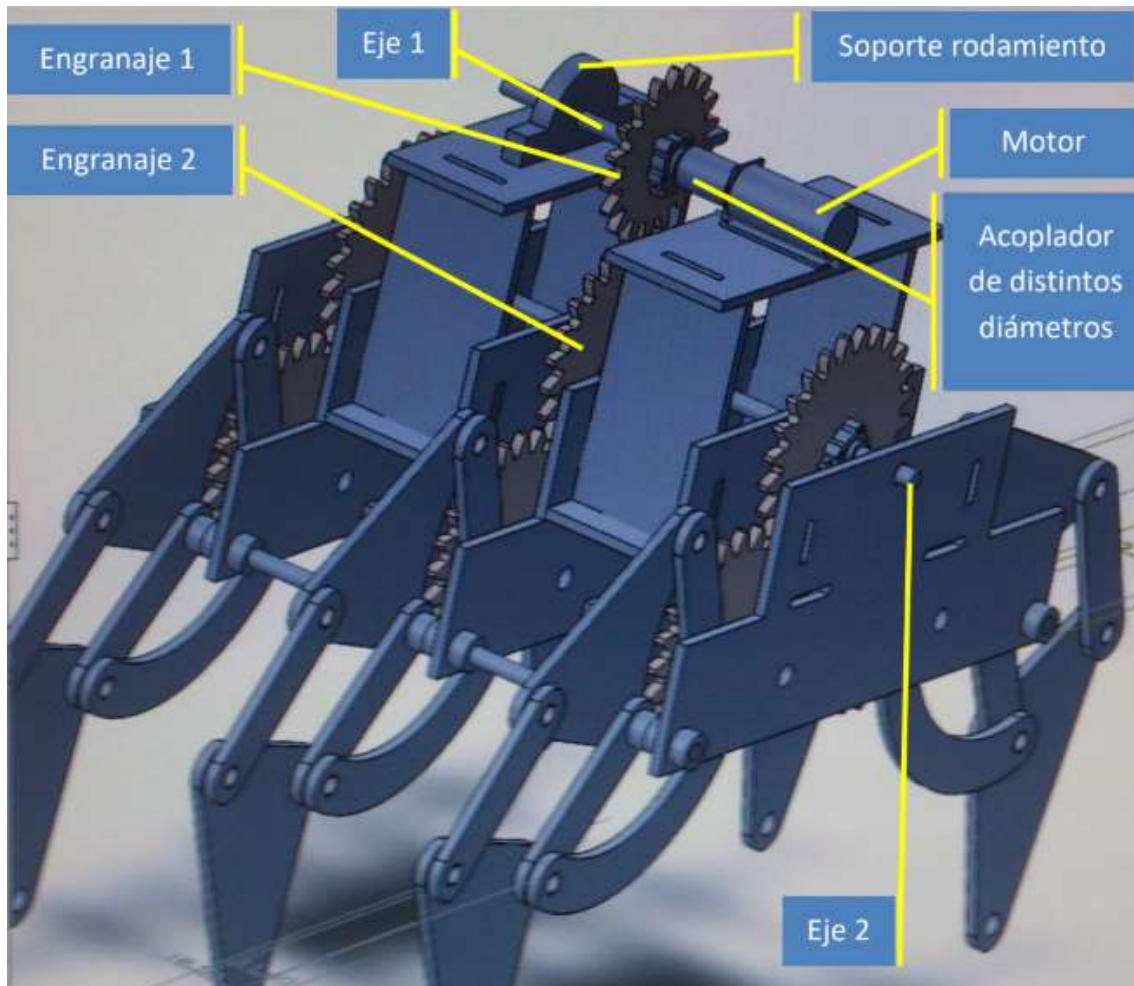


Ilustración 7.4. Transmisión de movimiento mediante engranajes en el prototipo base.

Una vez que el eje 2 - que también será una varilla - esté girando, tan solo faltará una última transmisión más para hacer que el elemento OA gire, accionando el mecanismo de Theo Jansen. Esta transmisión se repetirá a lo largo del conjunto tantas veces como pares de patas haya. En el eje 2 se montará un engranaje cuya responsabilidad será la de hacer girar al mismo tiempo a las ruedas 3 y 4, por lo que estará engranado a ambas simultáneamente. Estas dos ruedas representan al elemento OA tal y como se ha mencionado al principio del apartado.

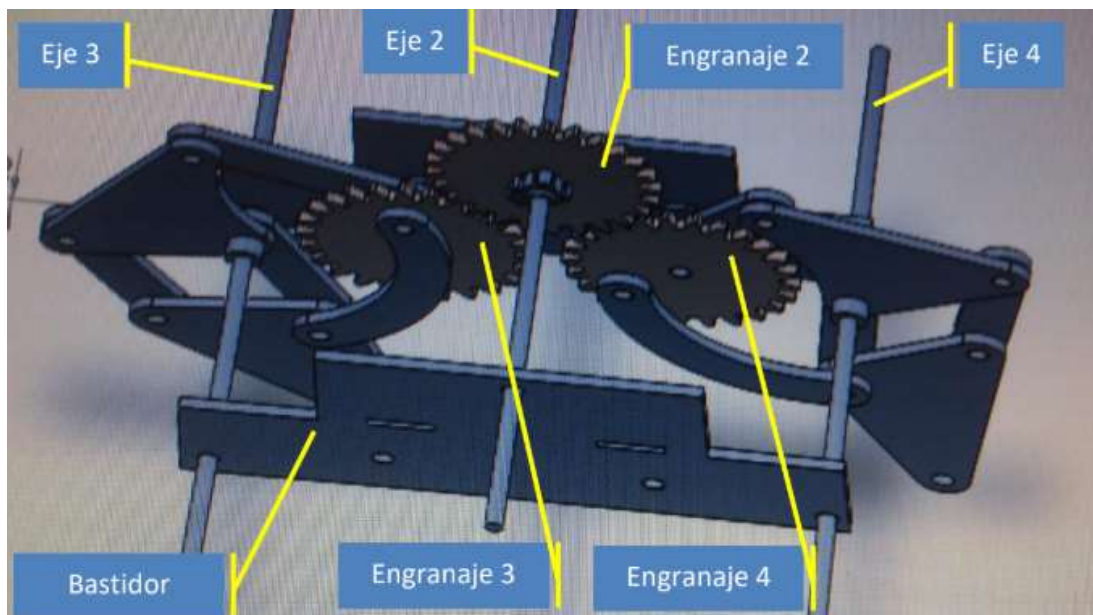


Ilustración 7.5. Transmisión del movimiento al mecanismo de Jansen en el prototipo base.

Es obvio que los engranajes 3 y 4 girarán ambos a la misma velocidad angular y en el mismo sentido, el contrario al del engranaje 2, para ser más precisos. Para un caminar óptimo, tal y como se ha descrito en el apartado 6.3, ambas ruedas estarán en fase, ya que las dos representan a la vez el elemento OA.

Explicado de otra manera, el punto A de cada sub-mecanismo tendrá que estar siempre obligatoriamente en la misma posición angular. Ya que la velocidad angular de las ruedas es la misma, igualando la posición angular inicial (en el montaje) se obtendrá un desfase nulo.

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{A3} &= \varphi_{0]A3} + \omega \cdot t \\ \varphi_{A4} &= \varphi_{0]A4} + \omega \cdot t \end{aligned} \right\} \varphi_{A3} = \varphi_{A4} \rightarrow \varphi_{0]A3} + \cancel{\omega \cdot t} = \varphi_{0]A4} + \cancel{\omega \cdot t}$$

$$\varphi_{0]A3} = \varphi_{0]A4}$$

7.2 Aligeramiento del conjunto

Uno de los objetivos de este trabajo consiste en construir un prototipo que consiga reducir al máximo el peso de su predecesor. Con esto en mente se realizarán dos modificaciones:

- Escalar todos los componentes con un factor de 0,5, esto es, reducir a la mitad el tamaño del prototipo. Un menor volumen equivale a un menor coste del material empleado, y las articulaciones y sus componentes podrán ser al mismo tiempo más pequeñas. Sin embargo, esta medida trae consigo el inconveniente de un montaje más difícil, ya que manipular y ensamblar elementos pequeños manualmente es una tarea compleja.
- Realizar una reducción de material en los elementos que lo admitan. En este caso, se considerará únicamente el elemento BCD, ya que el análisis dinámico realizado en el apartado 6.2.3 sugiere que no es recomendable que el elemento EFG experimente cambios sustanciales en su estructura. El elemento BCD, macizo en la versión anterior, pasará a tener un agujero como el que se muestra en la siguiente ilustración.



Ilustración 7.6. Elemento BCD modificado.

7.3 Número de patas escogido

En la elección del número de mecanismos completos o pares de patas del conjunto andante debe hallarse un compromiso entre dos factores opuestos: por un lado, cuantas más patas conformen el mecanismo, mayor será la suavidad del movimiento; por el otro, cuanto mayor sea el número de patas, más complejo será el diseño del mecanismo y surgirán más fuentes de error.

Esta afirmación se desprende del estudio de la secuencia de pasos mencionado anteriormente (8 y 9). Para una correcta comprensión de la demostración, es necesario explicar el concepto de Duty Factor (DF) o Factor de Servicio: se trata de la fracción de una zancada completa en la que una pata está en contacto con el suelo. En la siguiente ilustración puede observarse cómo según aumenta el número de patas (N), la estabilidad del conjunto (Stability margin) también aumenta. Además, esta estabilidad se acrecienta cuanto mayor sea el DF, esto es, cuanto más tiempo pasen las patas en contacto con el suelo.

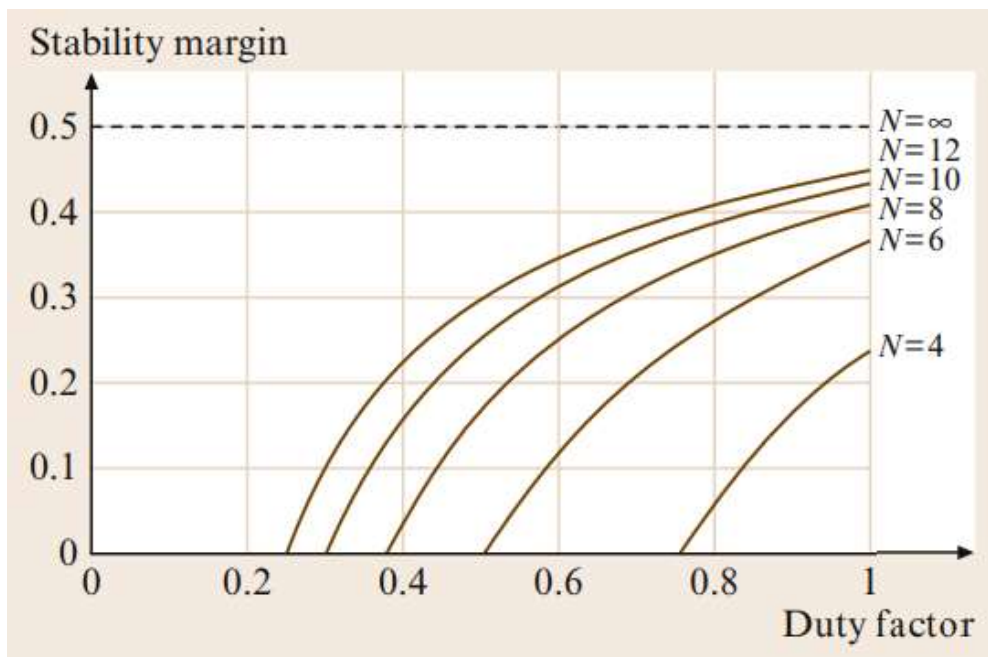


Ilustración 7.7. Estabilidad del conjunto dependiendo del número de patas.

Ya que el objetivo primordial del trabajo es dotar al conjunto de un sistema de rotación, se optará por habilitar en la zona central del conjunto un espacio para la implementación del mecanismo de rotación. Por lo tanto, manteniendo siempre la simetría del diseño con fines estéticos y de estabilidad, el número total de patas del conjunto será $4n$, donde n es un número entero mayor que 1. Como un mecanismo de tan solo 4 patas ($n=1$) tendría problemas dinámicos causados por la escasez de apoyos simultáneos en el suelo, se decidirá que el conjunto conste de 8 patas en total, esto es, cuatro pares de patas. Estos cuatro pares de patas se dividirán en parejas y se alejarán entre ellos, tal y como se demuestra en la siguiente ilustración.

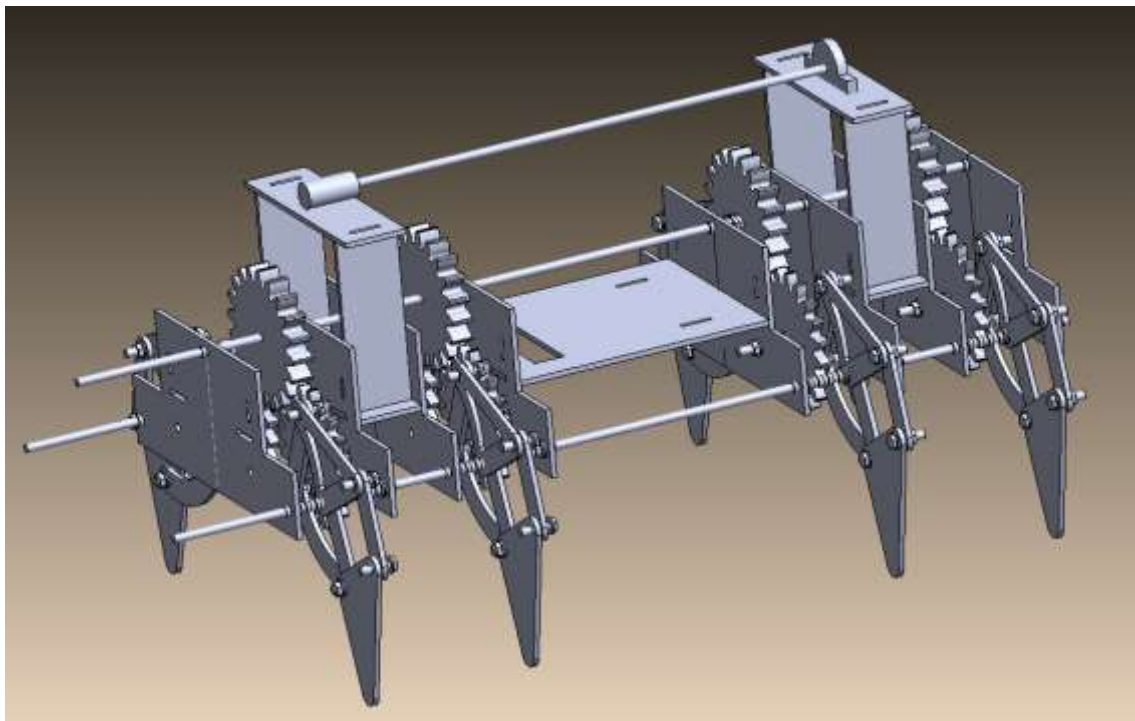


Ilustración 7.8. Separación entre las patas del mecanismo.

7.4 Alternativas para la rotación del conjunto

A continuación se hará un breve resumen de las distintas opciones consideradas para que el mecanismo sea capaz de rotar respecto a un eje vertical.

7.4.1 Alternativa 1: Traslación y rotación desacopladas.

En primer lugar, se barajó la posibilidad de elevar el mecanismo sobre el suelo, realizar la maniobra de giro y devolverlo a la tierra para que continuase el movimiento rectilíneo sobre ella. Esta opción supone una mayor complejidad de diseño, la casi obligada adición de como mínimo un motor extra y una dificultad de fabricación considerable, no acorde al alcance de un Trabajo de Fin de Grado.

Las siguientes ilustraciones reflejan los mecanismos de elevación del conjunto que tenían mejores visos de ser implementados: el método tuerca-tornillo, mecanismo piñón-cremallera y mecanismo tijera.

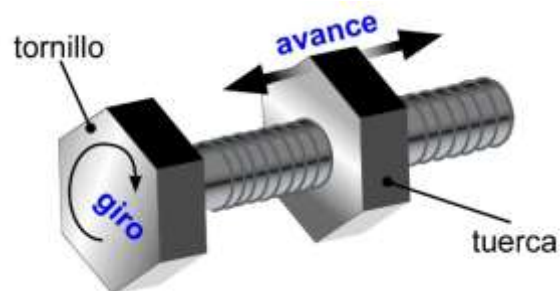


Ilustración 7.9. Mecanismo de tuerca-tornillo.

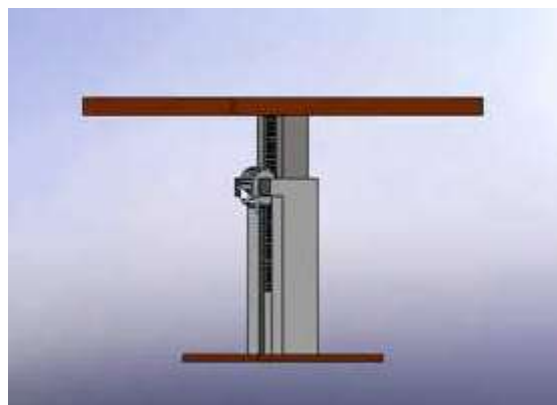


Ilustración 7.10. Mecanismo piñón-cremallera.



Ilustración 7.11. Mecanismo de elevación tipo tijera.

Del mismo modo, en las figuras que siguen se detalla la alternativa principal ideada para hacer rotar al mecanismo, una vez el conjunto estuviese en el aire: un par de engranajes cónicos. Mediante engranajes cónicos se consigue transmitir el par motor entre ejes que se cortan entre sí. Su utilización se basaba en el objetivo de aprovechar el motor que acciona el mecanismo de Jansen, que se encuentra acoplado a un eje horizontal. Existían dos variantes de diseño del citado mecanismo.

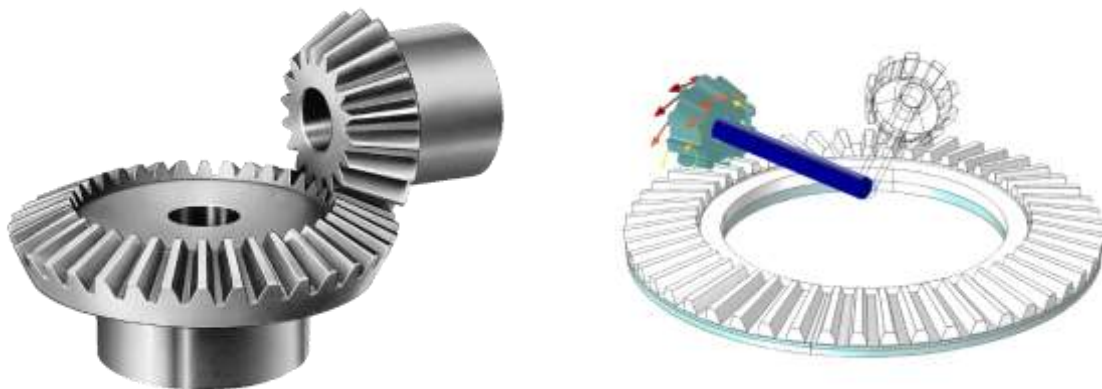


Ilustración 7.12. Engranajes cónicos responsables del movimiento rotatorio.

Ventajas:

- La elevación del conjunto antes de realizar la rotación del mismo permite una mayor facilidad para controlarlo, ya que se sustentaría exclusivamente en una plataforma asociada al mecanismo de elevación. Si se encontrase con cuatro de sus ocho apoyos en contacto con el suelo, aparecerían reacciones horizontales que dificultarían el proceso, ya que precisaría de un par motor mayor para superar al par resistente.
- Con el desacoplamiento de los movimientos de elevación y rotación se consigue una mejor estabilidad dinámica.
- Es una solución sofisticada.

Desventajas:

- El mecanismo de elevación requiere un motor adicional al principal.
- El diseño del conjunto es complicado, es necesario encajar cierto número de elementos en un espacio reducido y precisar uniones rígidas y flexibles que están lejos de ser ni remotamente parecidas a las comunes.
- El montaje, como consecuencia del punto anterior, es más complejo. Además, su factibilidad no está demostrada, por lo que se podría tratar de una ardua tarea baldía.
- Se trata, con diferencia, de la alternativa económicamente más costosa.

En la siguiente ilustración pueden observarse varios bocetos realizados a mano alzada de lo que se pretende con esta opción.

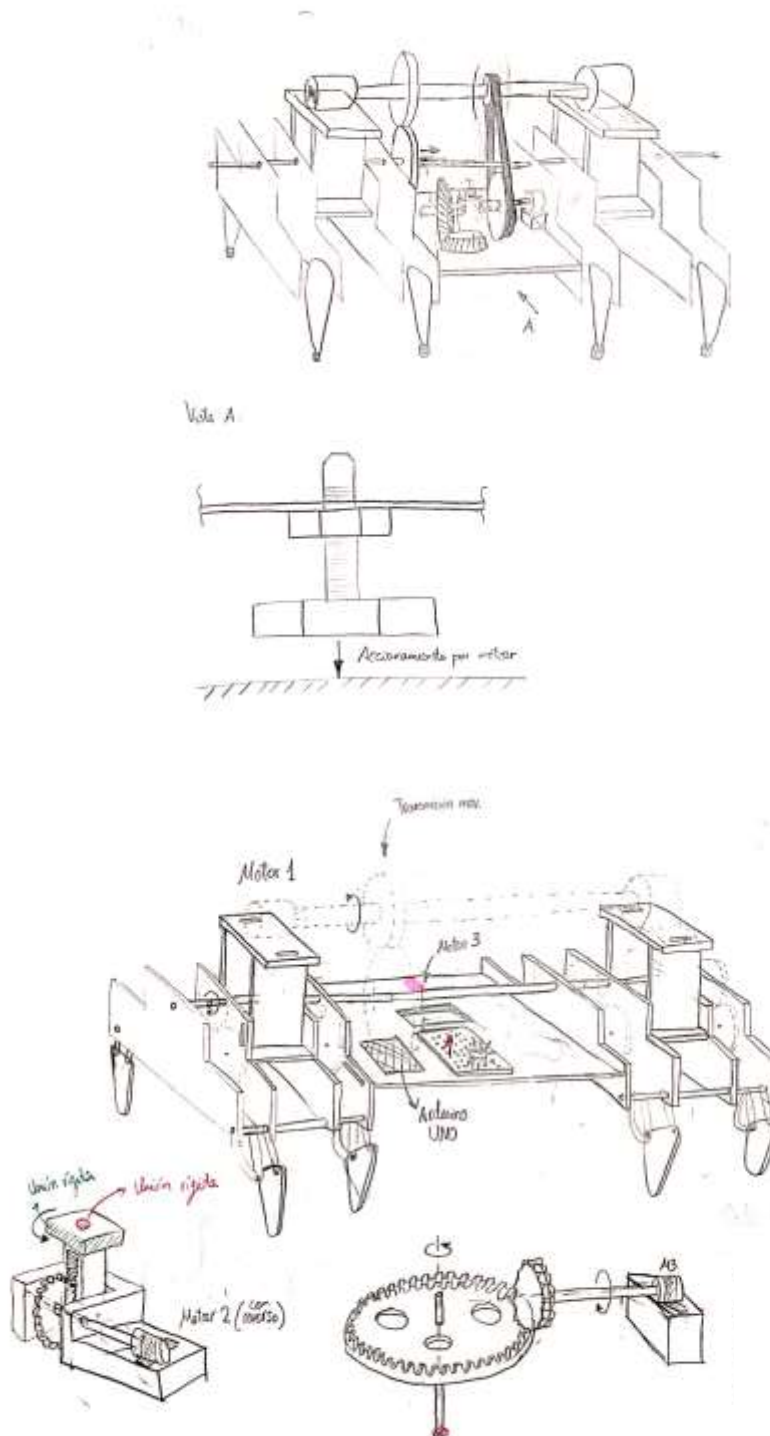


Ilustración 7.13. Bocetos del prototipo de la primera alternativa de diseño.

7.4.2 Alternativa 2: Desacoplamiento de un sub-conjunto.

Una vez descartada la primera alternativa, se emprendió la búsqueda de una opción más factible, garantizando que sea posible llevarse a cabo. En esta tesitura surgió la idea de desligar los dos pares de patas del mecanismo andante, esto es, dividir en dos el eje responsable de transmitir el movimiento a las patas del mecanismo. Habiendo desacoplado los dos pares de los extremos entre sí, se dispondría de dos mitades exactamente iguales que, manipuladas correctamente, podrían hacer que el conjunto cambiase su dirección de movimiento.

Esta opción parte de la premisa de que habrá dos ramas de engranajes (AB y CE), cada una asociando el eje 1 al eje 3 o 4. En el momento del giro, sin embargo, la rueda B pasaría a estar a una distancia axial relativa suficiente como para que no engrane con la rueda A. De este modo, el eje 4 permanecería inmóvil y el 3 seguiría girando en su sentido original, haciendo que las patas asociadas a este último eje girasen en torno a las otras. Dicho de otra manera, el conjunto giraría respecto a un eje vertical colocado aproximadamente en la posición del soporte del motor (Ilustración 7.14). La flecha verde indica la dirección del movimiento rectilíneo.

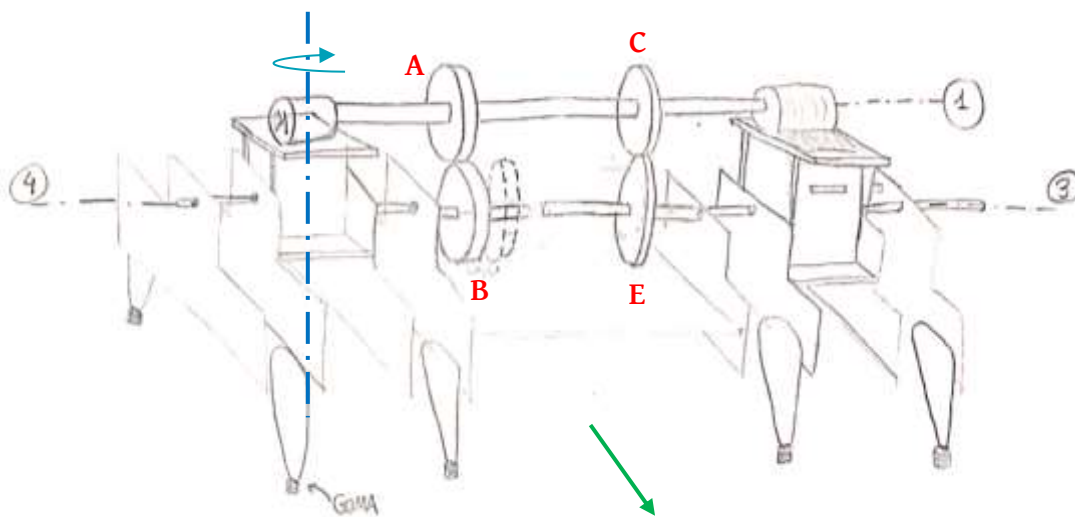


Ilustración 7.14. Boceto correspondiente a la segunda alternativa de diseño.

Ventajas:

- Se trata de una alternativa muy sencilla que solo necesitaría de un pequeño ajuste axial para funcionar. Por lo tanto, las expectativas de éxito son altas.
- El coste económico es muy reducido.

Desventajas:

- Precisa de un margen de maniobra considerable; el giro completo ocurriría en torno a una circunferencia cuyo radio sería la longitud total del conjunto, debido a que el eje imaginario sobre el que rota el mecanismo se encuentra en un extremo.
- Si las maniobras de rotación son empleadas con frecuencia, la mitad del mecanismo que consta de los ejes 1 y 3 estaría funcionando permanentemente. No así la mitad restante, que durante estas maniobras estaría inmóvil. Con la vista puesta en la fatiga a largo plazo, existiría una diferencia colosal en la cantidad de ciclos empleados por los dos sub-conjuntos, acercando la posibilidad de que el final de la vida útil del mecanismo ocurriese sistemáticamente con el fallo del sub-conjunto más utilizado. Esto significaría que al otro subconjunto no se le sacaría todo el partido posible, infrautilizándolo severamente.
- Los apoyos de las patas del sub-conjunto inmóvil durante la maniobra de giro suponen una dificultad añadida para la misma, dado que no permiten una adaptación en la orientación del mecanismo como consecuencia de la nueva posición angular, llevando al conjunto a un más que probable fallo funcional.

7.4.3 Alternativa 3: Inversión del movimiento de los sub-conjuntos.

En este caso, siguiendo con la idea de separar el mecanismo en dos, se optó por instaurar una rueda de engranaje adicional (D) con su eje 2 correspondiente (Ilustración 7.15). Esta rueda se insertaría con el objetivo de revertir el sentido del giro natural del eje 4, teniendo el mismo cometido que la rueda utilizada en la marcha trasera de la caja de cambios de un coche común. Así, el engrane de las ruedas C, D y E haría que los dos pares de patas de la derecha caminasen en sentido contrario al del movimiento original. Al fin y al cabo, se trata de un procedimiento no muy distinto al que realizan los remeros al virar la trainera, en el movimiento que se conoce como ciaboga.

Así pues, esta idea consistía en desacoplar los ejes 3 y 4 (que durante el funcionamiento normal serían solidarios uno a otro) y acoplar los ejes 1, 2 y 3. Esta operación se realizaría de forma simultánea, aprovechando que el alejamiento de las ruedas B y E como consecuencia del desacoplamiento 3-4 favorece el acoplamiento de las ruedas C, D y E. En la siguiente ilustración se reseñan de nuevo con una flecha verde la dirección natural del movimiento rectilíneo y con un eje azul y una flecha del mismo color, el eje de rotación del mecanismo y su sentido, respectivamente.

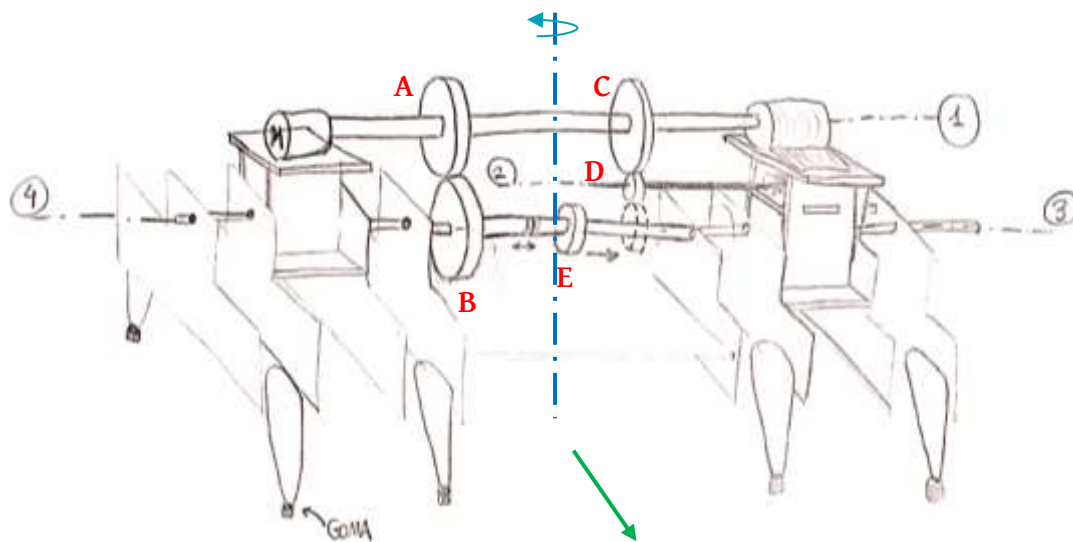


Ilustración 7.15. Boceto correspondiente a la tercera alternativa de diseño.

Ventajas:

- Esta opción reúne una complejidad aceptable de diseño y fabricación, aunada con la certeza de un correcto funcionamiento.
- El coste económico no supone ningún obstáculo de cara a la construcción del prototipo.
- No es necesario un margen de maniobra excesivamente grande; de hecho, dado que los dos extremos efectúan un movimiento en sentido contrario, el conjunto andante rotará sobre sí mismo. El rango requerido para la rotación, por tanto, está confinado a las dimensiones mismas del ensamblaje.
- El problema de la desigualdad en cuanto a cantidad de ciclos se refiere está solucionado, ya que los dos sub-conjuntos están trabajando constantemente.

Desventajas:

- La sincronización del movimiento de desacople-acople anteriormente mencionado puede ser una tarea complicada que necesitará de una magnífica precisión dimensional. Para facilitarla, se parará momentáneamente el motor durante el tiempo que sea necesario para el acoplamiento.
- La implementación de la rueda adicional supone una mayor carga sobre el correspondiente sub-conjunto. Esto significa una pérdida de simetría que puede dar pie a una mayor desestabilidad dinámica.
- Es posible que en los primeros instantes de las maniobras de rotación el mecanismo andante pierda su caminar fluido y se tambalee ligeramente, aunque se espera que recupere enseguida el funcionamiento adecuado.

7.5 Descripción de la solución propuesta: Diseño

Tras deliberar cuál era la alternativa idónea valorando los pros y las contras de cada una, se acabó decidiendo que la última opción era la solución adecuada para este proyecto. Se consideró que sus desventajas eran las menos severas de todas, y que sus ventajas las superaban con creces. Además, el coste económico medio, la elegancia de la solución y su factibilidad acabaron decantando la balanza. Fijado el diseño preliminar, el siguiente paso fue profundizar en él, especificando y dimensionando los elementos pertinentes.

7.5.1 Secuencia de pasos y desfase angular

Por un lado, el desfase entre los pares de patas colocados en cada extremo del mecanismo andante (formando un mismo sub-conjunto) será de 180° . De esta forma, cuando se active la maniobra de giro, el caminar independiente de cada sub-conjunto será suave y constante. Si no existiera desfase entre ellos, cada mitad andaría dando pequeños saltos bruscos, y la fracción del peso correspondiente a cada mitad se sustentaría exclusivamente en las dos patas traseras o en las dos delanteras, añadiendo aceleraciones y fuerzas no deseables que pondrían en entredicho la estabilidad global del conjunto. En la siguiente ilustración se observan las patas que estarán en contacto con el suelo simultáneamente.

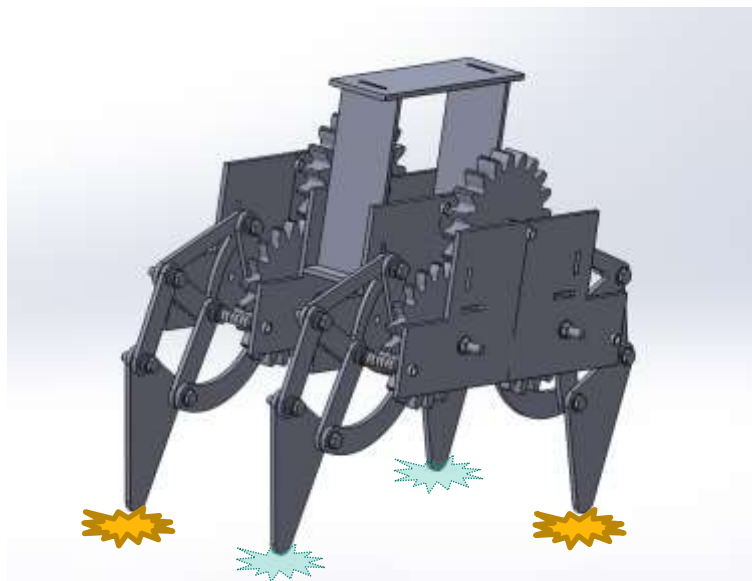


Ilustración 7.16. Contacto simultáneo de las patas de un sub-conjunto.

Por otro lado, se encuentra el desfase entre ambos sub-conjuntos. Esta elección admite una mayor discusión, ya que su solución no es tan evidente y tan visual como la del desfase entre los pares de patas de cada sub-conjunto. Después de la reflexión necesaria (8), se optó por mantener la simetría también en el movimiento de las patas. De esta forma, los pares de patas de distintos sub-conjuntos más cercanos al centro del mecanismo andante irían en fase, así como los pares de patas de los extremos. La siguiente ilustración refleja con claridad estos desfases nulos y la simultaneidad de los apoyos, además de numerar las patas del 1 al 8.

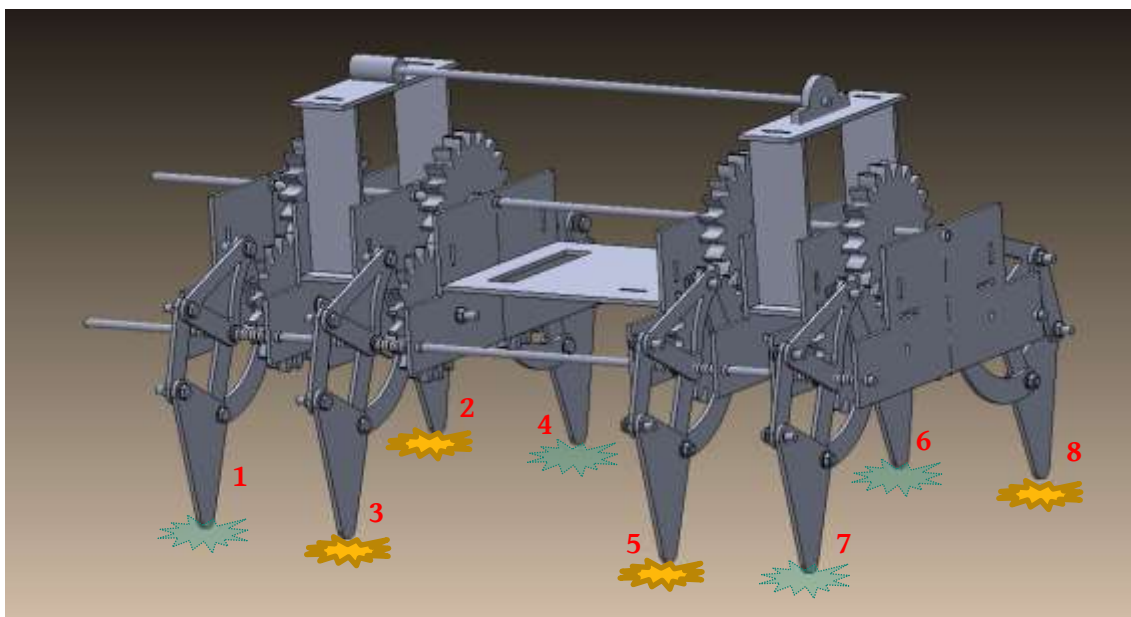


Ilustración 7.17. Simultaneidad de los apoyos del mecanismo andante completo y numeración de las patas.

En la ilustración 7.18 se observa una vista cenital simplificada del movimiento rectilíneo. En ella puede verse cómo la secuencia es perfectamente simétrica.

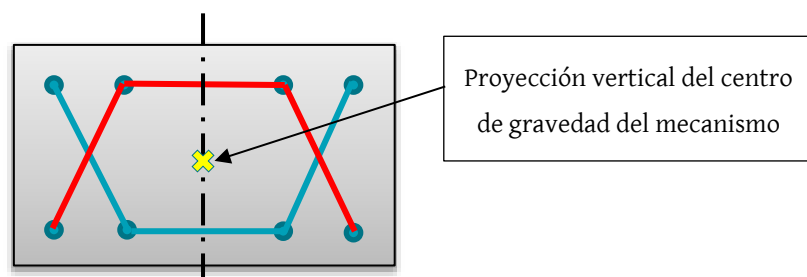


Ilustración 7.18. Representación esquemática de la secuencia de pasos.

Así pues, la secuencia de pasos quedaría de la siguiente forma, habiendo normalizado el tiempo de un ciclo o vuelta completa de la manivela OA. La barra azul representa la fracción del tiempo en el que cada pata está en contacto con el suelo.

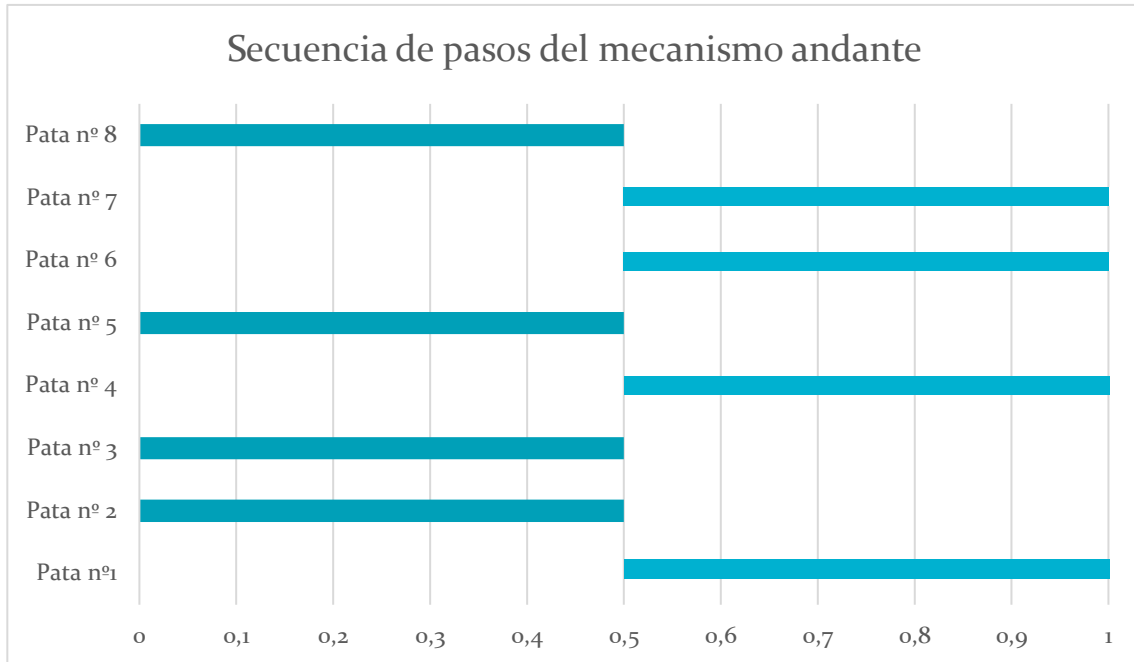


Ilustración 7.19. Secuencia de pasos y apoyos del mecanismo andante.

7.5.2 Dimensionamiento de los engranajes

A continuación se detalla el procedimiento utilizado a la hora de calcular la transmisión de potencia mediante engranajes, las hipótesis usadas y las decisiones tomadas.

En primer lugar, la transmisión de potencia del eje motor a los ejes 3 y 4 – que son los que accionan los dos sub-conjuntos - se importará de la versión anterior. La relación de transmisión será 18/25. Por lo tanto, se acoplará una rueda A con 18 dientes al eje del motor o eje 1; y una rueda B de 25 dientes al eje 3. Durante el movimiento rectilíneo, los ejes 3 y 4 girarán solidariamente.

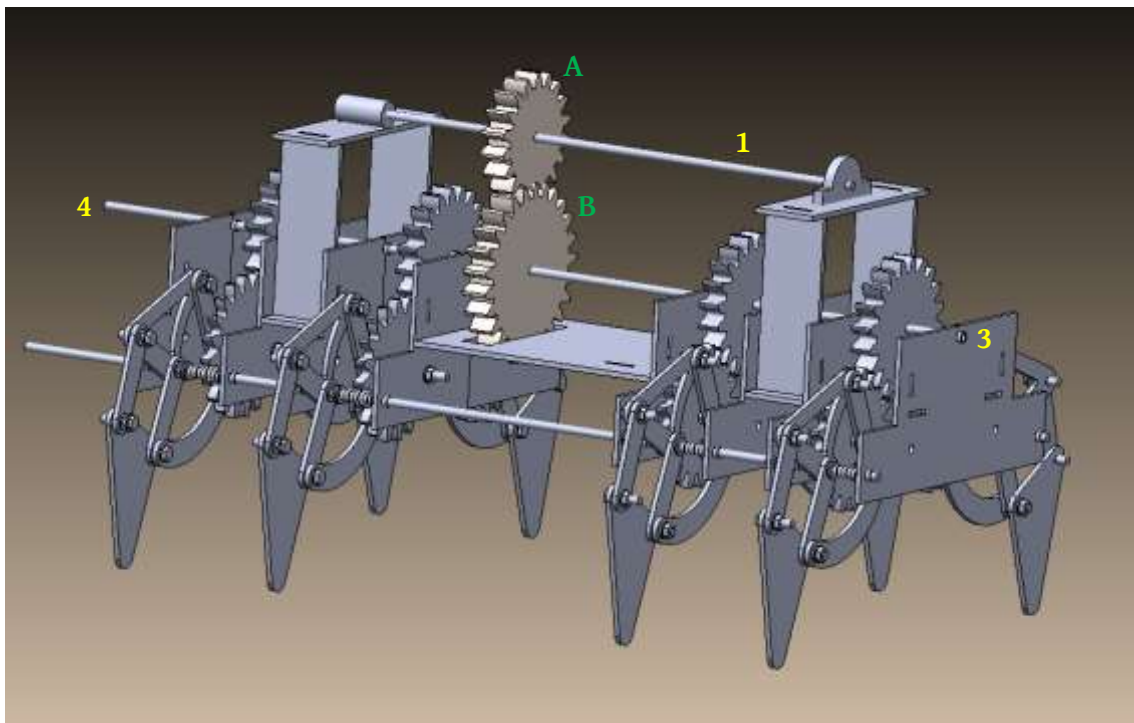


Ilustración 7.20. Transmisión del movimiento del motor.

Una vez los ejes 3 y 4 estén girando a una velocidad 18/25 veces la del motor, es preciso explicar que se acoplarán cuatro ruedas de engranajes de 20 dientes cada uno, uno por cada par de patas, en los ejes 3 y 4. Asimismo, se montarán ocho engranajes más en total (uno por cada pata), que harán las veces de manivela OA en cada mecanismo de Theo Jansen. Estos últimos también tendrán 20 dientes, por lo que su relación de transmisión con las ruedas acopladas a los ejes 3 y 4 será igual a la unidad.

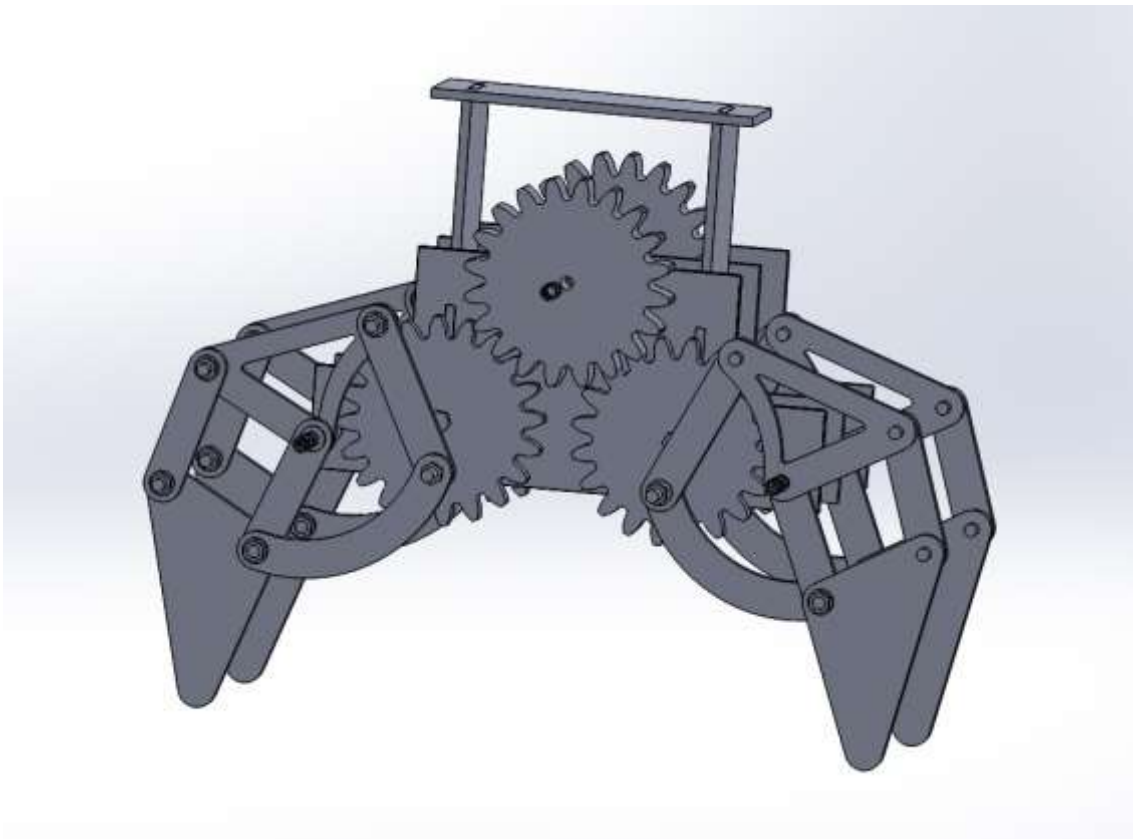


Ilustración 7.21. Transmisión de movimiento al mecanismo de Theo Jansen.

Es obvio, por tanto, asumir que la velocidad de rotación de la manivela OA es la misma que la de los ejes 3 y 4, que es $18/25$ veces la del motor (eje 1). Considerando que la velocidad de rotación del motor es conocida, es posible calcular gracias al programa GIM la velocidad de traslación del mecanismo andante completo, analizando únicamente un par de patas del mismo.

Trasladando este dato al programa GIM, y más concretamente asignándolo al actuador OA del mecanismo, se obtiene la gráfica de la velocidad en la dirección X del punto G, el punto de contacto con el suelo. Ha de indicarse que el movimiento del punto G con respecto al punto O (que es el origen fijo en la simulación del programa) es el mismo que el movimiento del punto O con respecto al G en el movimiento real. Dado que el centro de gravedad del conjunto (cdg) puede considerarse solidario al punto O por tratarse de un mismo sólido, se deduce la gráfica de la velocidad de traslación lineal del centro de gravedad del mecanismo andante.

Asimismo, conviene señalar que en el momento en el que el punto G de la pata delantera entra en contacto con el suelo, no se mueve de esa posición en el movimiento real. Se trata, por tanto, del inicio del intervalo donde este punto G es el origen de un sistema de referencia fijo. Este intervalo temporal, traducido a la coordenada α , está comprendido entre $200^\circ < \alpha < 360^\circ$, y es el único en el que es posible afirmar que el movimiento de G respecto a O (en la simulación) es idéntico al movimiento de O relativo a G (en el movimiento real). La sección del gráfico a analizar es, por tanto, aquella correspondiente a la zona rectilínea de la trayectoria del extremo libre G, esto es, la zona de contacto con el suelo, ya que es ahí donde se obtienen resultados válidos de la velocidad de traslación lineal del conjunto.

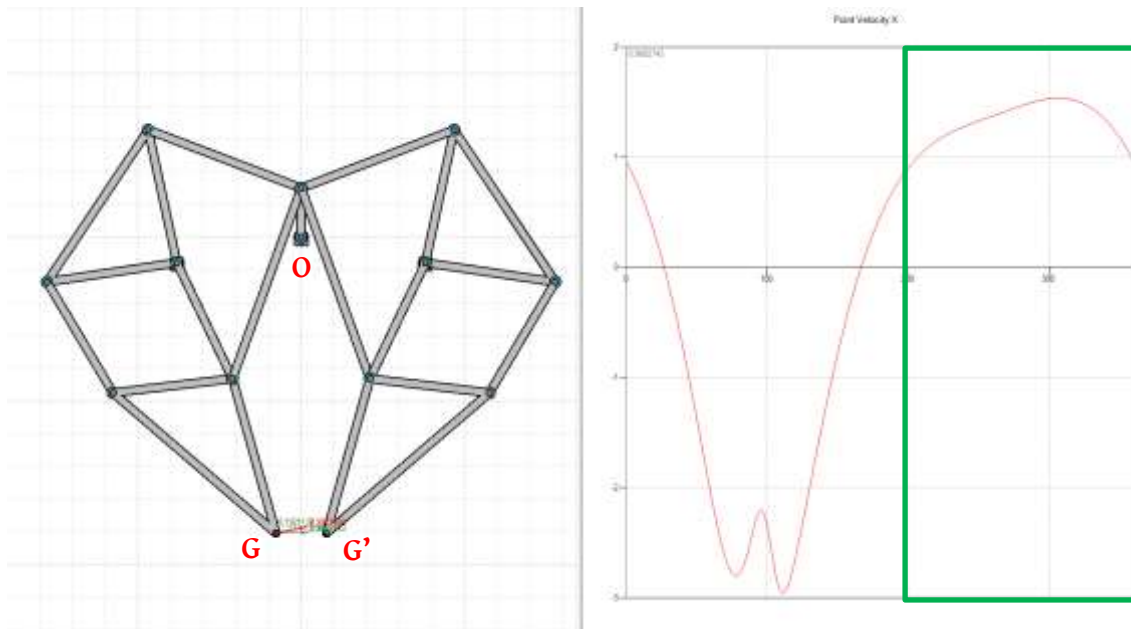


Ilustración 7.22. Velocidad lineal en la dirección horizontal del punto G de la pata delantera.

Con el objetivo de conocer la velocidad aproximada a la que se traslada el conjunto, se realizará una media aritmética de todos los valores de velocidad X obtenidos mediante la simulación del programa.

El valor promedio de la velocidad de traslación del cdg del mecanismo es igual a 0,133 m/s o 13,3 cm/s, cuando la velocidad del actuador OA es de 6 rad/s, lo que equivale a una velocidad rotatoria del motor de aproximadamente 80 revoluciones por minuto (rpm).

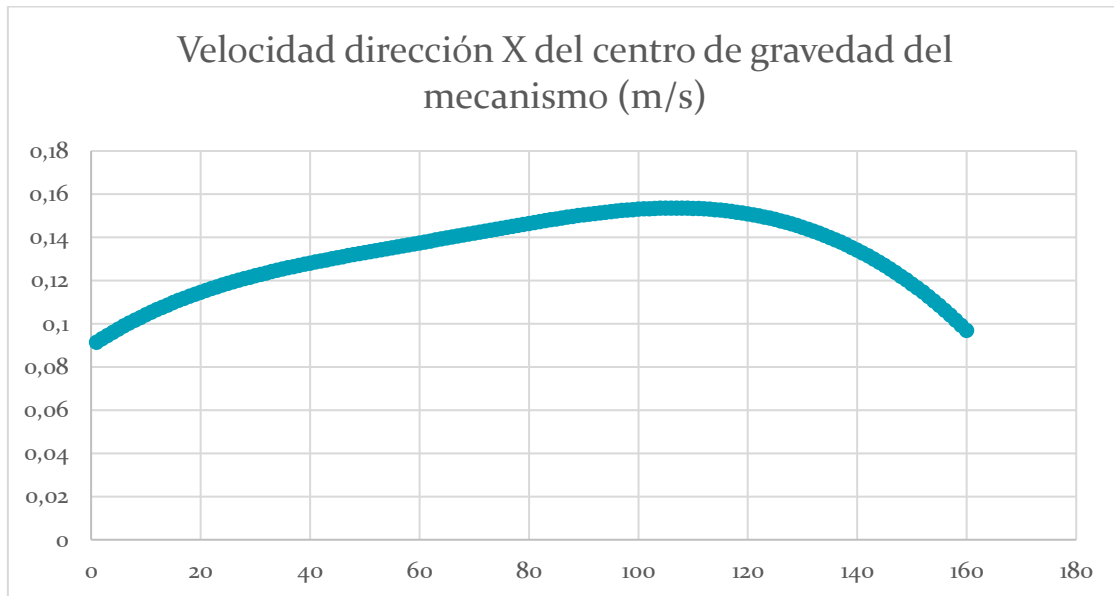


Ilustración 7.23. Representación gráfica de la velocidad de traslación del centro de gravedad para una velocidad del motor de 80 rpm.

Asumiendo una velocidad de rotación del motor de 500 rpm, se obtiene que la velocidad de rotación de la manivela OA es de 37,7 rad/s.

Eje 1:
$$500 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = \frac{50}{3} \pi \text{ rad/s}$$

Ejes 3-4 y manivela OA:
$$\frac{50}{3} \pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{18}{25} = 12\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 37,7 \text{ rad/s}$$

Este procedimiento se repetirá para transformar la velocidad de rotación del motor a la velocidad de rotación de la manivela OA del mecanismo. Este último dato se insertará en el programa GIM, desde donde se obtendrán los promedios de velocidades de traslación del conjunto andante para distintos valores de ω_{motor} .

Obviamente, cuanto mayor es la velocidad del motor, mayor será la velocidad de traslación del mecanismo completo. En el caso de que el motor gire a 500 rpm, el valor promedio de la velocidad pasaría a ser de 78 cm/s, manteniendo la forma del gráfico anteriormente enseñado. A continuación se detalla gráficamente la relación entre la velocidad promedio de traslación lineal y la velocidad de rotación del motor. Como puede observarse, se trata de una relación completamente lineal. Tras observar con detenimiento los distintos casos, se optará por una velocidad de traslación de aproximadamente 10 cm/s, lo que equivaldría a una velocidad del motor de 50 rpm.

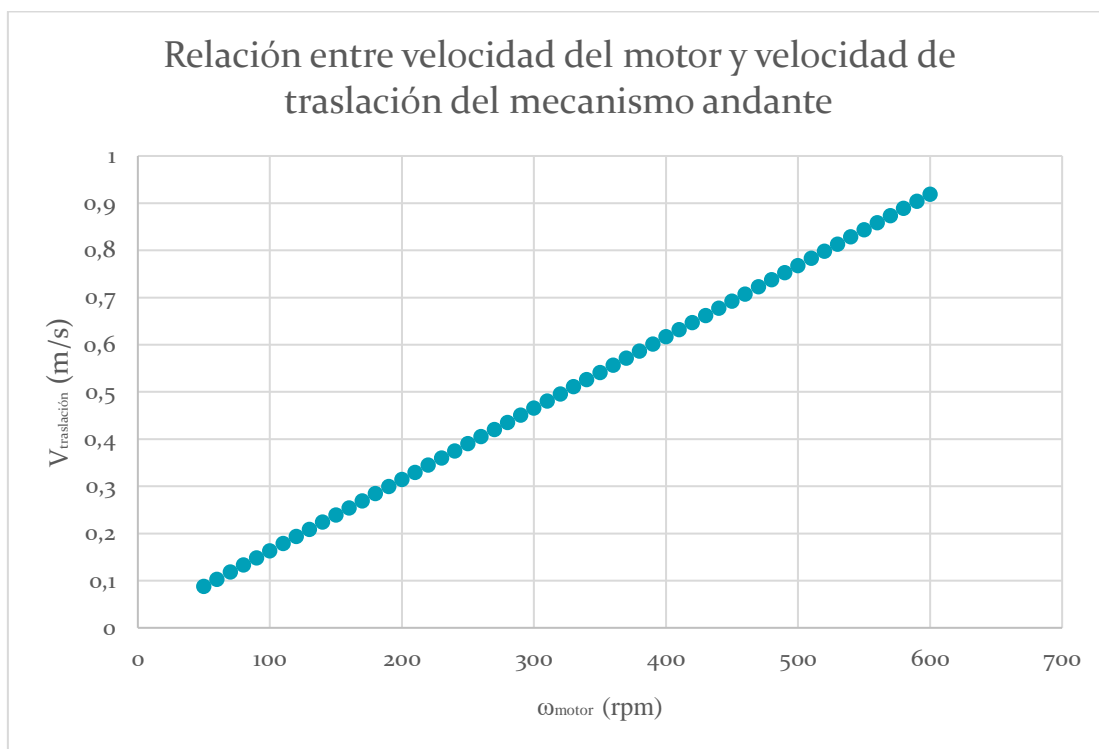


Ilustración 7.24. Relación entre velocidad de rotación del motor y velocidad de traslación del mecanismo.

Por último, el dimensionamiento de las ruedas de engranajes (10) responsables de invertir el sentido de giro del eje 3 (ruedas C, D y E) se realiza mediante un cálculo sencillo, partiendo de la base de que los ejes 3 y 4, aunque giren en sentidos opuestos, deben tener la misma velocidad de rotación.

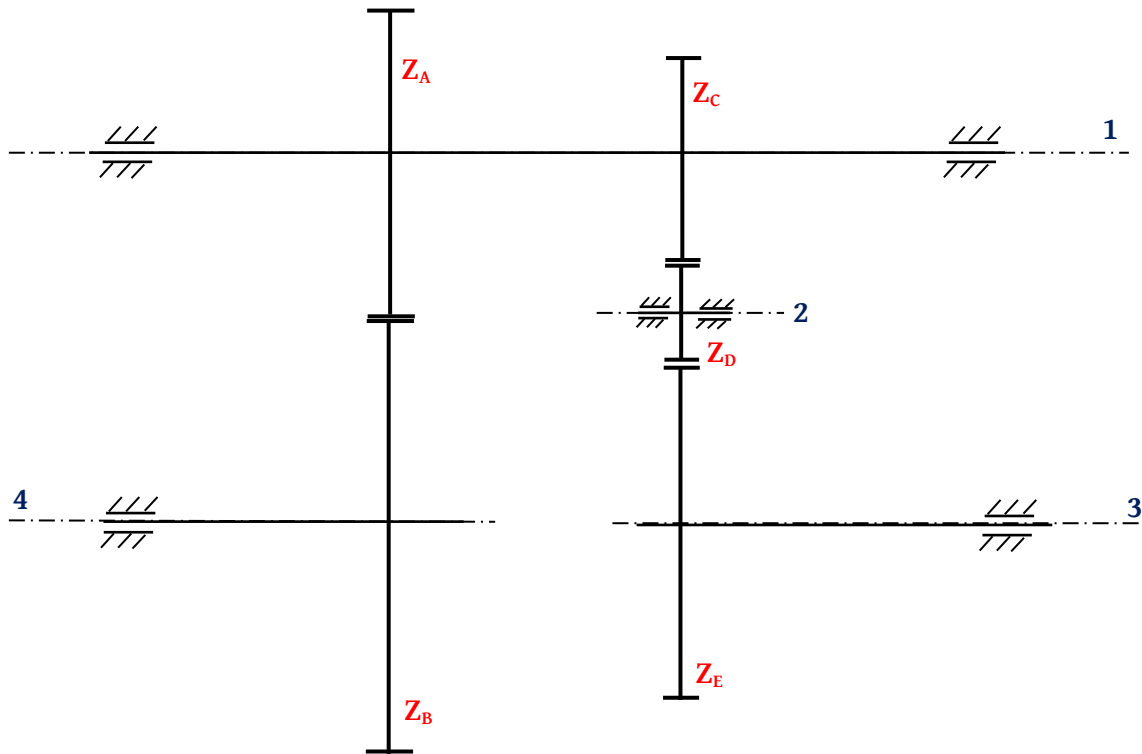


Ilustración 7.25. Representación esquemática de la inversión de giro mediante engranajes.

$$\mu_{1-4} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = -\frac{Z_A}{Z_B} = -\frac{18}{25}$$

$$\mu_{1-3} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{Z_C \cdot Z_D}{Z_D \cdot Z_E} = \frac{Z_C}{Z_E} = -\mu_{1-4} = \frac{18}{25}$$

Dos ruedas de engranajes que engranen entre sí deben tener el mismo módulo. Sin embargo, como la distancia entre los ejes 1-4 y entre los ejes 1-3 tiene que ser idéntica y en el caso de la segunda pareja se inserta el eje 2 con la rueda D en medio, se obtiene que la única solución que satisface esa condición es que el módulo de las ruedas C, D y E sea inferior al de las ruedas A y B. Se elegirá un módulo de 3 mm para la pareja A-B y un módulo de 2 para el trío C-D-E.

De esta forma, la distancia entre los respectivos ejes quedaría de la siguiente manera:

$$R_A = \frac{m \cdot Z_A}{2} = 27 \text{ mm}$$

$$R_C = \frac{m \cdot Z_C}{2} = 18 \text{ mm}$$

$$R_B = \frac{m \cdot Z_B}{2} = 37,5 \text{ mm}$$

$$R_E = \frac{m \cdot Z_E}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$d_{1-4} = R_A + R_B = 64,5 \text{ mm}$$

$$d' = R_C + R_E = 43 \text{ mm}$$

Donde d' es la distancia que ocupan las ruedas C y E. La distancia restante para la rueda D, por tanto, sería $d_D = 64,5 - 43 = 21,5 \text{ mm}$. Por último, se calcula el número de dientes de la rueda D, sabiendo que tiene un módulo de 2 mm:

$$R_D = \frac{d_D}{2} = \frac{m \cdot Z_D}{2} = 10,75 \text{ mm} \rightarrow Z_D = 11$$

Se permite esa pequeña diferencia porque el eje 2 no tiene por qué estar alineado verticalmente con los ejes 1 y 3, puede existir una pequeña desalineación que haga posible el engrane.

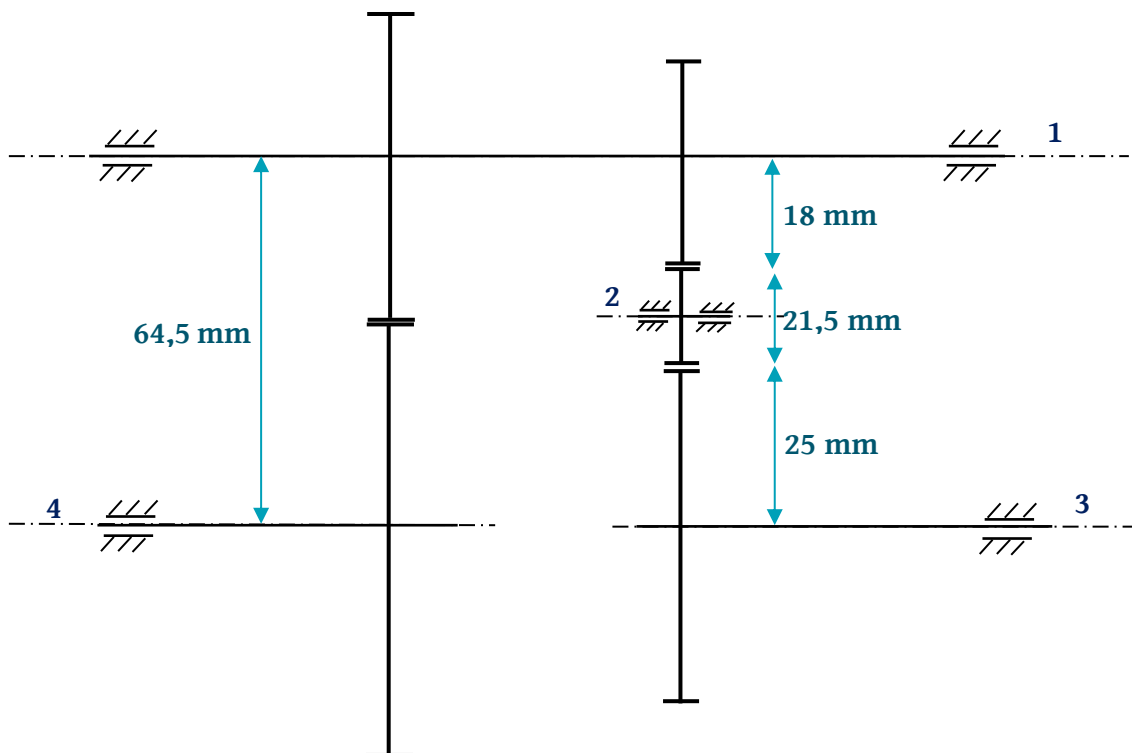


Ilustración 7.26. Distancias entre ejes.

Este sería el resultado final del diseño de los engranajes, a falta de la inserción del sistema responsable de acoplar y desacoplar los ejes 3 y 4.

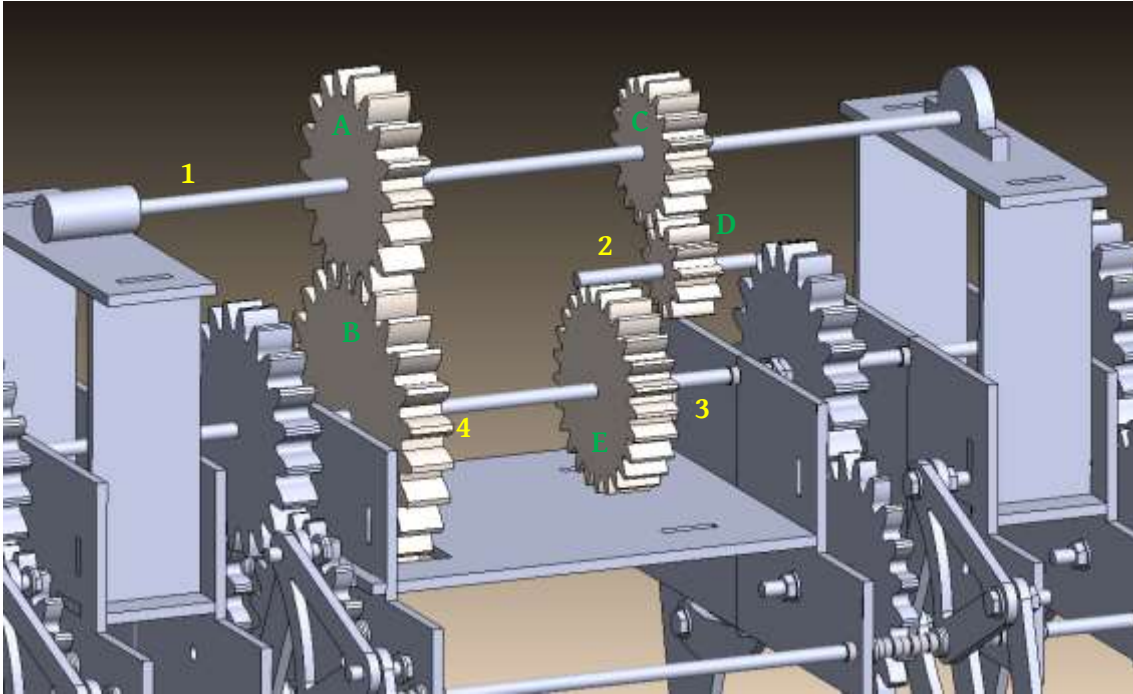


Ilustración 7.27. Modelo de diseño de los engranajes.

El eje 2 y la rueda D irán anclados a un montaje similar al de los soportes del motor, tal y como se demuestra en la siguiente ilustración.

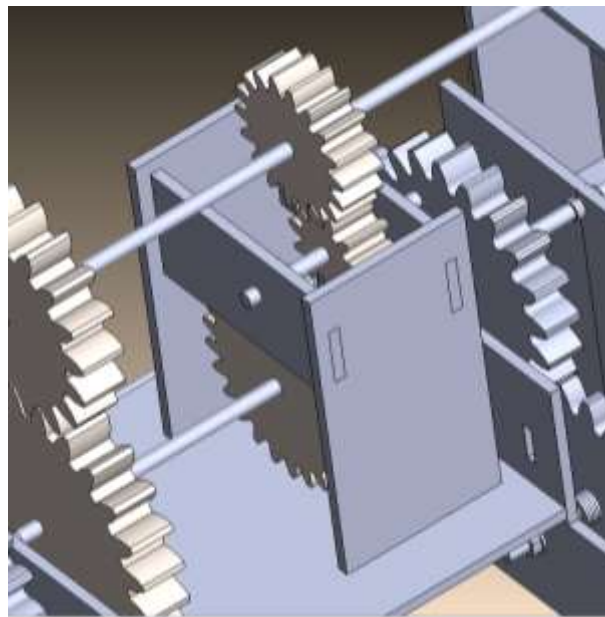


Ilustración 7.28. Detalle de la sustentación del eje 2.

7.5.3 Desacoplamiento de sub-conjuntos

En este apartado se tratará la solución propuesta para desacoplar los ejes 3 y 4, desacoplando así los subconjuntos y consiguiendo que las patas avancen en direcciones opuestas haciendo posible el cambio de dirección del conjunto.

Ha de señalarse que las ruedas C y D estarán permanentemente engranadas entre sí, y que en el momento del giro, la rueda E se acoplará a estas dos. La transmisión de potencia, pues, seguirá un camino distinto dependiendo de si el mecanismo andante está girando (en amarillo) o siguiendo un movimiento rectilíneo (en azul), tal y como se aprecia en la siguiente figura.

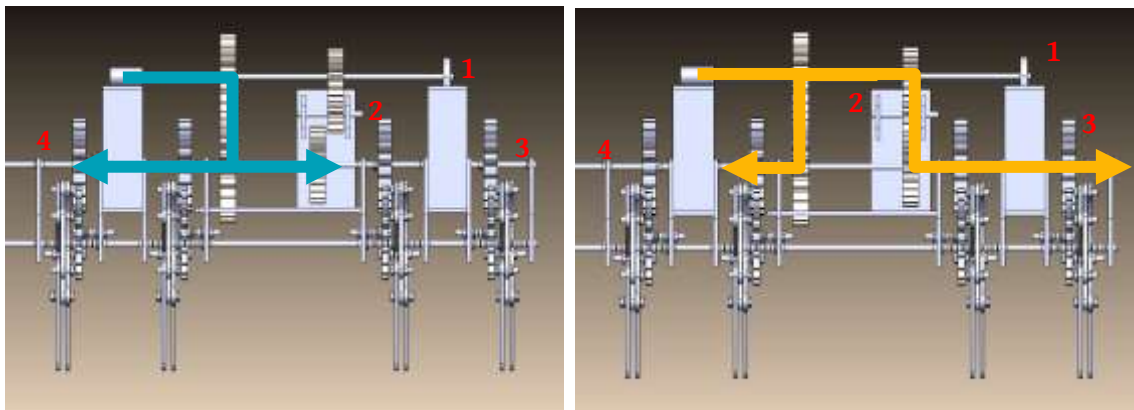


Ilustración 7.29. Las dos alternativas de transmisión de potencia.

Con el objetivo de simplificar el proceso, conviene aunar el desacoplamiento de los ejes 3 y 4 y el acoplamiento de los ejes 1, 2 y 3 (o el engrane de los engranajes C, D y E). Es posible realizar estas acciones con un solo movimiento: el de desplazar el eje 3 hacia el sub-conjunto más cercano, alejándolo del 4.

Se decidirá emplear un eje estriado como el de la figura 7.30 para conseguir el objetivo. Este tipo de acoplamiento emula el efecto de múltiples chavetas y consigue una transferencia de momento muy suave. La idea principal consiste en desplazar un pequeño eje estriado a izquierda (movimiento rectilíneo) o derecha (rotación del conjunto), donde se acoplaría a distintos casquillos asociados a los ejes 3 y 4. El caso del casquillo 4 (asociado al eje 4) es meridianamente claro: se le insertará la varilla o eje estriado cuando se quiera que el conjunto avance en una dirección recta, y se le extraerá cuando el mecanismo andante deba rotar, invirtiendo la dirección de un subconjunto.

Podría pensarse que una pareja casquillo-eje sería suficiente para acoplar/desacoplar los ejes 3 y 4, pero esta opción traería consigo una desalineación axial de los elementos del subconjunto de la derecha (en la ilustración 7.29). Para conseguir mantener la configuración inicial de ambos subconjuntos, se montará otro casquillo idéntico en el eje 3. Cabe destacar que este último acoplamiento será permanente, siendo la profundidad que penetra el eje estriado en el casquillo 3 (el asociado al eje 3) el único parámetro cambiante.



Ilustración 7.30. Acoplamiento que consta de eje estriado y forro.




7.6 Construcción del prototipo

Habiendo dado por finalizado el diseño del prototipo se procede a la construcción del mismo. Lógicamente, el diseño se ajusta a las especificaciones geométricas y dimensionales de los proveedores, y se ha podido comprobar que todas las piezas que contiene el diseño virtual están disponibles en el mercado. A continuación se halla un listado de todos los elementos utilizados a la hora de construir el prototipo y la cantidad necesaria de cada uno de ellos.

Tabla 3. Lista de componentes del prototipo.

Ilustración del elemento	Nombre del elemento	Cantidad requerida
	Piezas de metacrilato que forman la estructura y el mecanismo	86
	Acoplador ejes distinto diámetro	1
	Soporte para eje motor	1
	Collarines de fijación	180

	Arandelas planas DIN 125 M4	360
	Tornillos M4 x 30 mm Tornillos M4 x 25 mm Tornillos M4 x 20 mm Tornillos M4 x 15 mm Tuercas M4	8 8 8 24 48
	Varilla de aluminio D4	1 m
	Acoplamiento engranaje-eje	10
	Eje estriado con accesorios	1

	Arduino Uno	1
	Motor Shield	1
	Motor 12V con accesorios	1

8. Análisis de riesgos

En este apartado se identifican los riesgos a los que se expone el proyecto. Se clasificarán según su impacto, dependiendo de la probabilidad de que sucedan y de las consecuencias que acarreen. Se utilizará la siguiente matriz de riesgos para evaluar el impacto de cada uno de ellos.

		PROBABILIDAD				
		Raro	Poco probable	Posible	Muy probable	Casi seguro
CONSECUENCIAS	Despreciable	Bajo	Bajo	Bajo	Medio	Medio
	Menores	Bajo	Bajo	Medio	Medio	Medio
	Moderadas	Medio	Medio	Medio	Alto	Alto
	Mayores	Medio	Medio	Alto	Alto	Muy alto
	Catastróficas	Medio	Alto	Alto	Muy alto	Muy alto

Ilustración 8.1. Matriz de riesgos.

Ha de indicarse que, al tratarse de un proyecto que tiene como elemento demostrativo un prototipo, la mayoría de los riesgos van relacionados con la construcción del mismo. Además, tratándose de una versión basada en un prototipo construido, muchos de los riesgos son idénticos a los que se encontraron en el proyecto anterior. A continuación empieza la lista de riesgos identificados, así como su impacto y el plan de contingencia empleado en cada caso para disminuir su efecto.

8.1 Diseño erróneo del prototipo

Probabilidad: Poco probable **Consecuencias:** Mayores **Impacto:** Medio

A pesar de que la probabilidad de que el diseño del prototipo no sea adecuado es remota, sobre todo considerando que se trata de un rediseño de otro que no presentó ningún fallo constructivo ni de funcionamiento, un fallo en este ámbito puede suponer un retraso en la finalización del proyecto. Esto se debe a que sería necesario rediseñar el conjunto, realizar un nuevo pedido de piezas y hacer el montaje de nuevo.

Plan de contingencia: Se revisará minuciosamente el diseño antes de realizar los pedidos pertinentes y se contará con proveedores dignos de confianza. En el caso de que el fallo de diseño sea fácilmente corregible (por ejemplo, la no inclusión de un agujero necesario en una pieza), se dispondrá de las instalaciones del taller de la Universidad para hacer las modificaciones necesarias.

8.2 Retraso en la entrega de las piezas

Probabilidad: Posible **Consecuencias:** Mayores **Impacto:** Alto

Tanto en las piezas de metacrilato encargadas a la empresa Basque Fab Lab, como en los engranajes imprimidos mediante la impresora 3D de la Escuela de Ingeniería, existe el riesgo de que el tiempo de espera se alargue más de lo debido, retrasando el montaje del prototipo. La probabilidad de que esto suceda está sujeta a la disponibilidad de las máquinas en cada caso y a la carga de trabajo a la que sean capaces de trabajar.

Plan de contingencia: Se pedirán las piezas lo antes posible y se mostrará una predisposición total (vía e-mail o teléfono) para atender a las cuestiones que puedan surgir entre los responsables de la realización de las piezas.

8.3 Error de montaje del prototipo

Probabilidad: Poco probable **Consecuencias:** Menores **Impacto:** Bajo

Es posible que se produzcan fallos a la hora de montar las piezas: errores de colocación, orientación u orden de montaje, por citar algunos de ellos.

Plan de contingencia: El prototipo está diseñado para que sea fácil de desmontar, gracias a que las piezas de metacrilato encajarán unas con otras mediante acoplamientos parecidos a los de un puzle (Ilustración 8.2).

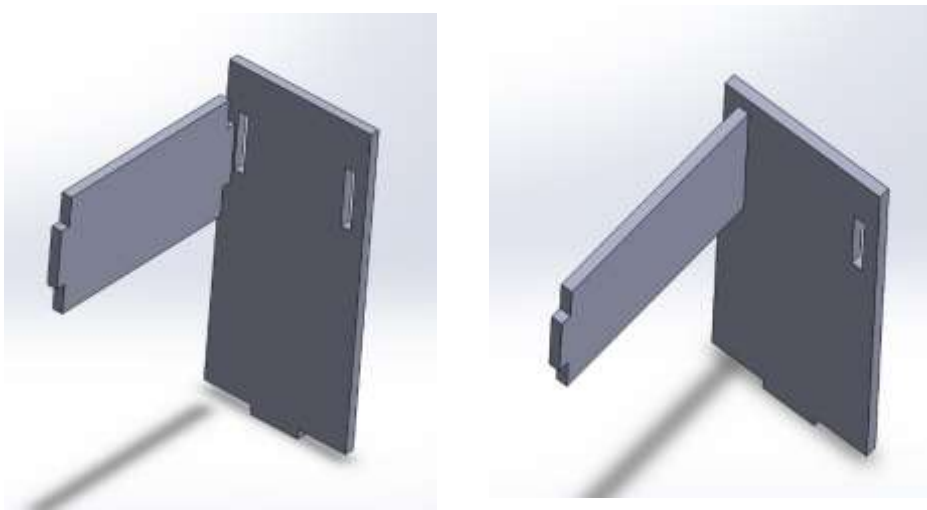


Ilustración 8.2. Ejemplo de montaje de dos piezas del conjunto.

8.4 Efecto corrosivo en piezas de metacrilato

Probabilidad: Casi seguro **Consecuencias:** Menores **Impacto:** Medio

El espesor del metacrilato empleado, al ser de 3 milímetros, provoca irregularidades, aristas afiladas y rugosidades en la cercanía de los agujeros cortados por láser. Al entrar en contacto con otras piezas que estén próximas a esas zonas, puede existir una corrosión entre ambas superficies que dañe su integridad dimensional.

Plan de contingencia: Se insertarán arandelas que actuarán como separadores, evitando el contacto y el deterioro de las superficies.

8.5 Falta de precisión en el corte por láser

Probabilidad: Posible

Consecuencias: Menores

Impacto: Medio

La máquina encargada de cortar las planchas de metacrilato a la forma deseada posee una precisión determinada, y es posible que no sea suficiente para garantizar la completa exactitud de las dimensiones.

Plan de contingencia: Con el objetivo de mantener ciertos perfiles geométricos, se emplearán cojinetes de plástico, que cuentan con una mayor adaptabilidad que los metálicos.

8.6 Pérdida de información

Probabilidad: Poco probable

Consecuencias: Mayores

Impacto: Medio

Debido a una carga considerable del ordenador personal por los múltiples programas utilizados en el desarrollo del trabajo (GIM y SolidWorks, entre ellos), existe un riesgo de fallo del sistema o de la batería con la consecuente pérdida de datos, archivos e información importante.

Plan de contingencia: Se diversificarán los puntos desde los cuales pueda accederse a esa información: guardado en pen drive, copia de seguridad en el propio ordenador personal y en ajenos o guardado en la Nube.

9. Descripción de tareas

A continuación se desglosarán las tareas llevadas a cabo en el proyecto para su correcta realización, así como las duraciones correspondientes y los hitos o fechas relevantes. El proyecto comienza en el momento en el que la Escuela publica la lista de Trabajos de Fin de Grado, y finaliza con la defensa del mismo.

Tabla 4. Listado de tareas principales.

Nombre de la tarea	Fecha de inicio	Fecha final	Duración
Selección del TFG	08/10/2018	26/10/2018	15 días
Documentación	29/10/2018	07/12/2018	30 días
Estado del arte de robots andantes	10/12/2018	18/01/2019	30 días
Análisis del mecanismo andante previo	21/01/2019	22/03/2019	45 días
Exploración de alternativas de giro	22/04/2019	10/05/2019	15 días
Diseño del prototipo	13/05/2019	12/07/2019	45 días
Construcción del prototipo	15/07/2019	09/08/2019	20 días
Redacción de la memoria	18/01/2019	15/07/2019	127 días

Tabla 5. Listado de hitos del proyecto.

Nº de hito	Nombre del hito
Hito 1	Asignación del TFG
Hito 2	Fin del proceso de recopilación de información
Hito 3	Selección de solución para la rotación del conjunto
Hito 4	Fin del diseño del prototipo
Hito 5	Defensa del TFG

T1. Selección del Trabajo de Fin de Grado

Duración: 15 días

Los distintos departamentos de la Escuela de Ingeniería de Bilbao realizan a principios de octubre la publicación de la lista de Trabajos de Fin de Grado. El estudiante dispone de dos semanas para elegir uno de ellos y ponerse de acuerdo con el profesor encargado de dirigir el proyecto en cuestión. Además, se fija un título para el trabajo.

Hito 1: Asignación del TFG.

T2. Documentación

Duración: 30 días

La labor de documentación consiste en comenzar a conocer el ámbito de los mecanismos o robots andantes, concretamente estudiando el TFG en el que se basa el proyecto actual para extraer conclusiones en cuanto a la duración, construcción y alcance del trabajo. Esta tarea también contempla la exploración de otros trabajos que traten el mismo tema para servir de inspiración para el nuevo proyecto.

T3. Estado del arte de robots andantes

Duración: 30 días

En esta tarea se hace una contextualización del trabajo en el ámbito de los robots o mecanismos andantes: se realiza un repaso a la historia de la disciplina, se identifican hitos importantes y se sitúa el trabajo en ese contexto, aclarando el estado actual de los conjuntos andantes.

T4. Análisis del mecanismo andante previo

Duración: 45 días

Debido a que se trata de un mecanismo andante, es preciso conocer con exactitud los principios que hacen que el conjunto avance dando pasos. Para este análisis se utilizará la herramienta informática GIM.

Hito 2: Fin del proceso de recopilación de información.

T5. Exploración de alternativas de giro

Duración: 15 días

Con esta tarea comienza la parte en la que se ha de usar el ingenio para inventar, listar y sopesar distintas alternativas para que el mecanismo sea capaz de rotar respecto a un eje vertical, añadiéndole así un grado de libertad extra. Se han de tener en cuenta tanto criterios económicos como estéticos o de factibilidad.

Hito 3: Selección de solución para la rotación del conjunto.

T6. Diseño del prototipo

Duración: 45 días

En primer lugar, deben decidirse los rasgos de la versión anterior del prototipo que permanecerán en el nuevo. Después, se explorará la manera de aligerar el conjunto, y una vez se haya encontrado la solución de diseño idónea para el movimiento rotatorio, se buscará la mejor manera de implementarlo al prototipo completo. Como es lógico, existirán cálculos de dimensionamiento y se hará una búsqueda de soluciones de mercado para apuntalar el mecanismo andante. Todo este proceso se realizará sinérgicamente a mano y usando el programa SolidWorks.

Hito 4: Fin de diseño del prototipo.

T7. Construcción del prototipo

Duración: 20 días

Esta tarea contempla el procedimiento de pedido de piezas a empresas como Basque Fab Lab o al taller de la Escuela de Ingeniería, así como el posterior montaje de las mismas en el mismo Taller Interdepartamental de la Escuela. La construcción se dará por finalizada cuando el conjunto pase las pruebas funcionales que se le realizarán para asegurar su correcto funcionamiento. Por último, el proyecto finalizará con la defensa del Trabajo de Fin de Grado frente a un tribunal al que se le enseñará el prototipo como elemento demostrativo del trabajo.

Hito 5: Defensa del TFG.

T8. Redacción de la memoria

Duración: 127 días

La redacción de la memoria se extiende desde la primera recopilación de información acerca del estado del arte de los mecanismos andantes, hasta la fecha de entrega del TFG. Se elaborará a lo largo de todo el proyecto y se realizarán las correcciones y apuntes necesarios.

10. Diagrama de Gantt

En esta página se ilustrará la planificación del proyecto mediante un Diagrama de Gantt que especifica de forma visual el desarrollo y la cronología de las distintas tareas que conforman el trabajo. El proyecto comienza el 08/10/2018 con la publicación de la lista de Trabajos de Fin de Grado, y finaliza al defender el trabajo frente a un tribunal alrededor de la fecha orientativa del 06/09/2019.

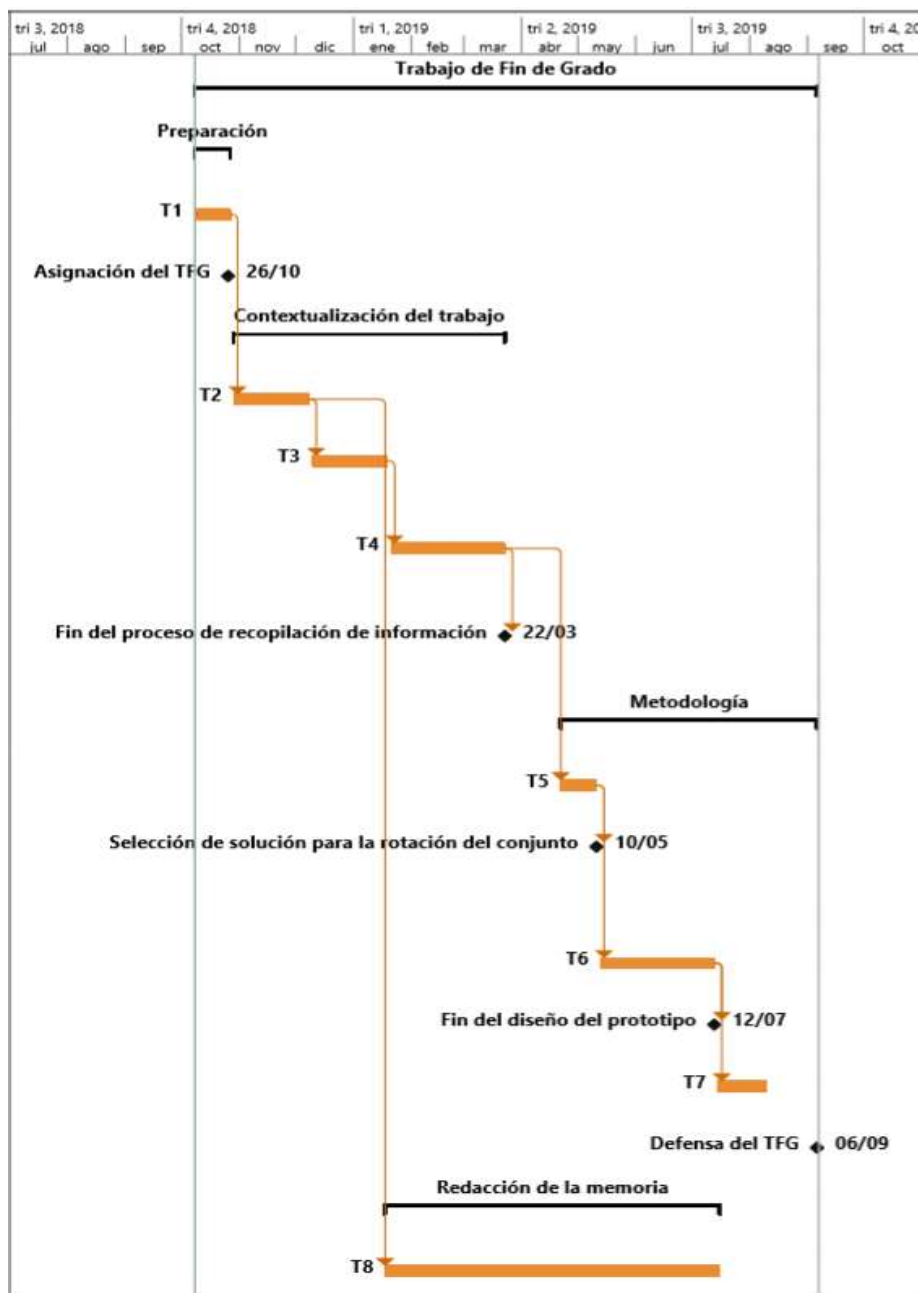


Ilustración 10.1. Diagrama de Gantt del proyecto.

11. Presupuesto

En este apartado se hace un desglose del coste económico que supone el proyecto. Se descompondrá en tres partes: horas internas, amortizaciones y gastos. Al finalizar el mismo, se hará un presupuesto total simplificado con el objetivo de identificar los aspectos del proyecto más costosos.

11.1 Horas internas

Tabla 6. Horas internas.

Horas Internas			
Concepto	Coste horario	Nº horas	Coste
Ingeniería	35,00 €	200	7.000,00 €
Total			7.000,00 €

11.2 Amortizaciones

Tabla 7. Amortizaciones.

Amortizaciones						
Concepto	Coste unitario	Vida útil (años)	Uso anual (horas)	Coste horario	Uso (horas)	Coste
Ordenador	1.500,00 €	5	600	0,50 €	100	50,00 €
Licencia Solid Works	6.000,00 €	1	1500	4,00 €	80	320,00 €
Licencia Microsoft Office	140,00 €	1	500	0,28 €	60	16,80 €
Licencia GIM	0,00 €	1	50	0,00 €	5	0,00 €
Total						386,80 €

11.3 Gastos

Tabla 8. Gastos.

Gastos			
Concepto	Coste unitario	Número de unidades	Coste
Planchas de metacrilato	7,42 €	4	29,68 €
Corte por láser	-	-	110 €
Acoplador ejes distinto diámetro	7,11 €	1	7,11 €
Soporte eje motor	2,14 €	1	2,14 €
Collarines de fijación	1,95 €	200	390 €
Pack 100 Arandelas	7,90 €	4	31,60 €
Pack tornillos/tuercas M4	14,69 €	1	14,69 €
Varilla aluminio 1 m	0,70 €	1	0,70 €
Acoplador engranaje-eje	5,51 €	10	55,10 €
Eje estriado	45,08 €	1	45,08 €
Arduino Uno	19,95 €	1	19,95 €
Motor Shield	18,90 €	1	18,90 €
Motor 12 V	27,95 €	1	27,95 €
Total			752,90 €

11.4 Resumen

Tabla 9. Resumen de presupuesto.

TOTAL	
Concepto	Coste
Horas Internas	7.000,00 €
Amortizaciones	386,80 €
Gastos	752,90 €
SUBTOTAL 1	8.139,70 €
Costes indirectos	5 %
SUBTOTAL 2	8.546,69 €
Imprevistos	5 %
Total	8.974,02 €

12. Conclusiones

Sin duda, la adición de un grado de libertad de rotación respecto a un eje vertical otorga al conjunto un salto cualitativo respecto a la sólida versión anterior: pese a que la estructura general del mecanismo andante es casi idéntica, mediante la inclusión en el diseño de tres engranajes se consigue una mayor versatilidad y flexibilidad de movimiento. Además, la estabilidad del conjunto no se ve afectada en absoluto.

En el plano personal, este proyecto ha ayudado a desarrollar competencias transversales no necesariamente enseñadas en la Facultad; entre ellas, trabajo práctico continuado en el taller, destreza en el uso del programa SolidWorks o gestión de pedidos a empresas externas. La realización de este proyecto implica que se han superado problemas de construcción y montaje (holguras, aprietes, etcétera) y que se han comprobado y corregido diferencias entre el diseño teórico y el prototipo real. Toda la experiencia adquirida servirá para el desempeño futuro de la profesión de ingeniero Industrial.

El prototipo, como se ha mencionado anteriormente, puede exponerse en las jornadas de puertas abiertas de la Escuela de Ingeniería, sirviendo como reclamo para futuras generaciones de ingenieros que acudan a la universidad ávidos de conocimiento. Este trabajo les permitirá averiguar por sí mismos las creaciones que pueden llevarse a cabo en el caso de que elijan la carrera de Ingeniería en Tecnología Industrial.

Por último, este no es sino el segundo paso de un proyecto que tiene visos de mejora: por ejemplo, existe la posibilidad de refinar el funcionamiento del conjunto andante añadiendo un sensor que actúe como gatillo del movimiento giratorio, añadir múltiples grados de libertad extra, o bien adaptarlo de cara a conseguir una mejor estabilidad al remontar obstáculos de tamaño considerable. Por lo tanto, se trata de un buen punto de partida para trabajos futuros como pueden ser TFGs o TFMs enfocados al área de los robots andantes.

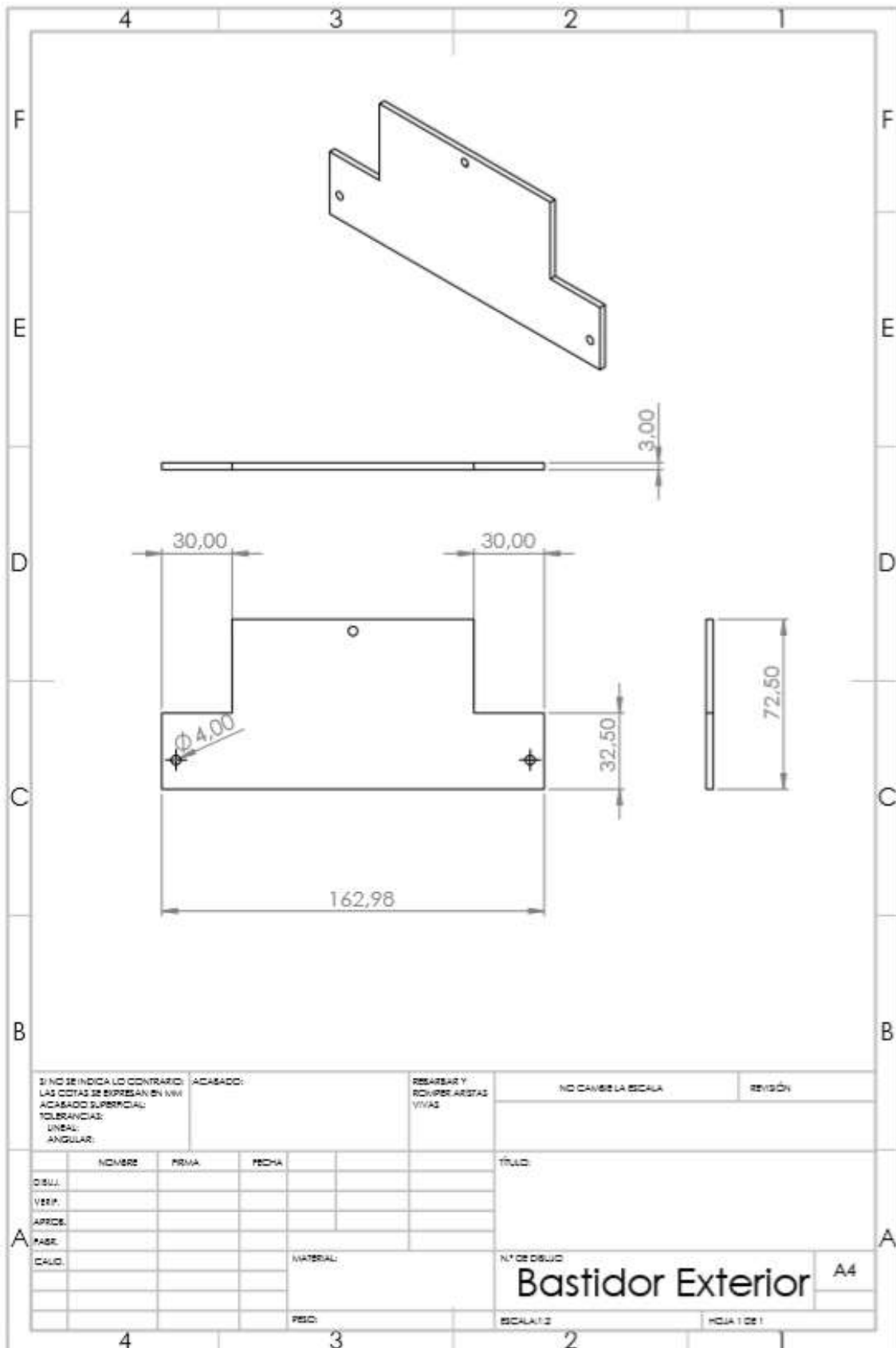
13. Bibliografía

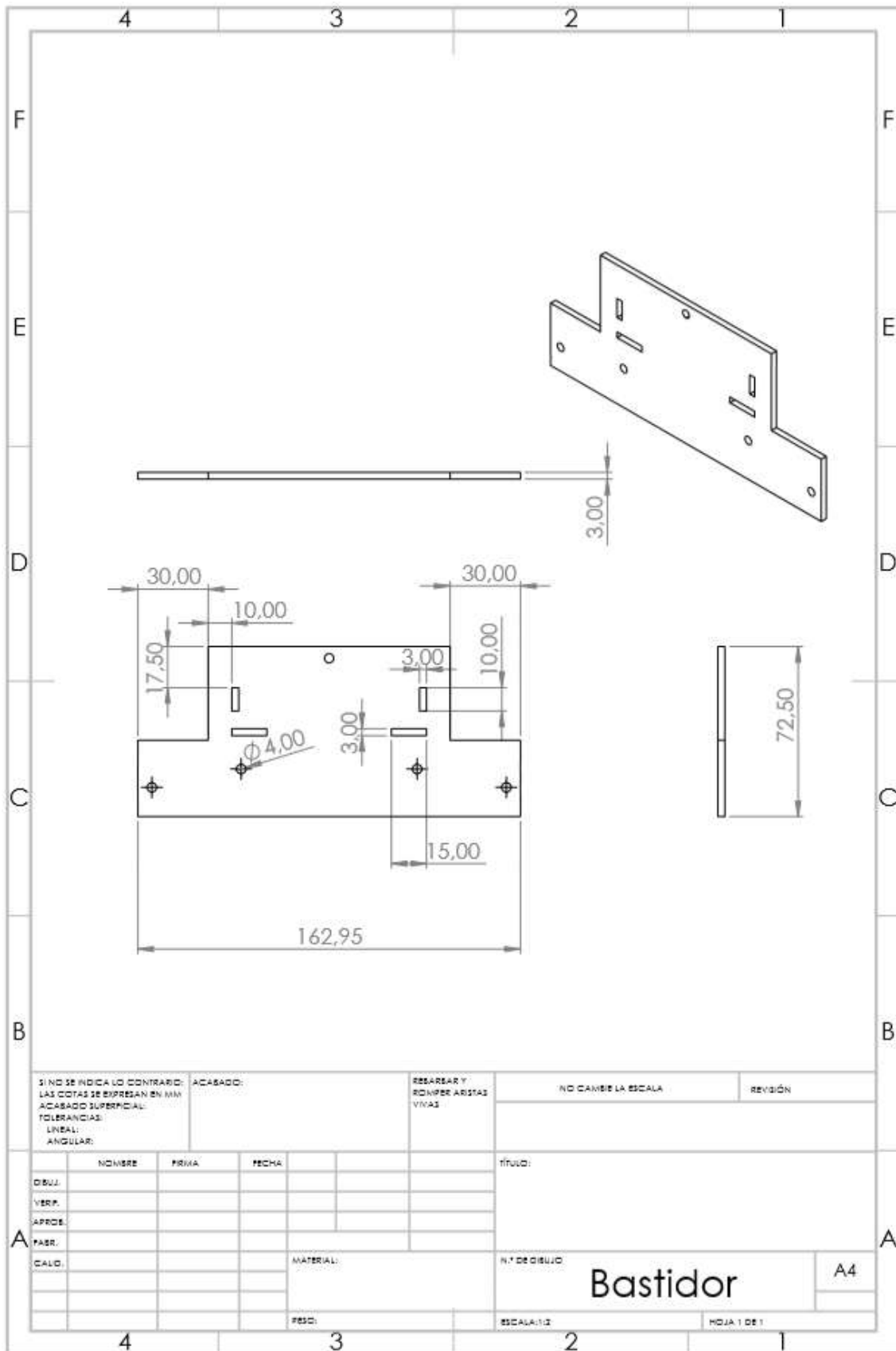
1. Arduino. (2019). Retrieved from <https://www.arduino.cc/>
2. Sengupta, S., & Pramod, B. (2017). Study of applications of Jansen's mechanism in robot.5(3), 354-357.
3. Biomimesis. (2018). Retrieved from <https://biomimicryiberia.com/biomimesis/>
4. Chávez-Clemente, D. (2011). *Gait optimization for multi-legged walking robots, with application to a lunar hexapod: A dissertation submitted to the department of aeronautics and astronautics and the committee on graduate studies of stanford university in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy* Retrieved from <https://stacks.stanford.edu/file/druid:px063cb7934/DanielPhDThesisAxessE-augmented.pdf>
5. Bustamante Téllez, J. (2016). Diseño de mecanismo de locomoción andante con cambio de dirección.
6. Hernández, A. (2004). Cinemática de mecanismos.
7. Lafuente Larrañaga, J. S. (2017). Cinemática de mecanismo andante de un grado de libertad.
8. Kajita, S., & Espiau, B. Legged robots. Retrieved from <http://home.deib.polimi.it/gini/robot/docs/legged.pdf>
9. Abdallah M.E., W. K. J. (2013). *Duty factor and leg stiffness models for the design of running bipeds* doi:https://doi.org/10.1007/978-3-319-00398-6_22 Retrieved from https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-00398-6_22#citeas
10. Angulo, C., López de Lacalle, L. N., Agirrebeitia, J., & Pinto, C. (2007). *Elementos de máquinas*

Anexo I: Planos de Conjunto. Esquemas

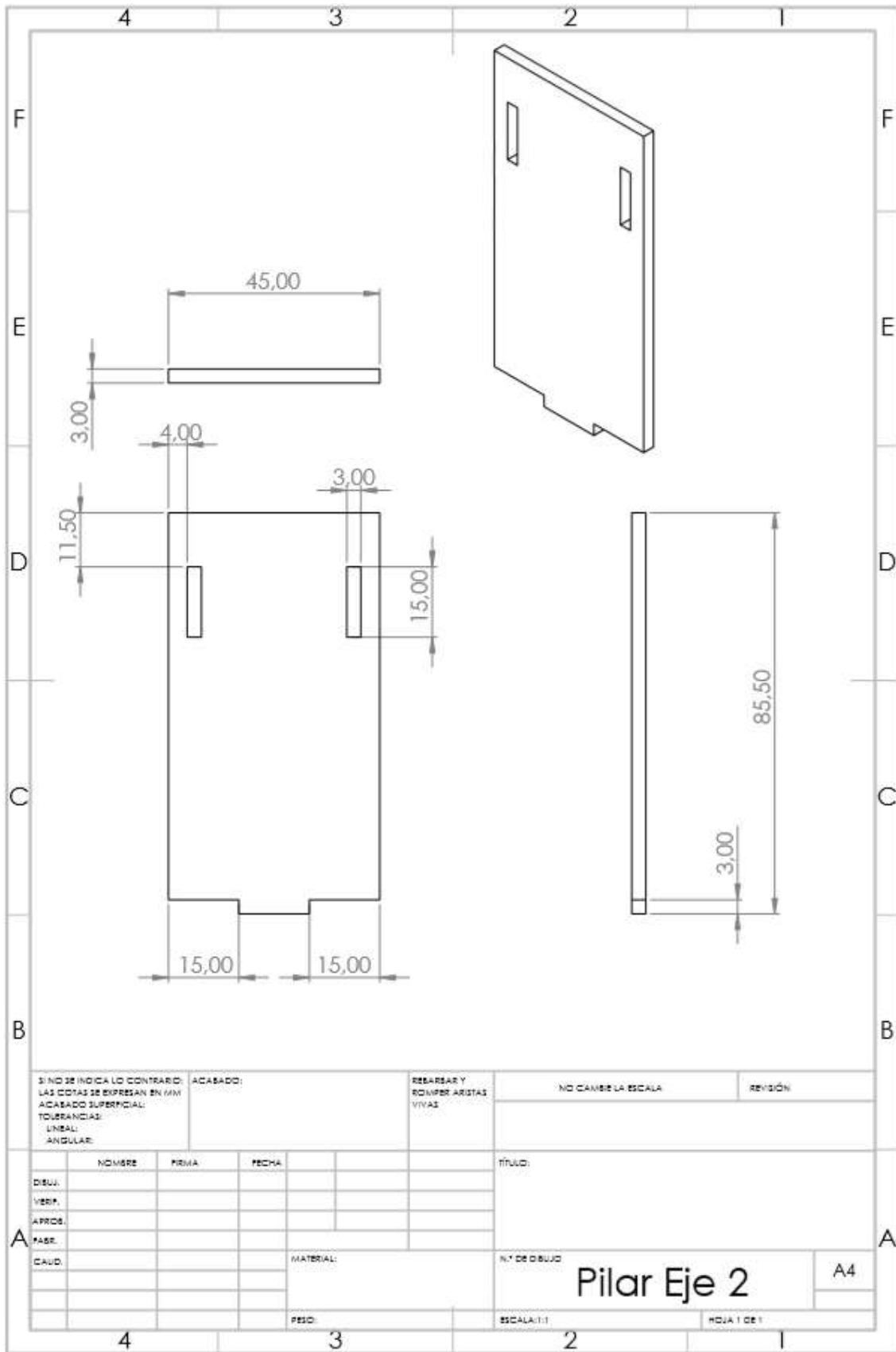
En las siguientes páginas se detallan los planos de los siguientes elementos de metacrilato cortados por láser, así como de los engranajes construidos con la impresora 3D de la Escuela de Ingeniería de Bilbao:

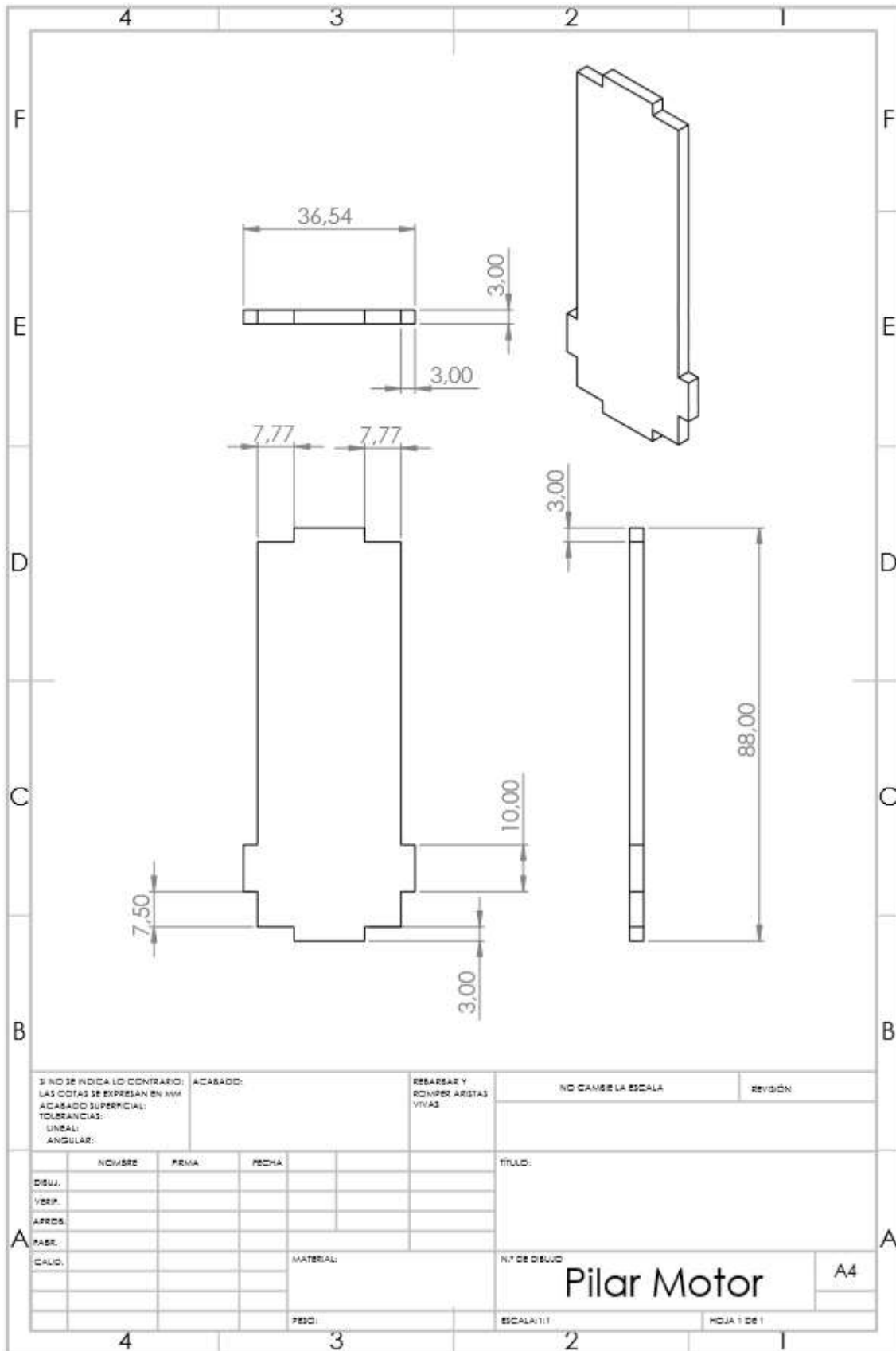
- ✓ Bastidor Exterior.
- ✓ Bastidor.
- ✓ Pilar Eje 2.
- ✓ Pilar Motor.
- ✓ Soporte Eje 2.
- ✓ Soporte Inferior Embrague.
- ✓ Soporte Inferior Motor.
- ✓ Soporte Superior Motor.
- ✓ AB Elemento.
- ✓ AE Elemento.
- ✓ BCD Elemento.
- ✓ CE Elemento.
- ✓ DF Elemento.
- ✓ FEG Elemento.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 2 mm y 11 dientes: Spur Gear Z11 M2.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 2 mm y 18 dientes: Spur Gear Z18 M2.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 2 mm y 25 dientes: Spur Gear Z25 M2.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 3 mm y 18 dientes: Spur Gear Z18 M3.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 3 mm y 25 dientes: Spur Gear Z25 M3.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 3 mm y 20 dientes: Spur Gear Z20 M3 – Transmisión.
- ✓ Rueda de engranaje de módulo 3 mm y 20 dientes: Spur Gear Z20 M3.

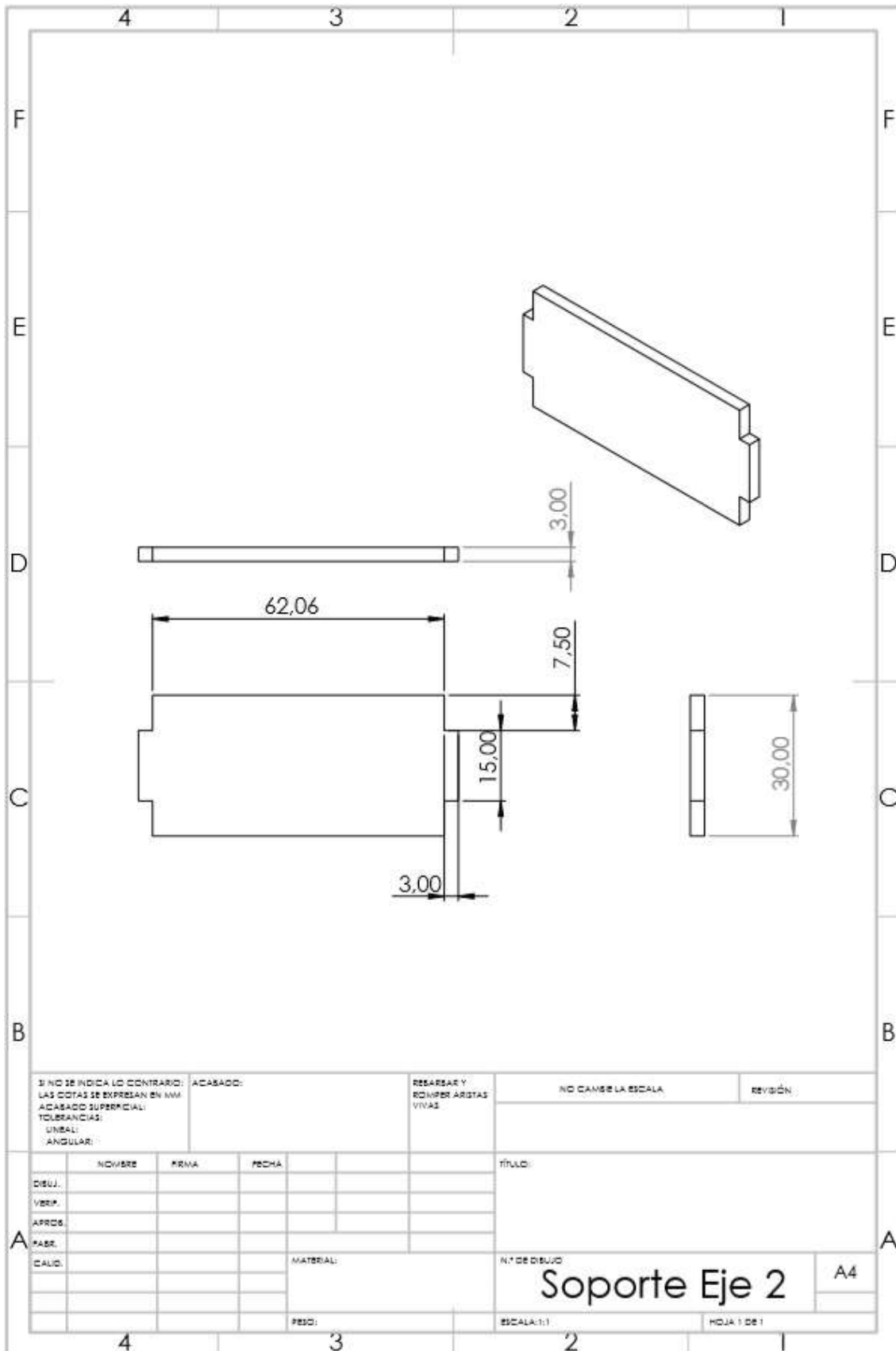


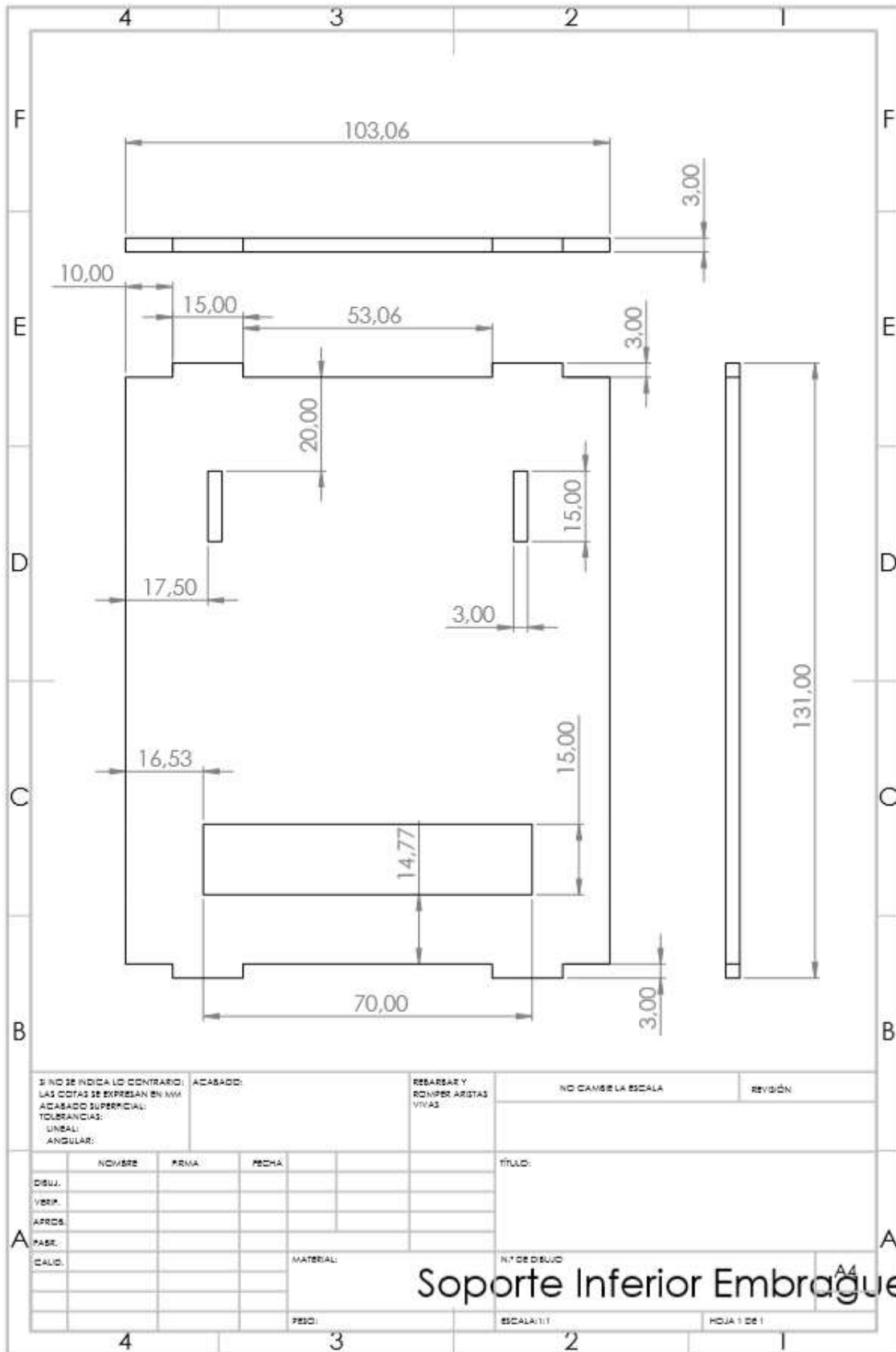


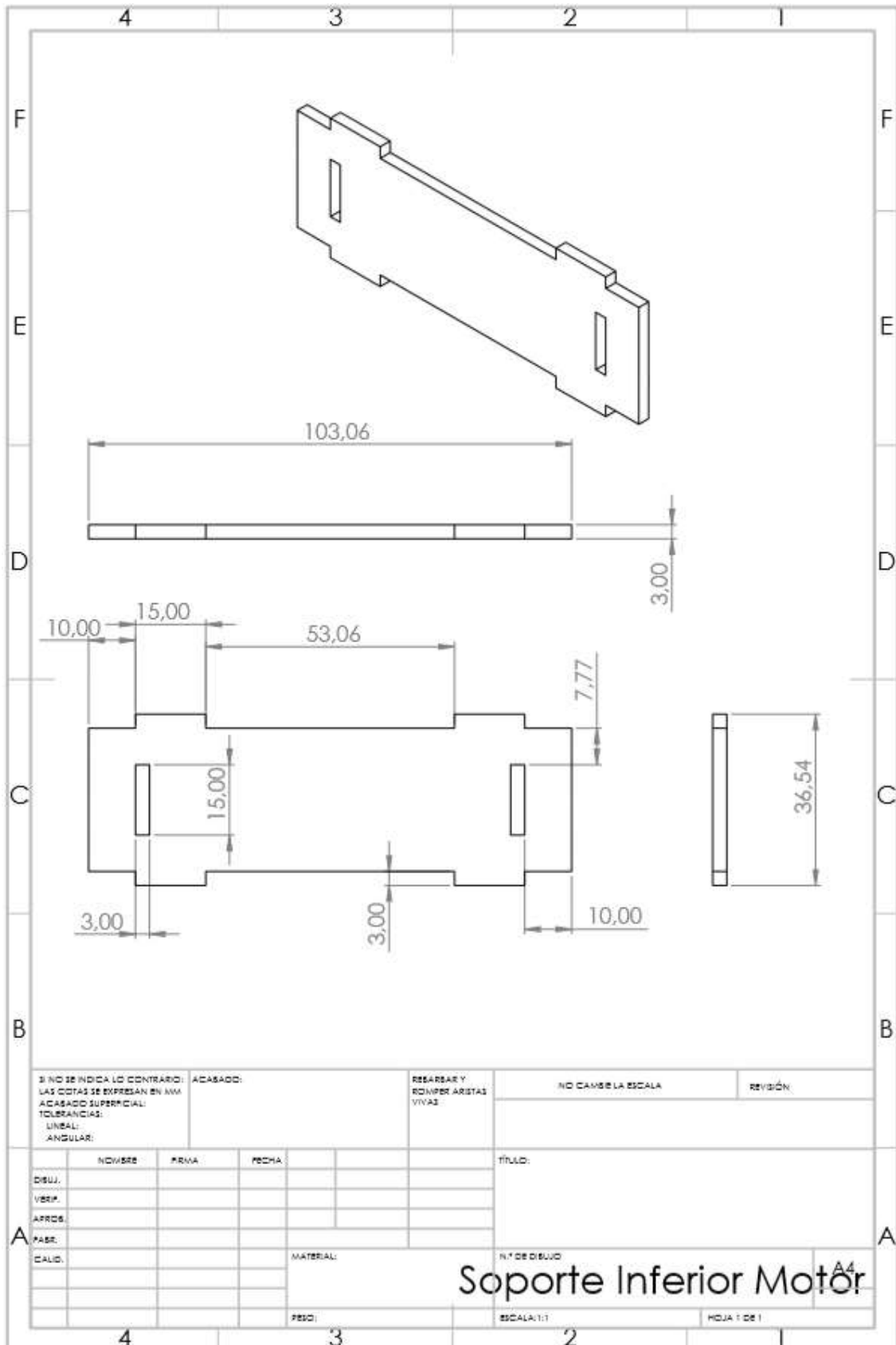
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REPARAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOBRE	PRIMA	FECHA		TÍTULO:	
DISEÑ.				Bastidor	
VERIF.					
APROB.					
PASR.					
CALD.			MATERIAL:	N.º DE DISEÑO	A4
			FECH:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

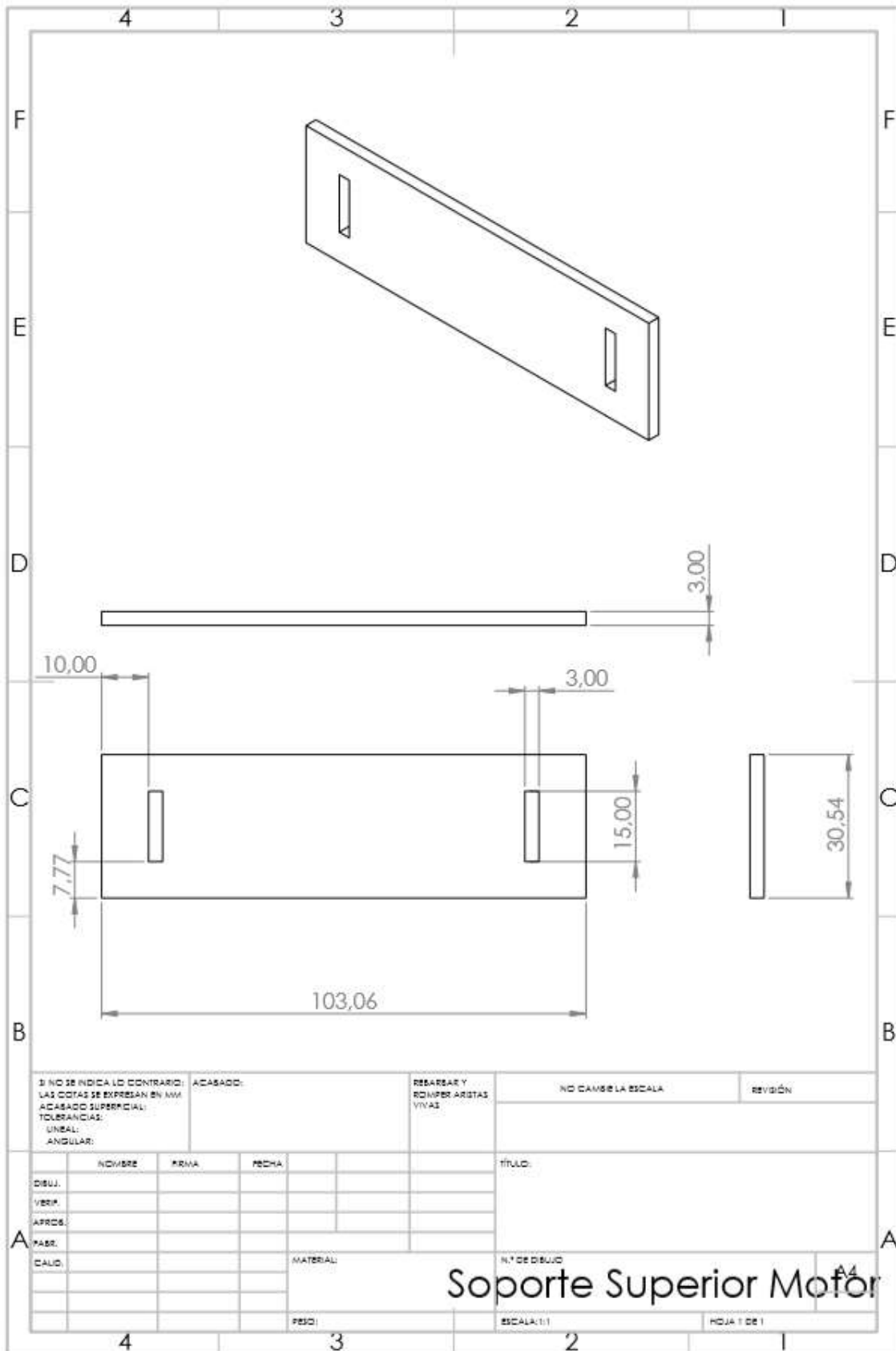


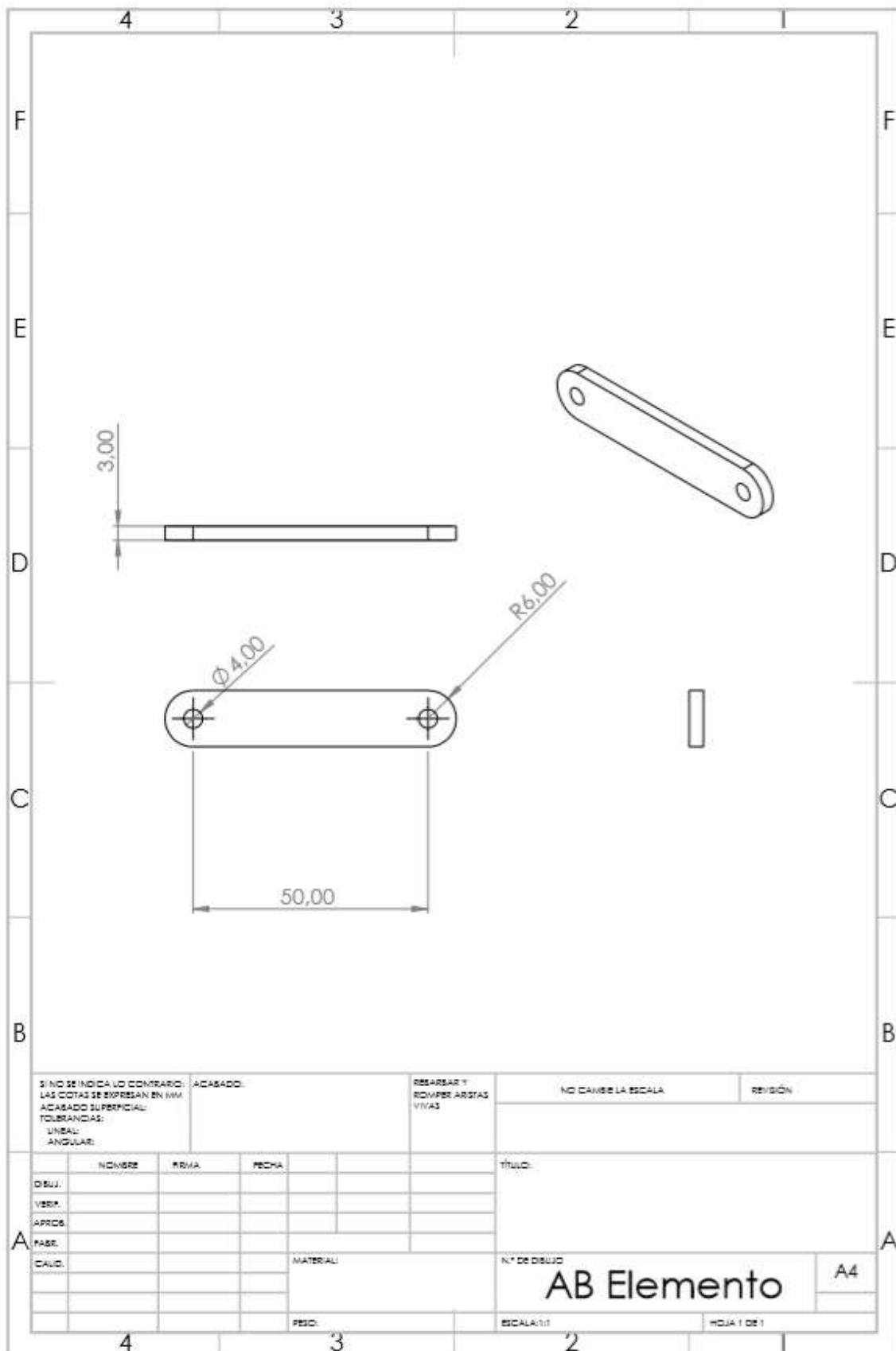


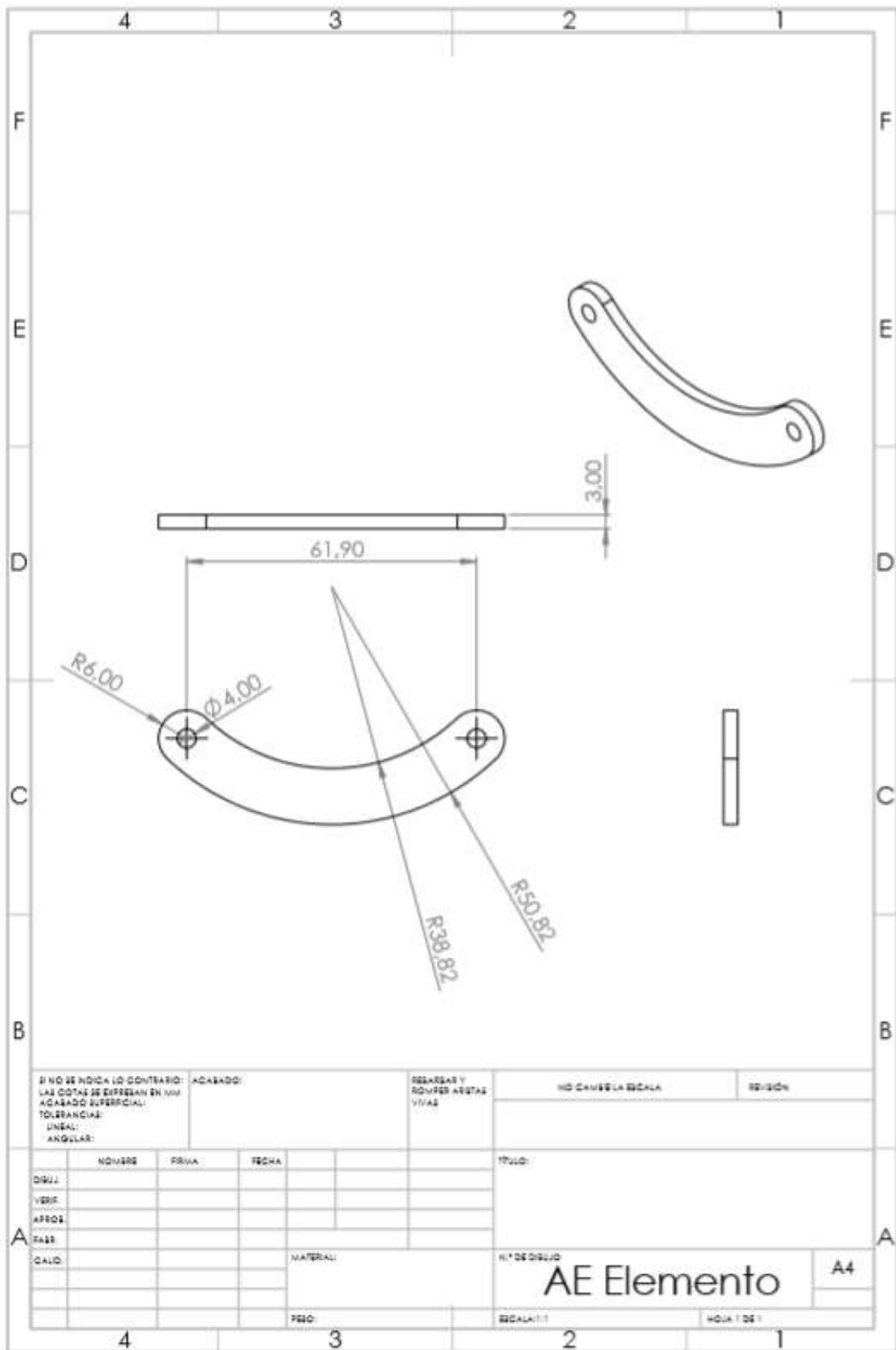


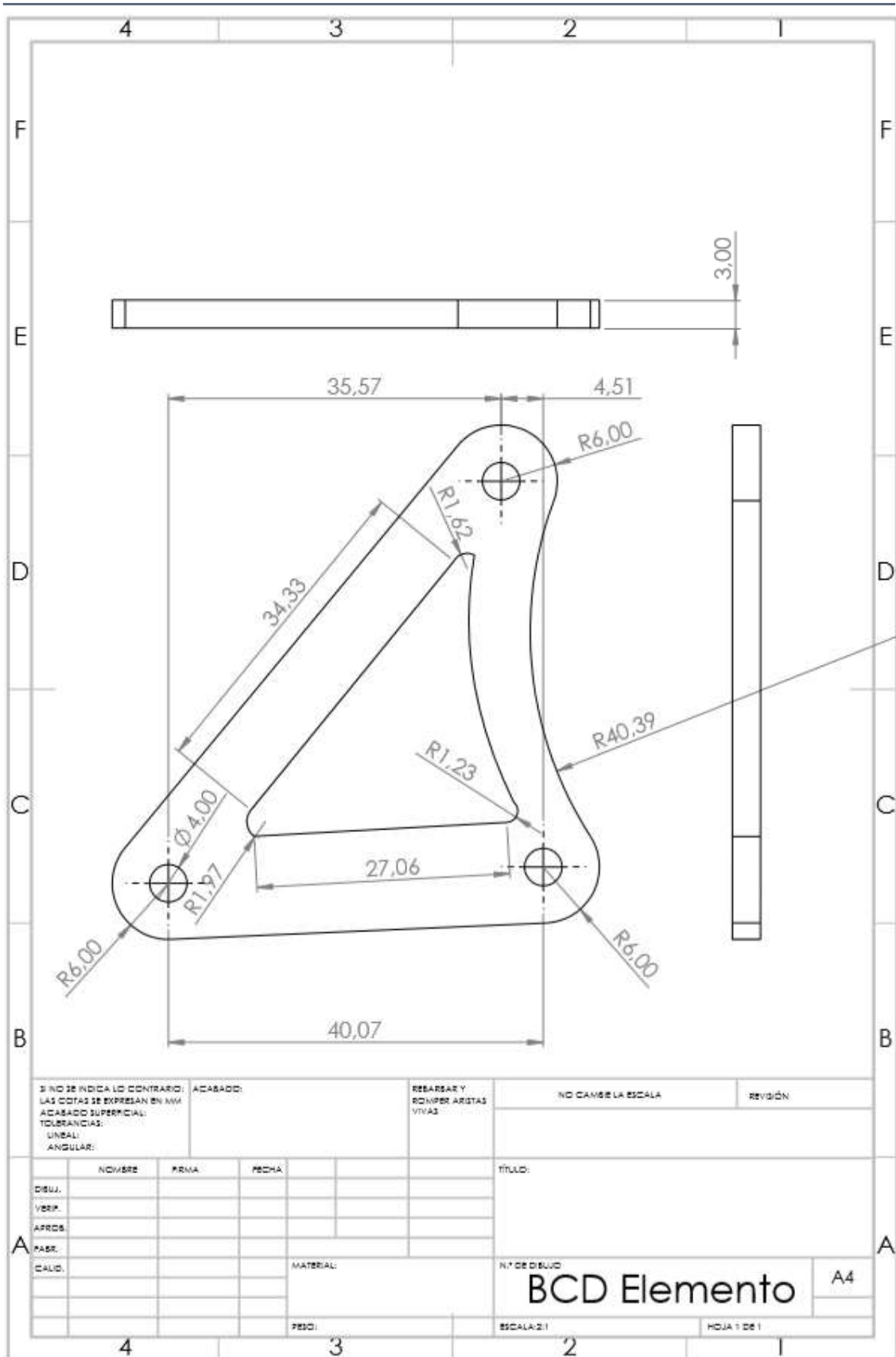


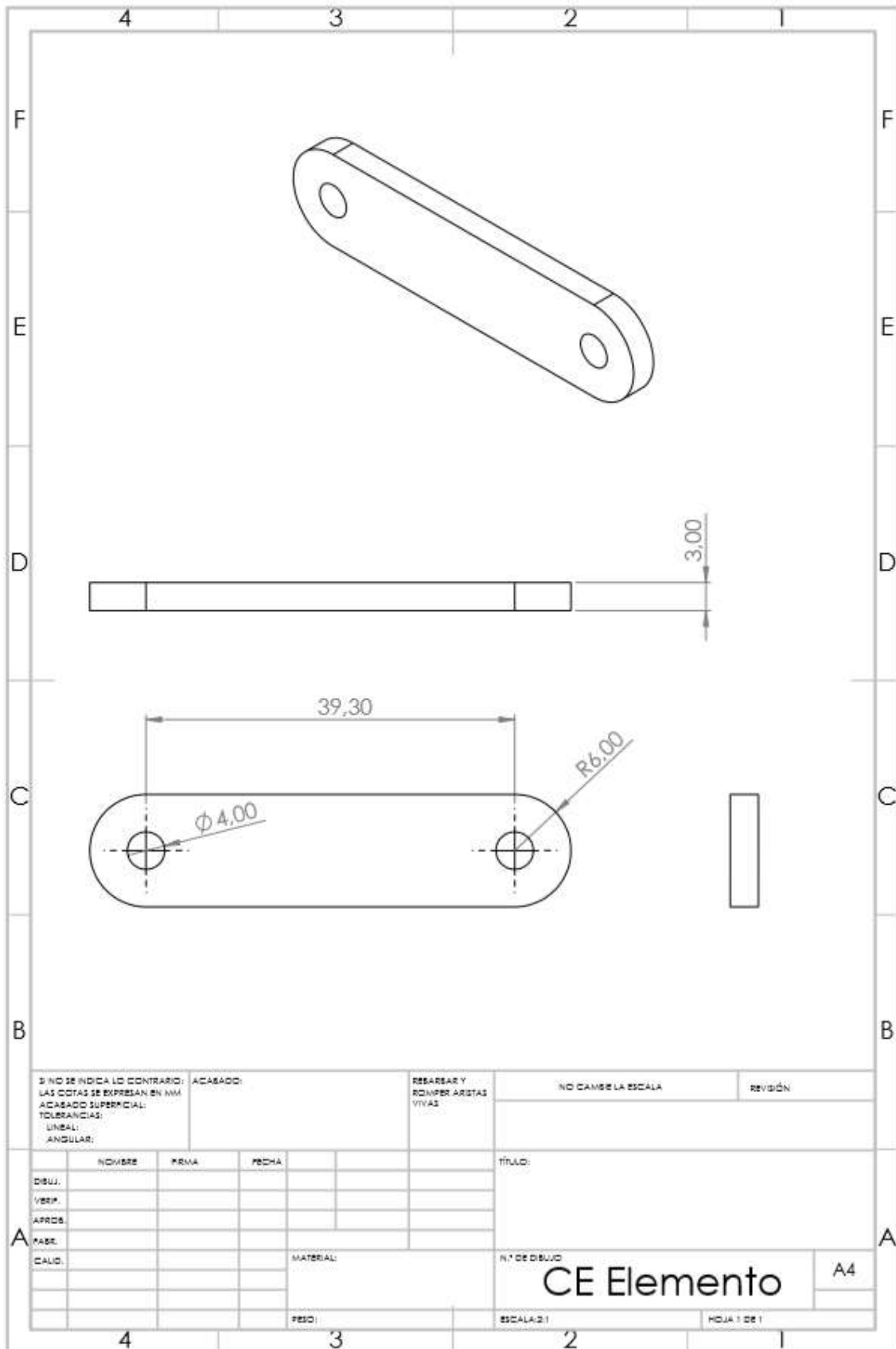


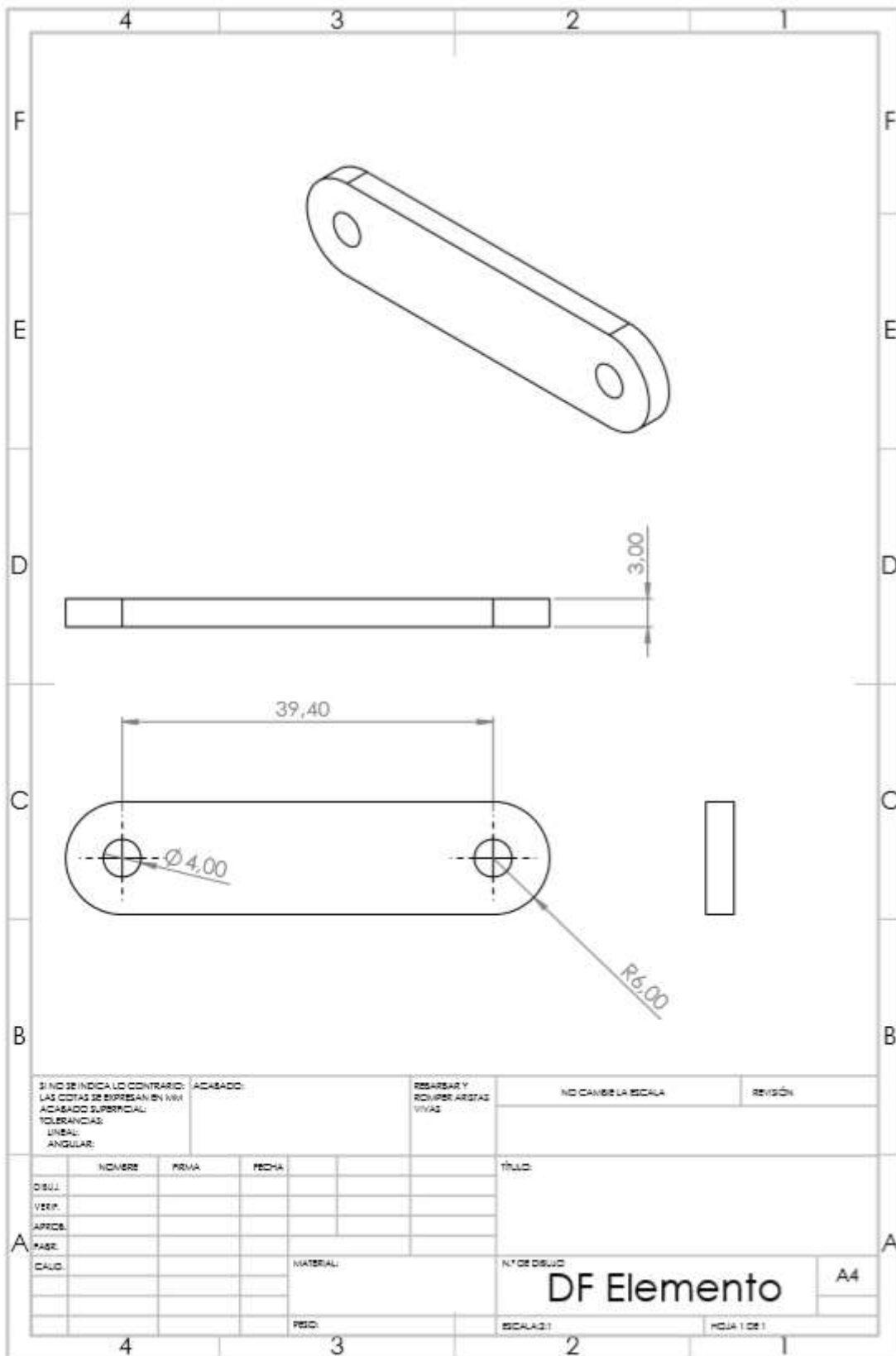


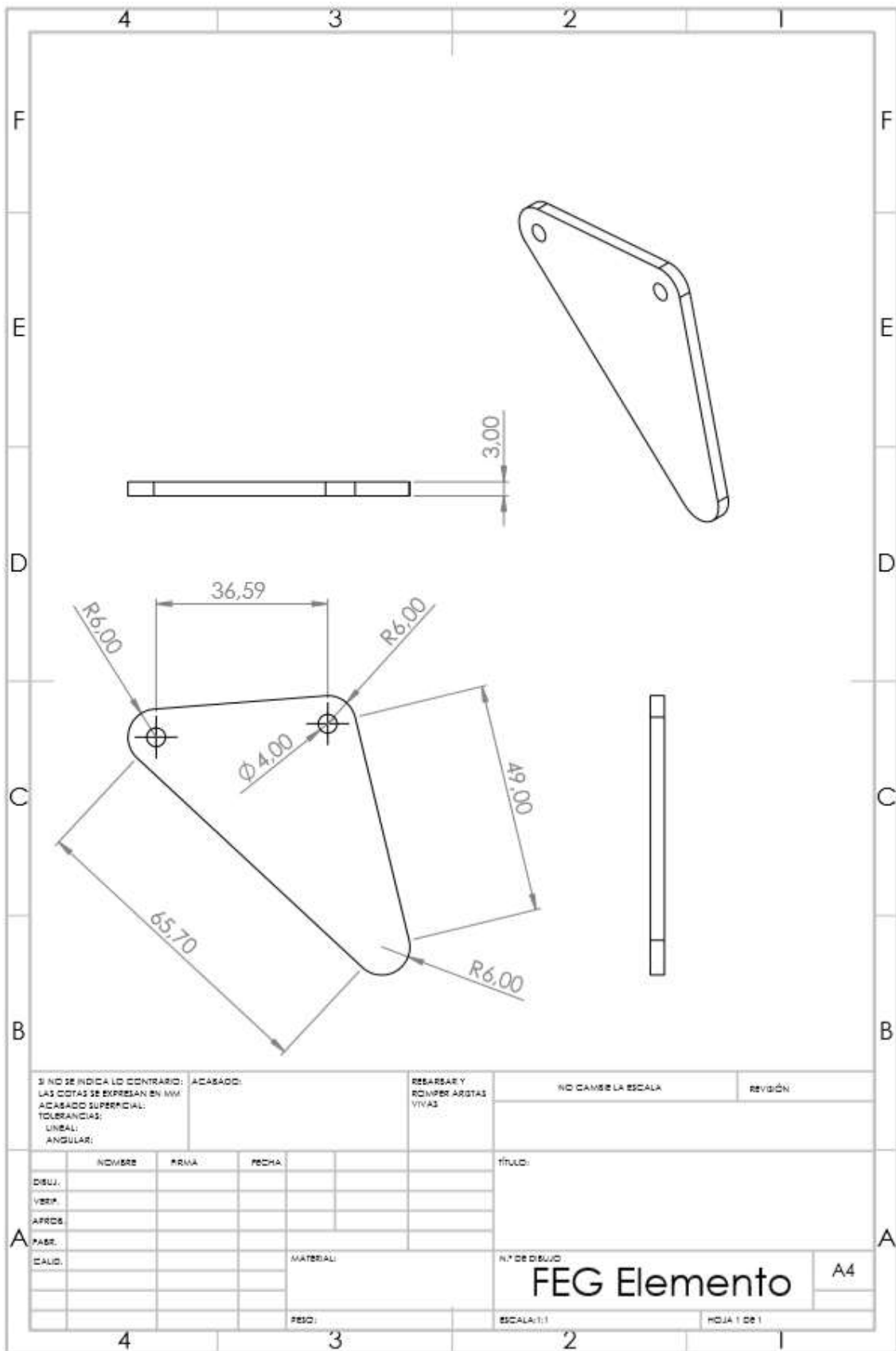


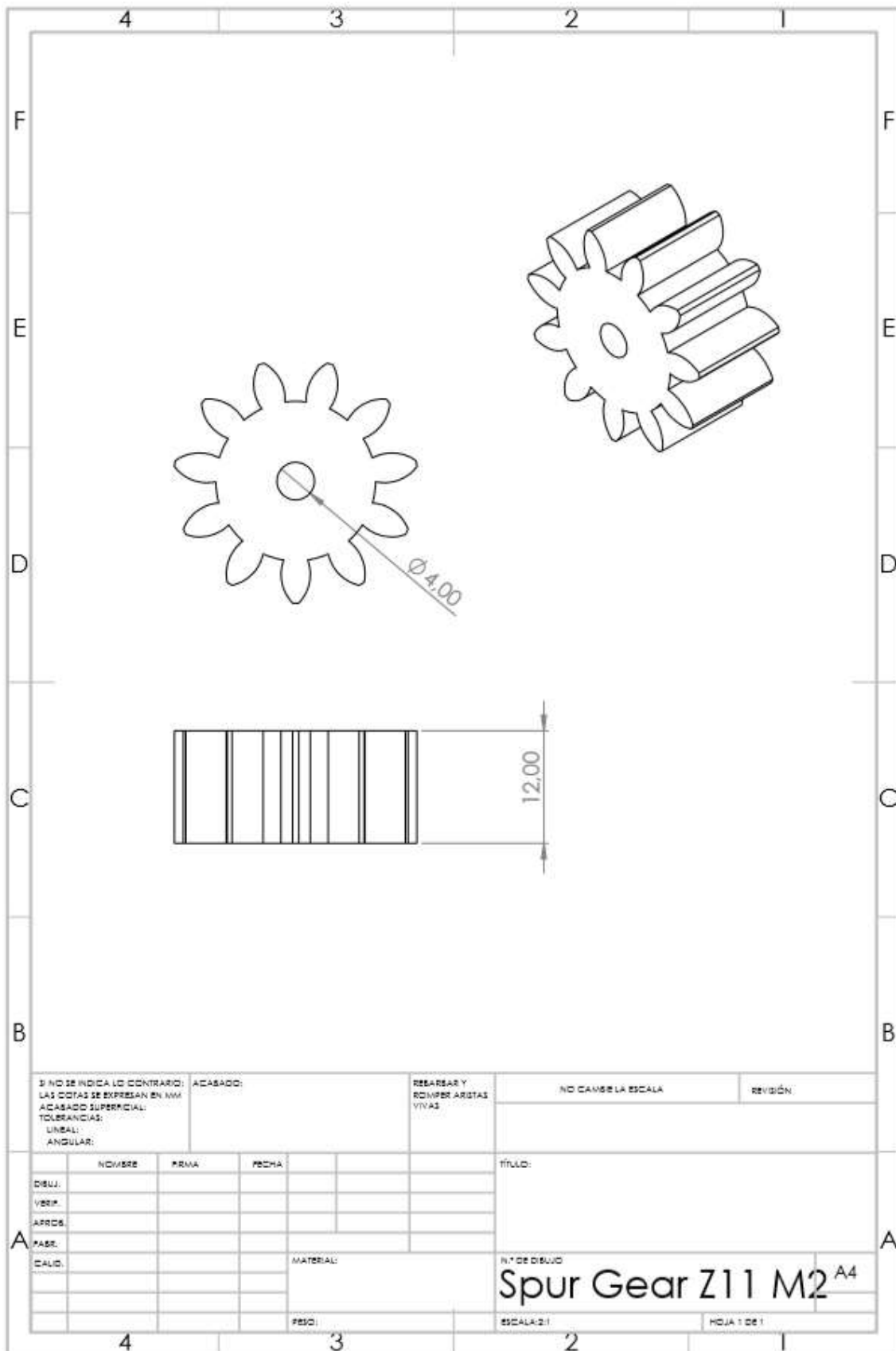












SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE DISEÑ. VERIF. APROB. FASE. CALIF.	PRIMA	FECHA	TÍTULO:		
MATERIAL:			N.º DE DIBUJO Spur Gear Z11 M2^{A4}		
FECH:			ESCALA: 2:1	HOJA 1 DE 1	

