



**VNIVERSIDAD
D SALAMANCA**

CAMPUS DE EXCELENCIA INTERNACIONAL



**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

Trabajo Fin de Máster

Máster en Ingeniería Industrial

Desarrollo e implementación de robot andador tipo Jansen
para limpieza automatizada de plantas fotovoltaicas

Development and implementation of Jansen walker robot for fully automatic
cleaning of solar parks

Autor: Ángel Hernández Fernández

Julio 2023

AGRADECIMIENTOS

Nada de este Proyecto habría sido posible sin la ayuda, apoyo y dedicación de mi tutor, Andrés Sanz García. Gracias por tu tiempo y conocimiento.

Y en segundo lugar a mi familia por soportar las actitudes y comportamientos de un ingeniero estresado. Se lo debo todo en esta vida.

*La adversidad tiene el efecto de despertar talentos,
que en circunstancias prósperas habrían permanecido dormidas.*

- Quinto Horacio Flaco -

Resumen

Este proyecto se enfoca en buscar una solución alternativa a la limpieza de plantas solares fotovoltaicas. En definitiva, disminuir las pérdidas que estas pueden llegar a sufrir por la acumulación de suciedad, siendo esta suciedad capaz de disminuir la eficiencia de los paneles solares entre un 5 - 40 % en España. Eso supone que, si de media una planta fotovoltaica produce al año 100.000 MWh, donde dicha potencia abastece alrededor de 35.000 hogares familiares, las pérdidas por la no limpieza y cuidado de paneles fotovoltaicos sería de 5.000 MWh (5% de pérdidas). Desembocando en dejar de producir energía para 1750 hogares familiares.

En definitiva, el principal objetivo es desarrollar un robot andador bioinspirado equipado con un sistema de limpieza el cual actúa sobre las placas limpiándolas, y en concreto, en comprobar que el movimiento y características de los robots andadores son una buena opción para la limpieza automatizada de plantas solares.

Finalmente se nombran los diversos fenómenos que se deben tener en cuenta para el mantenimiento y limpieza de las plantas fotovoltaicas: Partículas en suspensión, lluvia, humedad, entornos (Cálidos y gélidos), altitud, estaciones, viento, tormentas de arena, fauna, flora, contaminación y inclinación del panel solar.

Palabras Clave:

Robot andador, mecanismo Jansen, limpieza paneles solares, mejora eficiencia paneles solares, factores suciedad paneles fotovoltaicos, robot limpiador paneles solares, análisis posición/cinemático/dinámico mecanismo, Autodesk Inventor, Python, Jupyter Notebook, Arduino

Abstract

This project aims to find an alternative solution for cleaning solar photovoltaic plants. To sum up, the goal is to reduce the losses that these kind of plants can experience due to dirt accumulation, which can decrease the efficiency of solar panels by 5-40% in Spain. This means that, on average, if a photovoltaic plant produces 100,000 MWh per year, providing power to around 35,000 households, the losses resulting from the lack of cleaning and maintenance of photovoltaic panels would amount to 5,000 MWh (5% losses). Consequently, this would result in a loss of energy production for 1,750 households.

In summary, the main objective is to develop a bio-inspired walking robot equipped with a cleaning system that can effectively clean the panels. To be more concrete, the goal is to demonstrate that the movement and characteristics of walking robots are a viable option for automating the cleaning process in photovoltaic plants.

Finally, some of the factors that should be considered for the maintenance and cleaning of photovoltaic plants include suspended particles, rain, humidity, different environmental conditions (hot and cold), altitude, seasons, wind, sandstorms, wildlife, vegetation, pollution, and the tilt angle of the photovoltaic panel.

Key words:

Walker robot, Jansen mechanism, clean solar panels, improve efficiency solar panels, factor dirt photovoltaic panels, robot cleaner solar panels, position/kinematic/dynamic analysis, Autodesk Inventor, Python, Jupyter Notebook, Arduino

ÍNDICE

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN	11
1. Introducción.	11
2. Energía solar fotovoltaica Ventajas e Inconvenientes.	23
2.1. Ventajas.	23
2.2. Inconvenientes.	24
2.3. Análisis de los inconvenientes y sus posibles soluciones.	25
3. Causas de la reducción de eficiencia de los paneles solares durante su vida útil.	27
3.1 Principales causas que provocan suciedad en los paneles solares.	27
4. Objetivos.	44
4.1 Objetivo Principal.	44
4.2 Objetivos Secundarios.	45
5. Estado de Arte.	45
CAPÍTULO II. SELECCIÓN DEL MECANISMO ANDADOR	53
6. Selección del mecanismo andador.	53
7. Curva de Acoplamiento.	56
8. Desarrollo del paso (Gait).	61
9. Escala del robot.	64
CAPÍTULO III. ANÁLISIS DEL MECANISMO JANSEN	67
10. Análisis de posición.	67
11. Análisis cinemático.	72
12. Análisis Dinámico.	79
12.1 Análisis dinámico Barra Z2.	85
12.2 Análisis dinámico Barra Z3.	86
12.3 Análisis dinámico Barra Z478.	87
12.4 Análisis dinámico Barra Z5.	90
12.5 Análisis dinámico Barra Z6.	91
12.6 Análisis dinámico Barra Z9.	92
12.7 Análisis dinámico Barra Z101112.	93
12.8 Datos necesarios para resolver el análisis dinámico.	96
12.9 Resolución del análisis dinámico.	106
CAPÍTULO IV. Diseño y análisis del mecanismo Jansen	110
13.1 Diseño del Walker, proceso CAD.	110
13.2 Diseño del Bastidor, Z1.	112
13.3 Diseño de la barra Z2.	114
13.4 Diseño de la barra Z3.	115
13.5 Diseño del Sólido rígido N°1 o Z478.	116
13.6 Diseño de la barra Z5.	118
13.7 Diseño de la barra Z6.	119

13.8 Diseño de la barra Z9.	120
13.9 Diseño del Sólido rígido N°2 o Z101112.	121
13.10 Ensamblaje del mecanismo.	122
13.11 Simulación con Autodesk Inventor.	128
13.12 Resultados obtenidos mediante programación en Python.	137
13.13 Comparación de los resultados en el análisis de posición, velocidad y aceleración.	143
CAPÍTULO V. DISEÑO FINAL DE LAS BARRAS DEL MECANISMO JANSEN	153
14. Diseño y dimensionamiento de las barras Jansen.	153
15. Selección de rodamientos para el mecanismo Jansen.	176
CAPÍTULO VI. DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE POTENCIA	184
16. Diseño y cálculo del sistema de transmisión de potencia para el Walker.	184
17. Diseño y cálculo de ejes y rodamientos que forman parte del sistema de potencia.	200
18. Diseño y cálculo de la celosía tipo Warren.	237
CAPÍTULO VII. FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO ESCALADO	244
19. Diseño y fabricación de un prototipo escala 1:5.	244
20. Electrónica del prototipo escalado.	250
CAPÍTULO VIII. CONCLUSIONES	256
21. Conclusiones.	256
22. Trabajos futuros.	256
BIBLIOGRAFÍA	259
ÍNDICE DE FIGURAS	265
ÍNDICE DE TABLAS	276
ÍNDICE DE PLANOS	279
GLOSARIO DE TÉRMINOS Y ABREVIACIONES	282
ANEXOS	284
ANEXO I. Programación en Python [Jupyter Notebook].	284
ANEXO II. Programación de Arduino.	348
ANEXO III. Planos del robot andador escala 1:1.	351

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1. Introducción

Los sistemas de generación de energía por paneles fotovoltaicos han aumentado su demanda en los últimos años debido a varios factores. Entre ellos destacan:

- El abaratamiento de la tecnología empleada en la instalación.
- La mejora crítica que ha experimentado esta tecnología en cuanto a su capacidad de proporcionar energía en la última década. Es decir la mejora en su eficiencia
- La existencia de subvenciones que apoyan este tipo de forma de generación de energía.
- La inclinación por esta energía limpia frente a otras convencionales (*contaminantes*) u otras renovables, debido a su condición de energía limpia y de fácil instalación.
- La situación energética actual, que fomenta el uso de energías no dependientes de materias primas, provenientes de otros países y por tanto que pueden escasear puntualmente.

Para corroborarlo se expondrán una serie de gráficas y datos como demostración de los factores expuestos. En primer lugar:

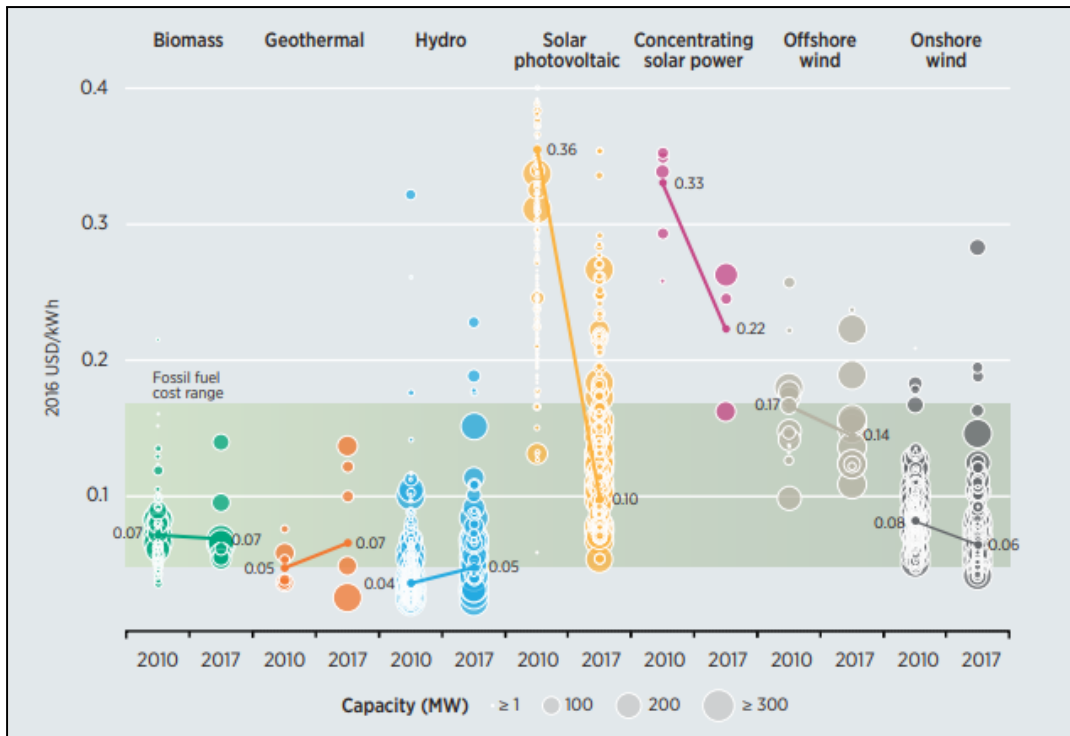


Fig 1.1: Variación del ratio USD/kWh de diferentes tecnologías renovables entre 2010-2017 [1].

Donde el ratio USD/kWh indica la cantidad de dólares estadounidenses que cuesta generar un kWh para diferentes tecnologías. Por lo que cuanto menor sea este ratio mejor, indicando con ello que se debe invertir menos para la generación de energía.

Se puede apreciar en el gráfico que la generación de energía solar fotovoltaica es la que mayor descenso ha sufrido en los últimos años debido a tres motivos claros; mejora de la tecnología, más competitividad en este mercado y aumento de la demanda para instalar este tipo de energía frente a otras.

A su vez también, se toma como demostración de la bajada en los precios totales de instalación de paneles solares en diversos mercados la siguiente gráfica:

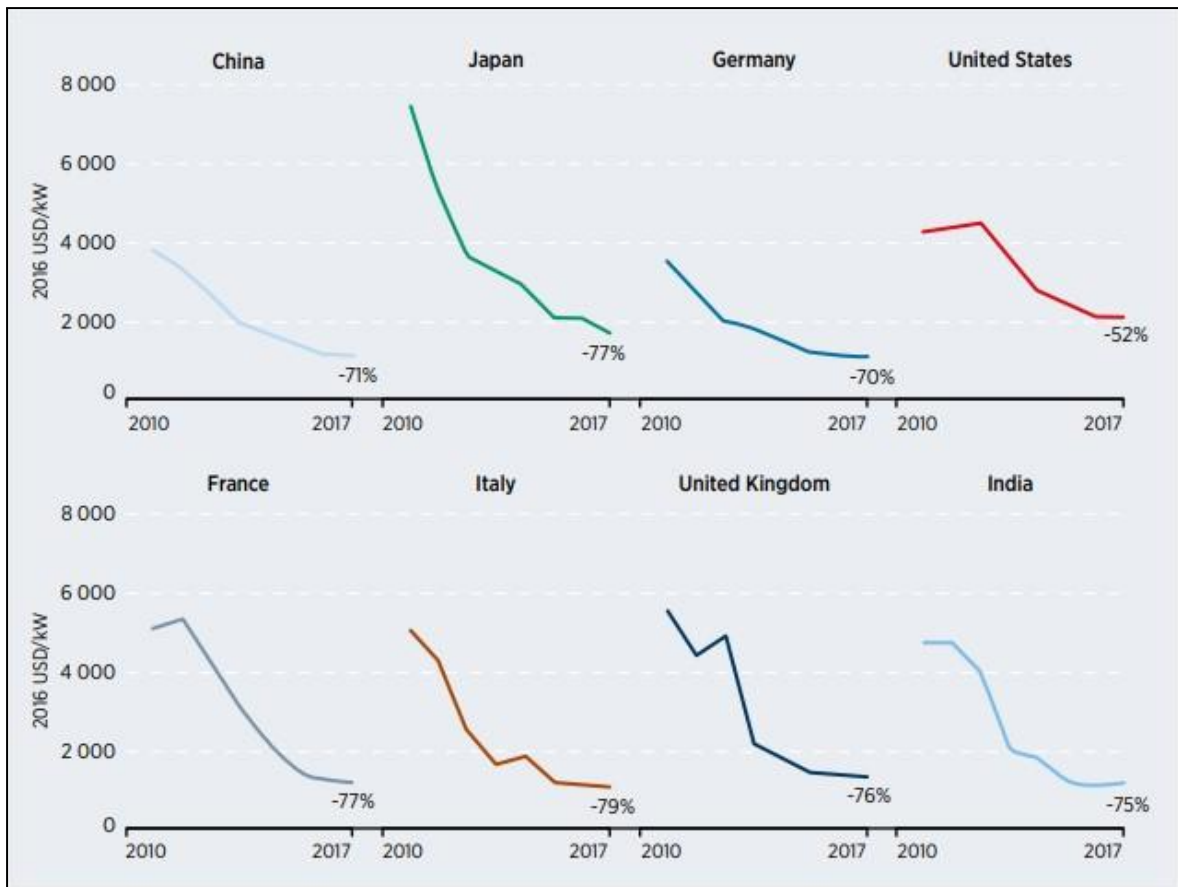


Fig 1.2: Variación del ratio USD/kWh en diferentes mercados durante 2010-2017 [1]

Como se puede observar en la **Fig 1.2** los precios por kWh producido también van descendiendo en los principales mercados mundiales.

Ahora bien estas gráficas hacen referencia únicamente a energías renovables, sin tener en cuenta los métodos de generación de energía no renovables y como estos compiten entre sí. Para ver como compiten entre sí las diferentes tecnologías renovables y no renovables se adjunta la siguiente gráfica:

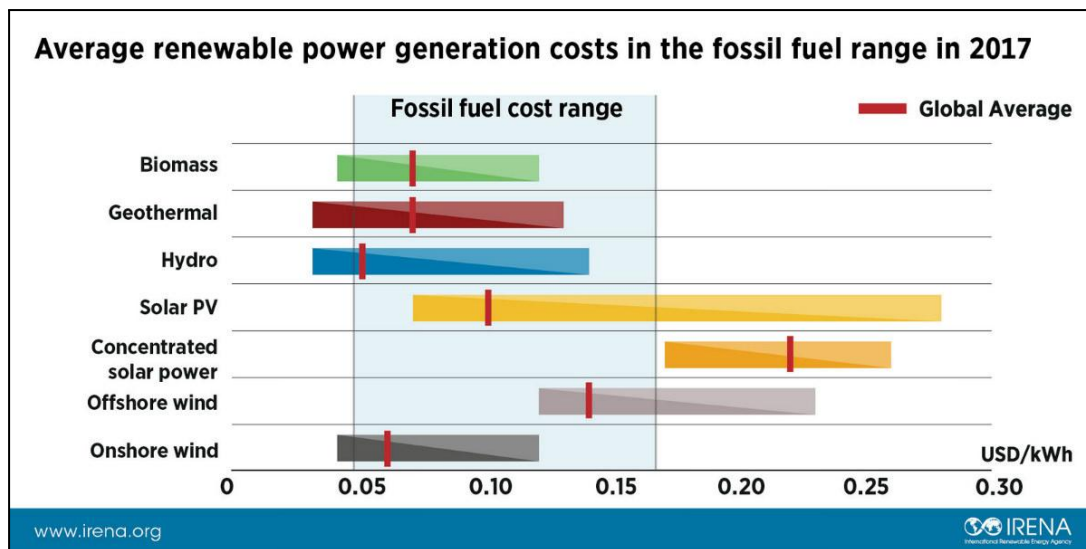


Fig 1.3: Variación del coste medio de producción de distintas energías renovables, incluyendo el rango de variación de precios de las energías fósiles en 2017 [2]

La **Fig 1.3** tiene especial relevancia, ya que se puede ver como el coste promedio según el ratio USD/kWh generado por fuentes de energías renovables ha variado en el periodo en 2017. Donde a su vez se muestra el rango del coste promedio de generación de energía de las fuentes provenientes de material fósil. Se observa que muchas de las renovables ya han estado dentro del rango del coste medio de producción de energías fósiles, significando con ello la competencia directa entre ellas y favoreciendo la elección por las energías renovables.

Se destaca en la gráfica también que la generación de energía a través de paneles solares (*Solar PV*) está ya compitiendo de forma directa con los métodos de generación de energía no renovables. Además se espera que su precio siga disminuyendo por la alta demanda energética existente.

Ahora bien todos estos datos han sido obtenidos antes de la pandemia sufrida a partir del 2019, la inflación posterior que estamos sufriendo y las tensiones entre países. Todo ello repercute en los mercados globales haciendo que los precios en muchos casos asciendan debido a la falta de materia prima, componentes específicos (microchips), una demanda ascendente donde la oferta no puede asumirlo, problemas de aranceles, transportes y demás inconvenientes provenientes de la situación geopolítica y social actual. Es por ello que se pretenden mostrar datos actuales (2021-2022) sobre el mercado que se está tratando. Sin embargo, a pesar de lo comentado, se espera que de forma paulatina y no

acelerada la economía se establezca a niveles de 2010-2017 en donde las tendencias mostradas anteriormente sigan su curso natural.

La variación en el coste de producción eléctrico o *LCOE* (*Levelized Cost of Electricity*) en la tecnología de paneles fotovoltaicos a gran escala hasta 2021 se muestra a continuación.

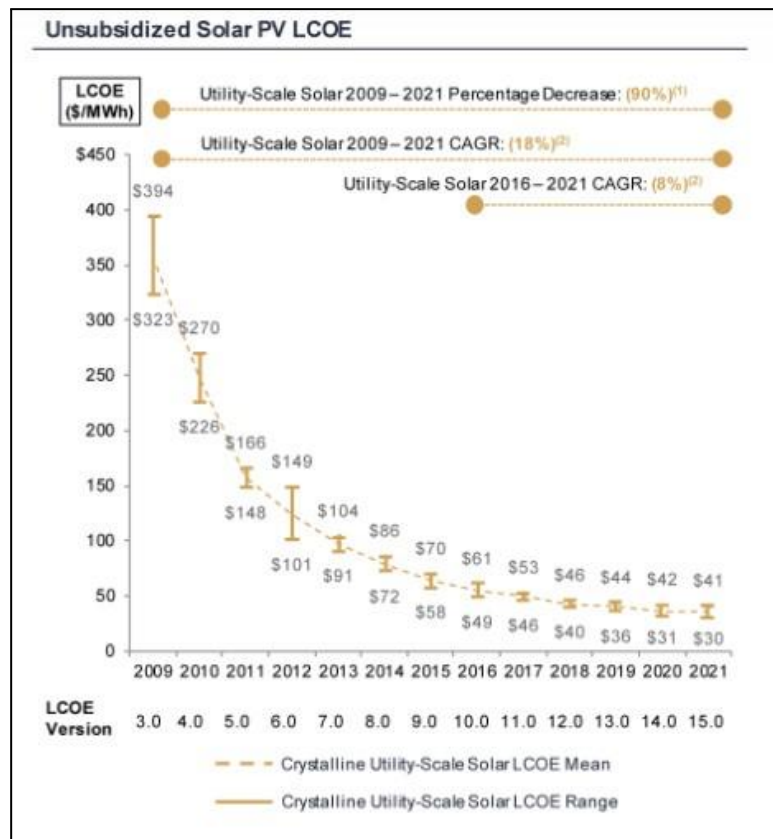


Fig 1.4: Variación del coste medio de producción para PV Solar [3]

Como se ve en la **Fig 1.4** el precio de producción energético con el ratio USD/MWh ha seguido disminuyendo de forma exponencial hasta casi estabilizarse en periodos actuales. Cabe destacar que esta tabla únicamente tiene en cuenta las instalaciones que no han sido subvencionadas, tal y como aclara en su título (*unsubsidized*).

Después se muestra el LCOE de diversas energías renovables comparado con la generación de energía a través de medios convencionales.

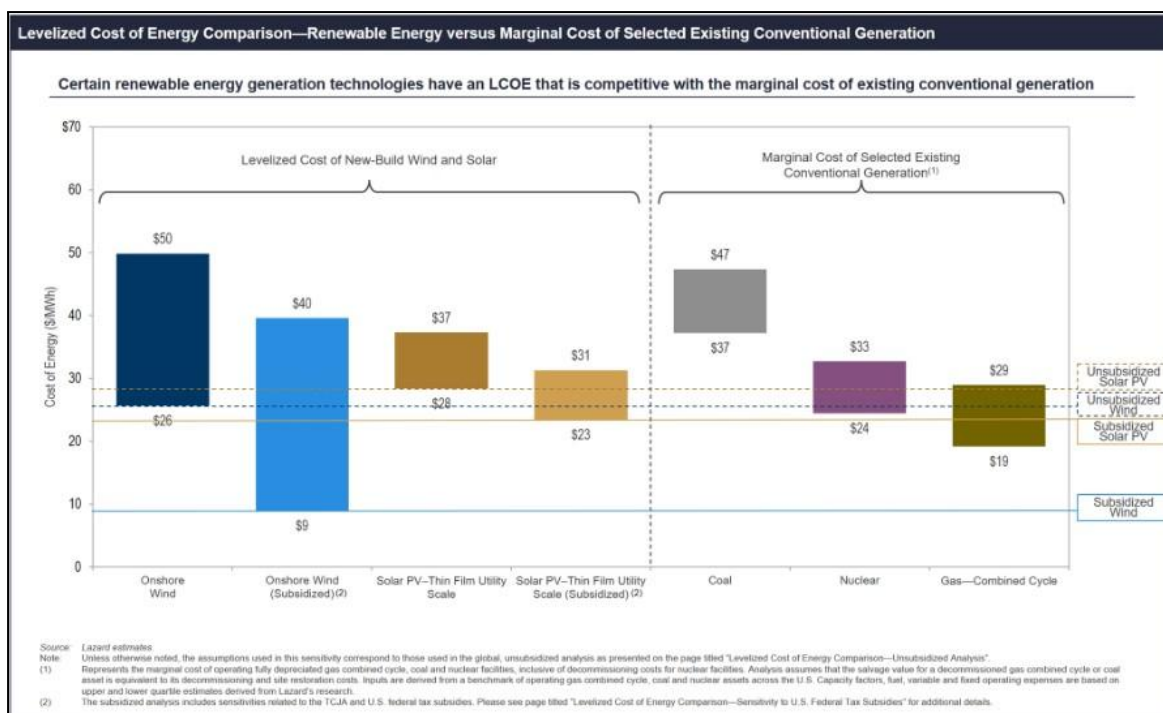


Fig 1.5: LCOE de varias energías renovables comparado con el coste marginal de ciertas tecnologías de producción de energía convencional. [3]

En la **Fig 1.5** se puede apreciar como el LCOE tanto de la energía producida por paneles solares tanto subvencionado como sin subvencionar se posiciona en precios competitivos con las demás energías convencionales que se exponen en esta figura. Haciendo con ello que mucha más inversión tienda a estas nuevas tecnologías de generación renovable, en vez de gastar el dinero en sistemas de generación no convencionales y contaminantes. Sin embargo, es muy conveniente destacar que los precios que se muestran referidos a LCOE para las tecnologías de generación convencionales lleva el coste marginal, hecho que se debe tener muy en cuenta. Ya que ello significa que es el coste de producción de energía con métodos convencionales si se hicieran en nuevas instalaciones. Por lo que aun las tecnologías de producción de energía de forma convencional siguen siendo más baratas de producir energía que las nuevas formas renovables, consecuencia de las plantas de generación de energía no convencional existentes.

Como resumen de esta parte se ve como tanto la inversión que es necesario hacer para ejecutar nuevas instalaciones de placas solares (**Fig 1.2**), como el LCOE (**Fig 1.1** y **Fig 1.4**) están disminuyendo con el paso del tiempo. Por otro lado queda todavía camino para competir con los métodos de producción de energía no renovables como se aprecia en **Fig**

1.3 y Fig 1.5. Sin embargo es más que probable que los precios de instalación y de producción para la tecnología de producción de energía a través de paneles solares sigan disminuyendo, debido a los tres factores nombrados anteriormente. Mejora de la tecnología, más competitividad en este mercado y aumento de la demanda para instalar este tipo de energía frente a otras.

A continuación se exponen las justificaciones de porque la tecnología referida a la producción de energía a través de paneles solares fotovoltaicos ha aumentado. Se comienza adjuntando el siguiente gráfico referido a la eficiencia creciente de los paneles solares a lo largo de los años.

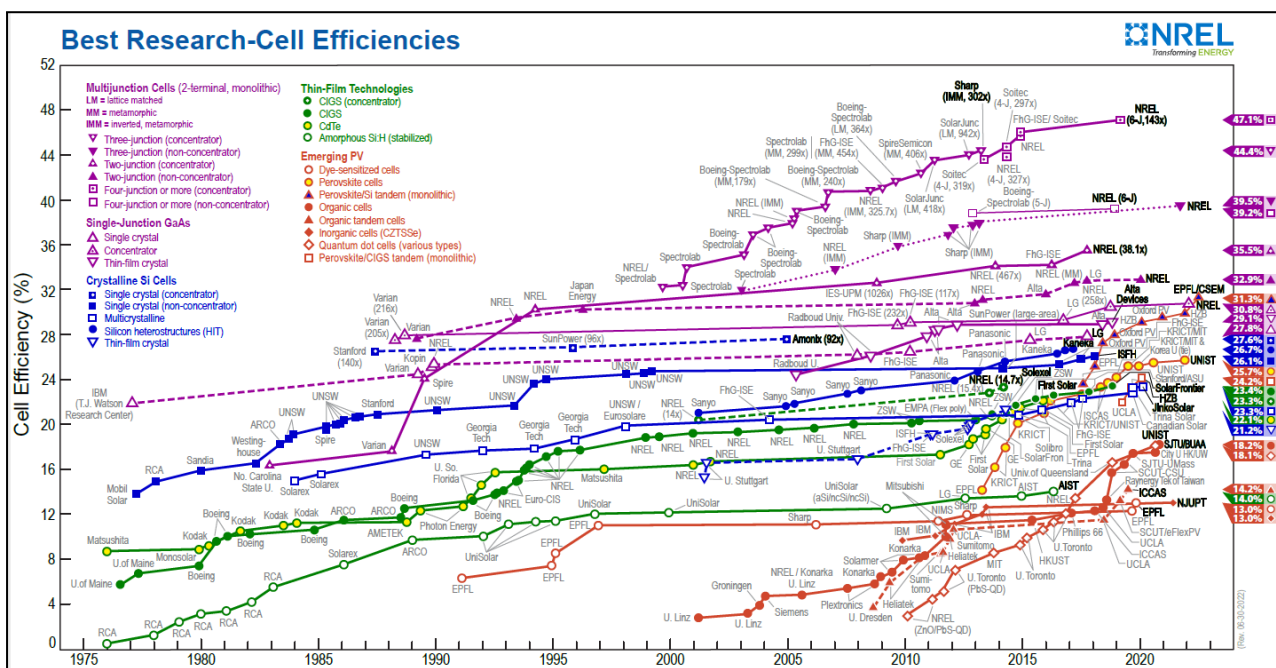


Fig 1.6: Variación de la eficiencia en células fotovoltaicas a lo largo de los años y con las diversas tecnologías que existen. [4]

La gráfica mostrada contiene una cantidad de datos abrumadora, perteneciente a NREL (National Renewable Energy Laboratory). Pero en esta ocasión y como es lógico sólo es de interés para este proyecto los datos de aquellas células fotovoltaicas que sean de uso industrial/comercial y no experimental en ambientes controlados. Es por ello que únicamente hay que hacer hincapié en los datos dados por las tecnologías “Crystalline Si Cells” y “Thin Film Technology”.

Donde en definitiva se puede observar como existe un claro aumento de la eficiencia de los paneles solares desde aproximadamente 1977 hasta 2021. Alcanzando eficiencias del 25%

en el caso de “*Crystalline Si Cells*” y eficiencias del 23% para las de clase “*Thin Film Technology*”.

Por tanto, las expectativas son optimistas porque la eficiencia de los paneles solares cada vez está mejorando más. A su vez también se mostrará cómo varían las eficiencia de estos paneles comerciales a día de hoy y para ello se adjunta la siguiente gráfica:

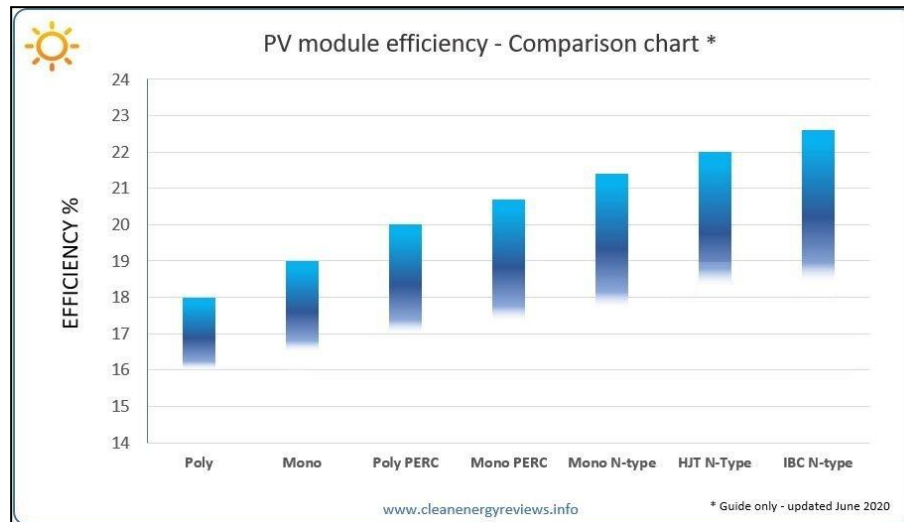


Fig 1.7: Eficiencia en paneles fotovoltaicos según el tipo de tecnología empleada 2020 [5]

Como se puede observar en la **Fig 1.7** incluso en el propio mercado existen diferentes optativas con las que poder construir una planta de generación de energía solar. A su vez se puede ver como el valor máximo de eficiencia concuerda con los valores establecidos anteriormente en **Fig 1.6** corroborando así su veracidad en cuanto a la eficiencia en este tipo de tecnologías.

Se continúan exponiendo de forma breve algún caso de subvenciones actuales existentes para corroborar la tercera afirmación realizada al comienzo de este apartado. Entre las subvenciones se pueden destacar por ejemplo a nivel español la ofrecida para personas jurídicas y agrupaciones de empresas o personas físicas con el “*Plan de Recuperación, Transformación y Resiliencia*” que forma parte del programa “*Next Generation Eu*” [5]. El cual cuenta con un presupuesto de 660 millones de euros, para el caso de España.

Para finalizar con las justificaciones de los argumentos anteriormente expuestos y en este último lugar para justificar porque la tendencia actual es la instalación de energía solar fotovoltaica, se mostrarán las siguientes gráficas para corroborarlo:

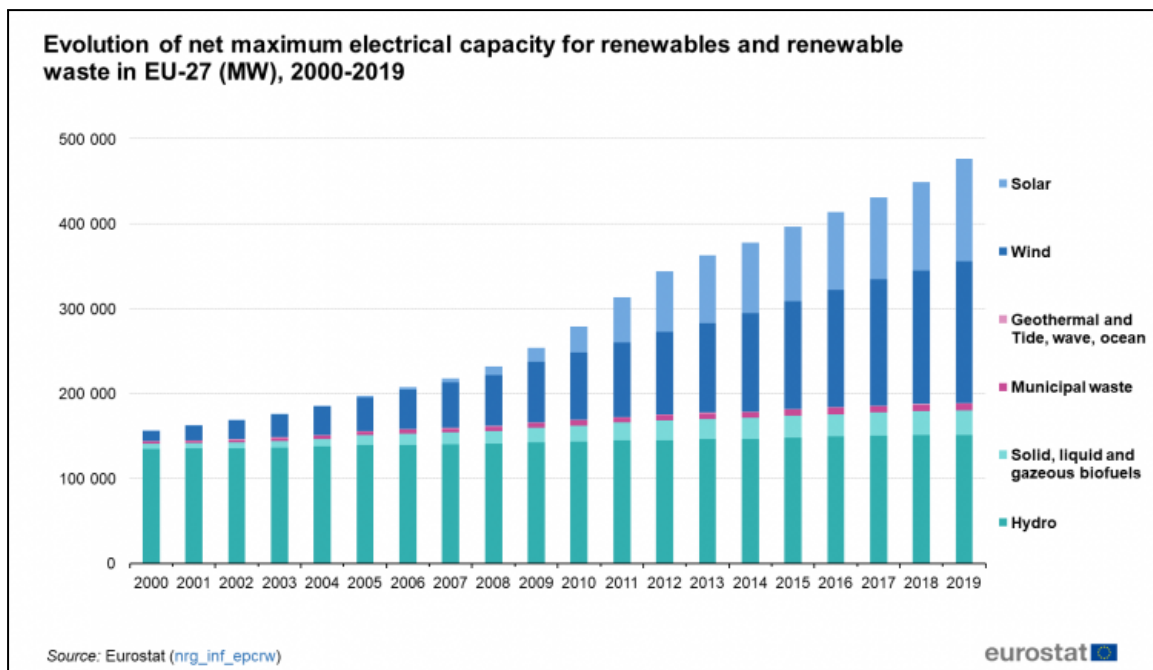


Fig 1.8: Evolución de la capacidad eléctrica neta de fuentes de energía renovables y residuos renovables en Europa. [6]

En la **Fig 1.8** se presenta como tanto la capacidad eléctrica de generación de energía mediante paneles solares como a través del viento ha aumentado a lo largo de la última década de forma notoria. Cosa que no ha sido igual para otras renovables como la hidráulica o la geotérmica.

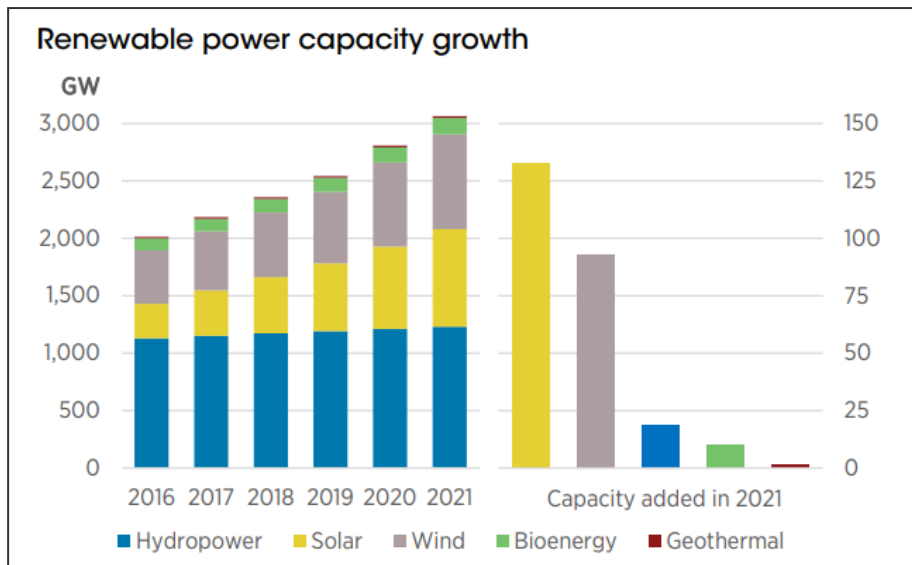


Fig 1.9: Crecimiento de la capacidad de fuentes de generación de energía renovable a nivel mundial. [7]

Se puede apreciar en la **Fig 1.9** como las energías renovables han ido año tras año aumentando su capacidad de producción, y más concretamente por la que más se está apostando en la última época es por la solar fotovoltaica como se observa en la gráfica de la izquierda. Aumentando hasta más de 125 GW en 2021. Pero falta por mostrar en qué países se están aumentando las capacidades mostradas.

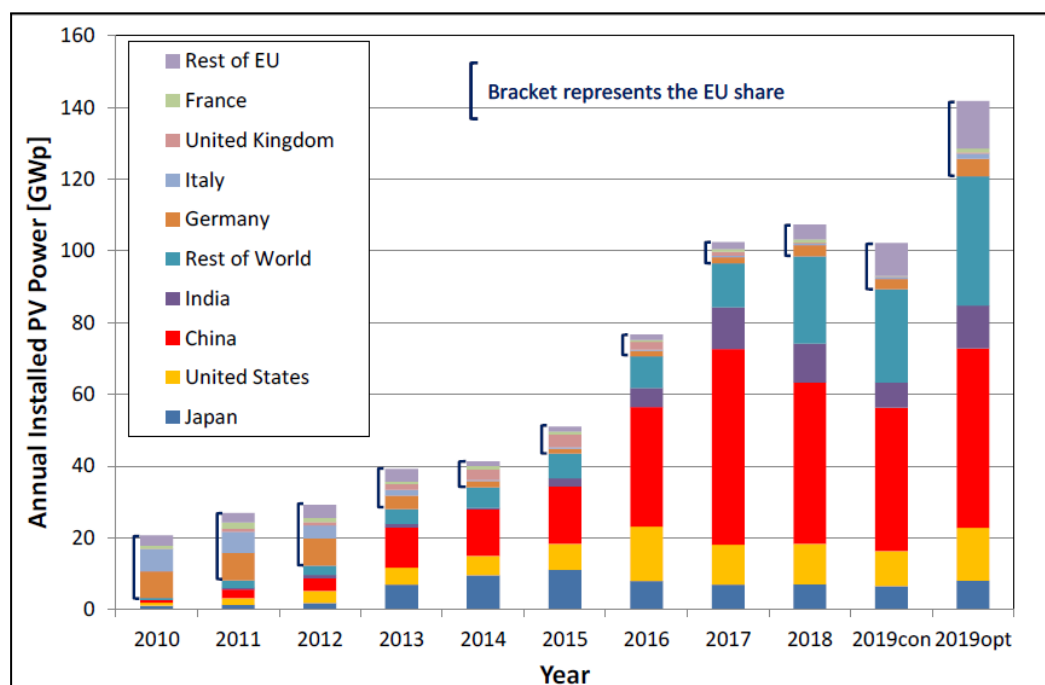


Fig 1.10: Crecimiento anual de instalaciones de PV Solar en diferentes mercados. [8]

En la **Fig 1.10** se pueden ver los países que año tras año aumentan más la capacidad de *PV Solar*. Siendo especialmente notorio el caso de China, ya que este país es líder indiscutible en la instalación de nuevas plantas de generación de energía a través de paneles solares. Como se ve el resto de países o partes del mundo también crecen cada año pero de una forma menos notoria. Por todos los datos expuestos se puede asegurar que la evolución de este mercado será creciente durante los próximos años.

Para terminar con este apartado introductorio se plantea el panorama español:

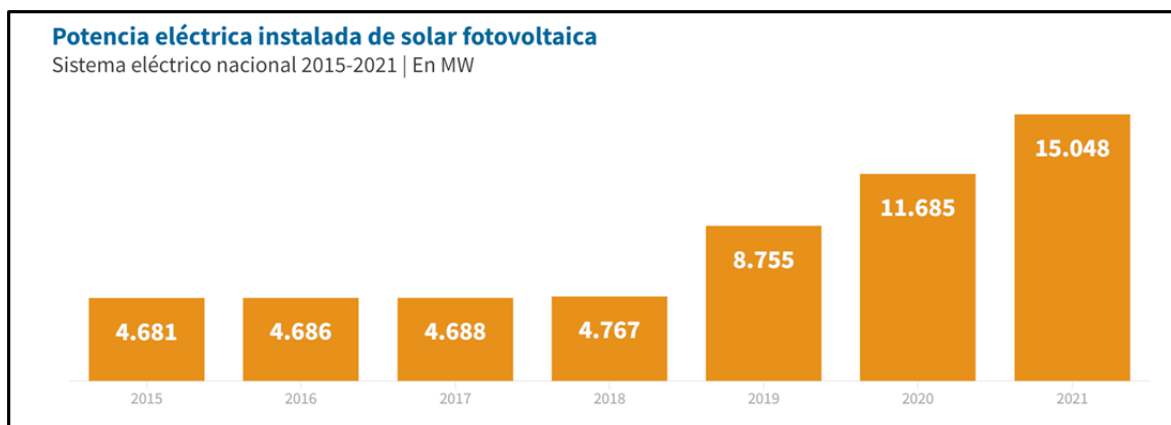


Fig 1.11: Aumento de la capacidad de producción en paneles solares en España. [9]

Por lo que se puede ver en el gráfico de barras **Fig 1.11**, la instalación de generadores a partir de energía solar fotovoltaica en España, solo ha hecho que aumentar en los últimos años. Por lo tanto, el mercado está en auge.

Después según el informe de 2021 de la UNEF (Unión Española Fotovoltaica)[10]:

Tabla 1. Número y potencia instalada de plantas FV en suelo por CCAA

LOCALIZACION	PRETOR		
	Nº Instalaciones en funcionamiento	Potencia instalada en funcionamiento (MW)	% Potencia Instalada en funcionamiento
Andalucía	8.063	2.546	22%
Aragón	1.902	1.111	10%
Asturias	82	1	0%
Baleares	879	104	1%
Canarias	1.525	168	1%
Cantabria	174	3	0%
Castilla La Mancha	11.659	1.925	17%
Castilla y León	5.597	833	7%
Cataluña	3.652	283	2%
Comunidad Valenciana	5.637	365	3%
Extremadura	4.234	2.483	22%
Galicia	703	18	0%
La Rioja	585	99	1%
Madrid	1.703	64	1%
Melilla	2	0	0%
Murcia	5.213	1.272	11%
Navarra	9.068	163	1%
País Vasco	1.603	50	0%
	62.281	11.488	100%

Fig 1.12: Potencia instalada por CCAA en España. [10]

Como se observa en la tabla adjunta (**Fig 1.12**), el número total de instalaciones en España asciende hasta 62.281. A su vez se ve como la potencia total instalada es de 11.488 MW. Datos muy esclarecedores de cómo se está apostando a nivel español por la generación a través de paneles solares. Para terminar se menciona en última instancia que España posee la instalación más grande a nivel Europeo en producción de energía eléctrica. Esta planta se llama “*Nuñez de Balboa*” situada en Badajoz y como propietario de esta se encuentra la empresa Iberdrola. Para más información [11].

2. Energía solar fotovoltaica ventajas e inconvenientes

A lo largo del primer punto de este proyecto se ha mostrado a través de todas las evidencias explicadas como el método de producción de energía solar fotovoltaico es el que más auge está teniendo en cuanto a capacidad de producción instalada en todo el mundo. Pero que sea el preferido para su instalación no quiere expresar que sea el mejor y que no tenga fallos y posibles mejoras. En este apartado abordaré las ventajas y los inconvenientes de esta tecnología tan utilizada.

2.1. Ventajas

- Es una energía limpia y por tanto mediante su uso se evita y se reduce la huella de carbono, debido principalmente a que no genera gases de efecto invernadero ni contamina durante su uso.
- A diferencia de los demás métodos de energía renovable, la energía solar también puede utilizarse de manera directa y sencilla para calentar.
- El único requisito para una instalación es un lugar que esté expuesto al sol, no como otras fuentes de energía renovables que son necesarias otras características mucho más específicas y más complicadas que está. Por ejemplo, la hidráulica necesita unas condiciones muy específicas en cuanto a la cantidad de caudal necesario, volúmenes de almacenamiento de agua gigantes y una infraestructura que requiere por lo general una inversión mucho más alta y no con disponibilidad para todo el mundo. Por otro lado, para la energía eólica es necesario la búsqueda de ubicaciones estratégicas donde el viento se dé con unas condiciones ideales de velocidad y con un flujo más o menos constante para hacer que sea rentable. Se ha querido poner de ejemplos estas dos tecnologías, ya que son las dos tecnologías de tipo renovable que son competidoras directas actualmente de la solar fotovoltaica.
- No está anclada a una dependencia de materias primas externas para su funcionamiento, siendo una energía muy económica comparado con otras renovables.
- La vida útil de los paneles fotovoltaicos es muy elevada pudiendo llegar a los 40 años, aunque se debe mencionar que los fabricantes usualmente establecen la vida útil en torno a 25 años.
- Eliminación de la dependencia entre países por motivos de obtención energía, disminuyendo con esto las tiranteces y las posibles inestabilidades entre gobiernos

que se puedan llegar a dar debidos a la energía. Concluyendo con un estado social más seguro y estable.

- Aproximadamente el 85% de los materiales que forman un panel fotovoltaico se pueden reciclar. Entre ellos aluminio, silicio y cobre.
- No producen ruidos molestos que puedan afectar tanto a las personas como a la fauna.

2.2. Inconvenientes

- La eficiencia que posee actualmente es de un 23%, lo cual hace que se pierda mucha energía que podría ser utilizada.
- Su rentabilidad se obtiene en un horizonte temporal elevado, siendo este entre 5 - 8 años. Esto es debido a la inversión inicial que es necesario llevar a cabo.
- El área que ocupan estas instalaciones es bastante grande, ya que se pretende sacar la máxima rentabilidad posible desembocando también en una alta cantidad de energía producida, por lo tanto, se deben desplegar en grandes áreas. Este inconveniente va directamente ligado a la eficiencia de los propios paneles solares.
- La energía solar al igual que las demás energías renovables no es constante, ya que fluctúa debido a la incidencia del sol. Estas horas de sol varían dependiendo de las estaciones, ubicación y cómo no, por la noche no está disponible. Además de que las grandes cantidades de energía con las que se trabaja y se produce, hace que sea imposible actualmente almacenar cuando esta no se necesita suministrar al instante.
- Esta energía no produce gases de efecto invernadero ni desechos durante su uso, pero sin embargo si lo hace durante su fabricación.
- Otra desventaja es que la eficiencia de los paneles solares puede disminuir por diversos factores como son condiciones atmosféricas las cuales producen sombras, y por ende menos intensidad de radiación solar, nubes, niebla, nieve, hielo, granizo, polvo, arena, flora depositada en los paneles, desechos de animales voladores e incluso polución. En esta desventaja es donde se centra este proyecto.

2.3. Análisis de los inconvenientes y sus posibles soluciones

Como se puede observar la tecnología de generación de energía eléctrica a través de paneles fotovoltaicos tiene varios inconvenientes, los cuales serán tratados a continuación para ver cómo se están intentando resolver o minimizar en la actualidad. Antes me gustaría resaltar que las ventajas son más numerosas que los inconvenientes que se muestran, teniendo mucho mayor peso los primeros y constituyendo posiblemente esta tecnología en una de las principales fuentes de energía del futuro.

También se debe hacer un ejercicio de evaluación de ventajas e inconvenientes de las tecnologías empleadas, ponerlos sobre una balanza y llegar a la conclusión de si es buena opción o no. Sabiendo de antemano que la tecnología ideal no existe.

Eficiencia: El problema con la eficiencia tiene que ver con la cantidad de luz que se puede llegar transformar en electricidad útil dentro de las actuales células solares de silicio, relacionado principalmente con los materiales que se emplean en la construcción de las mismas y sus uniones. Siendo la energía sobrante destinada usualmente a elevar la temperatura de los paneles. Esto se conoce como límite de Shockley-Queisser (1). Actualmente la eficiencia puede llegar a hasta el 29%, con paneles muy caros y en condiciones específicas, pero alrededor del mundo se están estudiando nuevas formas para aumentar la eficiencia de los paneles solares. Entre las principales investigaciones que se pueden encontrar está la realizada por el MIT [12], donde afirman que lo pueden elevar hasta un 35% en condiciones de uso comercial y no en laboratorios. Por lo tanto, poco a poco con nuevas investigaciones y nuevos materiales se podrá ir aumentando esta eficiencia y por ende producir más electricidad con este tipo energía.

Rentabilidad a largo plazo: El precio de los paneles solares ha disminuido notoriamente en los últimos años consecuencia de varias cosas como mejora de la tecnología y por tanto también eficiencia en los métodos de fabricación, además de que la demanda también ha aumentado de manera muy significativa haciendo que el precio de la instalación de las placas solares también disminuya. Por lo tanto, con la disminución en los precios de la instalación, la rentabilidad se podrá llevar a cabo en un plazo más corto, siendo también más asequible para un mayor número de personas.

Además de que si la eficiencia de los paneles aumenta, sin que su precio se dispare, cosa que sería plausible si la demanda sigue siendo muy elevada y los productores invierten en

crear más unidades disponibles en el mercado, se podrán obtener plantas solares con mayor capacidad de producción de electricidad y el periodo de retorno será más bajo.

Otra forma de disminuir el plazo de retorno es recortar en gastos de la instalación. En las nuevas instalaciones solares como forma de reducir gastos, están empezando a disminuir la necesidad de allanar el terreno donde se colocan los paneles solares. Es decir la tendencia es limpiar únicamente el terreno de vegetación o de accidentes geográficos incómodos para este tipo de instalaciones, lo que desemboca en un ahorro, ya que una partida de gran peso es esa acción de limpieza más el allanamiento del terreno para después colocar los paneles solares.

Área de la instalación fotovoltaica: En cuanto a este inconveniente *no es posible reducir de forma significativa el área que ocupan este tipo de instalaciones*, es algo intrínseco a la propia tecnología y más cuando se pretenden obtener altos niveles de producción. Sin embargo, como se ha mencionado en puntos anteriores si se mejora la eficiencia también se podría disminuir el área de estas instalaciones, debido a que a un mismo número de paneles solares se tendrá más producción eléctrica y en muchos casos con una eficiencia mayor se preferiría ocupar menor espacio consiguiendo grandes niveles de producción. Por otro lado, la tendencia actual también se mueve hacia la instalación de *Huertas Solares (2)* haciendo que por lo tanto pequeñas instalaciones repartidas por un país, sin que estas estén en un mismo conjunto o en un mismo lugar geográfico, ocupen espacios inmensos de terreno. Generando o aportando una gran parte de la energía que se necesita.

Contaminación en su fabricación y post-tratamiento cuando se acaba su vida útil: El principal problema que se produce en la fabricación de paneles fotovoltaicos es que es necesario un gasto energético, el cual produce NO_x , CO_2 y SO_2 , los cuales son altamente contaminantes. Esto es debido a que para llevar a cabo la fabricación sí que se emplean tecnologías contaminantes. Sin embargo, se debe tener en cuenta que esta contaminación es mínima comparada con la dada por tecnologías más convencionales como el petróleo o el carbón, teniendo en cuenta el cómputo global que se establece cuando la tecnología comienza a generar energía. La energía producida a partir de plantas solares fotovoltaicas contamina mucho menos cada kW producido que si se generase con otro tipo de tecnología convencional. Después como ya se ha nombrado cuando la vida útil de un panel solar acaba se puede reciclar en torno al 85% de los materiales que forman parte de las placas fotovoltaicas, siendo los principales materiales reciclados Silicio, Aluminio y en menor parte Cobre, Plata, Polímeros y Hierro. Siendo los materiales contaminantes el *teluro de cadmio*

(3) o incluso el óxido de silicio (4), para evitar que esta contaminación sea menor, estos materiales son extraídos para después ser tratados mediante procesos adecuados que garanticen su inocuidad.

Reducción de la eficiencia de los paneles solares debido a diversos factores del entorno: Este es el objetivo central del Proyecto. Donde debido a diversos factores entre los que destacan polvo, polen, fauna, flora, contaminación, lluvia, nieve, granizo y tormentas de arena los paneles solares pueden descender su eficiencia desde un 5% hasta un 15% en España.

3. Causas de la reducción de la eficiencia de los paneles solares durante su vida útil

Una vez que se ha expresado el nivel de importancia que tienen los paneles solares en el presente y en el futuro de la obtención de energía, este proyecto se centrará en la suciedad que se puede acumular en ellos y por ende disminuir la eficiencia de estos. Para poder desarrollar el proyecto es necesario conocer por qué se forma esta suciedad y qué factores son los principales.

Es conocido por diversos estudios sobre el tema que las pérdidas por suciedad en paneles fotovoltaicos pueden llegar a rondar desde un 5% de pérdidas anuales en aquellas ubicaciones con un clima con lluvias moderadas, climas templados y poca o nula polución y hasta un 40% anual en aquellos lugares donde el clima se presenta seco, árido o desértico. Estos datos se pueden corroborar en las fuentes [13] y [14].

3.1. Principales causas que provocan suciedad en los paneles solares

Partículas en suspensión por el aire

Se denominan como partículas en el aire aquellas que tienen un tamaño reducido que su origen puede proceder de varios ámbitos como natural o antropogénico destacando la polución.

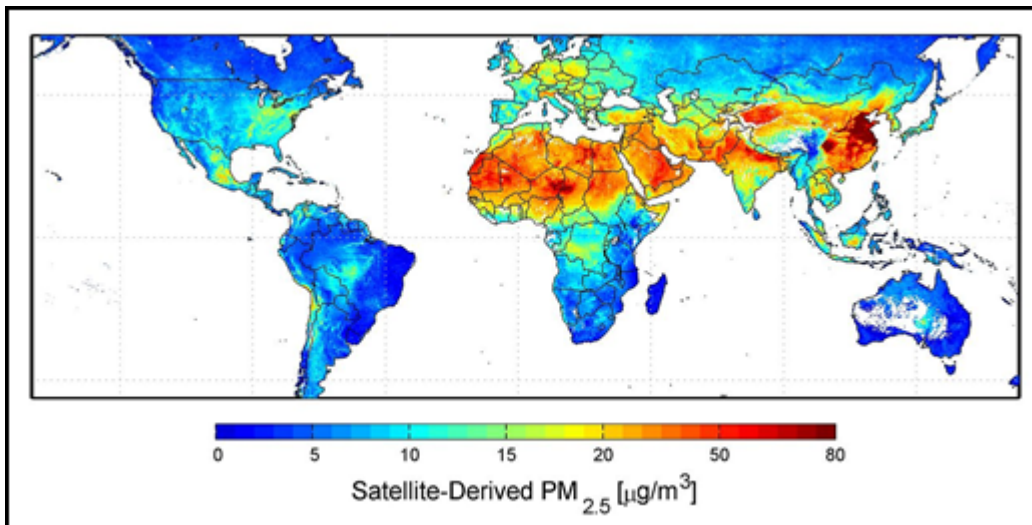


Fig 3.1: Distribución de partículas a nivel mundial con el tamaño indicado en el eje de abscisas entre 2001-2006. [15]

En el gráfico PM significa “materia en partículas”. Como se observa en la **Fig 3.1** la cantidad de partículas de dimensiones pequeñas que existen en el aire es considerable, y varía dependiendo de las regiones, además de que en los últimos años ha seguido aumentando.

Una vez que se conoce la existencia de estas partículas es necesario conocer cómo pueden depositarse en los paneles solares. Conocer todos los factores que intervienen en este proceso de deposición es muy complejo, ya que pueden existir multitud de factores puntuales que no se pueden conocer de una manera cierta. Sin embargo, si se conocen los principales mecanismos más usuales por los que este fenómeno sucede no solo en su deposición, sino que también en su desprendimiento de las placas solares. Estos mecanismos se explicarán en una tabla resumen para hacerlo mucho más legible.

<i>Tipos de mecanismos que favorecen la aparición de suciedad</i>		
Deposición	Por gravedad	Es el factor mayoritario, ya que debido a la acción de la gravedad las partículas se depositan en las placas.
	Por difusión	Es un factor menor, pero debido a la acción del viento permite la deposición de las partículas en las placas solares.
	Fuerza Electro-Estática	Es un factor que también se debe contemplar, ya que se produce un efecto conocido como doble superficie de carga, que hace que las partículas permanezcan adheridas
Desprendimiento	Por viento	El propio viento puede llegar a desprender las partículas, de la misma forma que las depósito.
	Por lluvia	Depende mucho este factor de la inclinación del panel fotovoltaico y de la cantidad de agua, pero normalmente elimina parte de las partículas que se depositan. A no ser que la propia lluvia tenga partículas diluidas y las deposite con el secado del agua sobre la superficie.
	Por gravedad	De igual forma que los otros dos factores por propia gravedad se pueden eliminar del panel, también depende mucho de la inclinación y naturaleza de la partícula.

Tabla 3.1: Mecanismos que favorecen la Deposición y Desprendimiento de partículas en superficies. ***Realización propia***

Lluvia:

Es uno de los efectos que más interviene en el estado de suciedad de los paneles fotovoltaicos, ya que puede tanto ensuciar como limpiar, por eso es necesario saber cómo actúa el agua en estas situaciones. Para ver cómo influye este factor se ha recurrido a ensayos como el que se muestra a continuación realizado en Málaga (España).

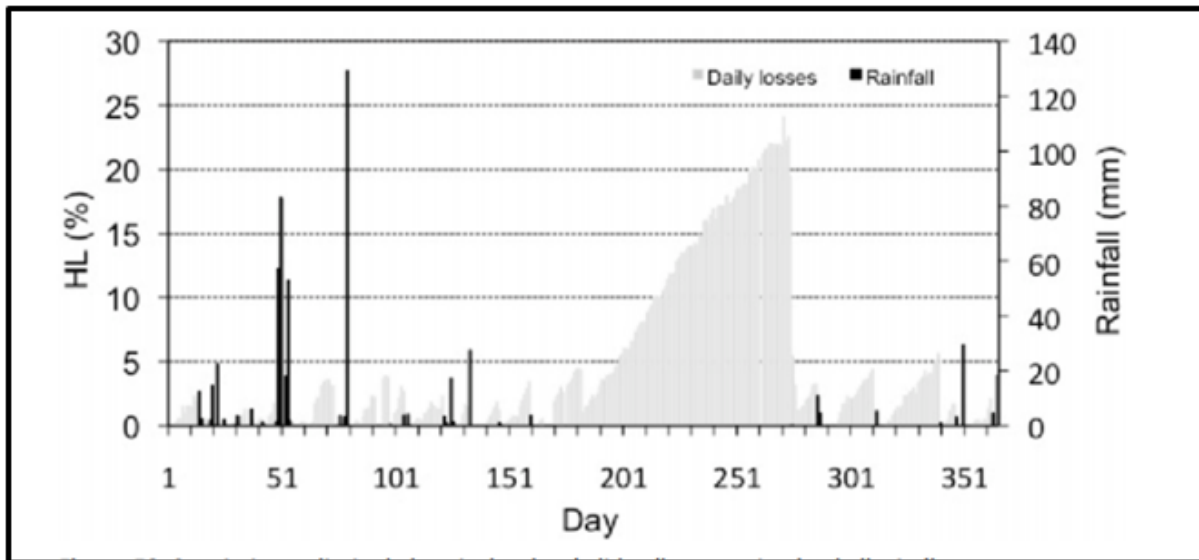


Fig 3.2: Gráfico que muestra los niveles de suciedad cuando ocurren precipitaciones en las distintas épocas del año ejecutado en Málaga (España). [16]

Se puede observar que hasta con ligeras lluvias se limpian prácticamente en su totalidad los paneles fotovoltaicos, sin tener indicios de suciedad (*Daily Losses*). Por el contrario, también se puede observar que en los meses de sequía veraniega el nivel de suciedad aumenta dramáticamente como consecuencia de que no existen precipitaciones llegando al punto de tener unas pérdidas aproximadas del 25 %, disminuyendo eso sí tras el comienzo de nuevo de la época de lluvias. Concluyendo con la apreciación de que el rendimiento fue disminuido drásticamente durante aproximadamente tres meses por culpa de la suciedad y falta de precipitaciones.

Pero aquí también hay que destacar que en el artículo se nombra que la inclinación del panel es del 30°, el cual es bastante elevado y favorece que la suciedad no se acumule y aun así como se observa acaba por existir suciedad que empeora gravemente la eficiencia. Si el estudio se hubiera hecho con inclinaciones más pequeñas de 10° o 20° la capacidad del agua de eliminar suciedad sería menor. Para corroborarlo se muestra a continuación la siguiente gráfica:

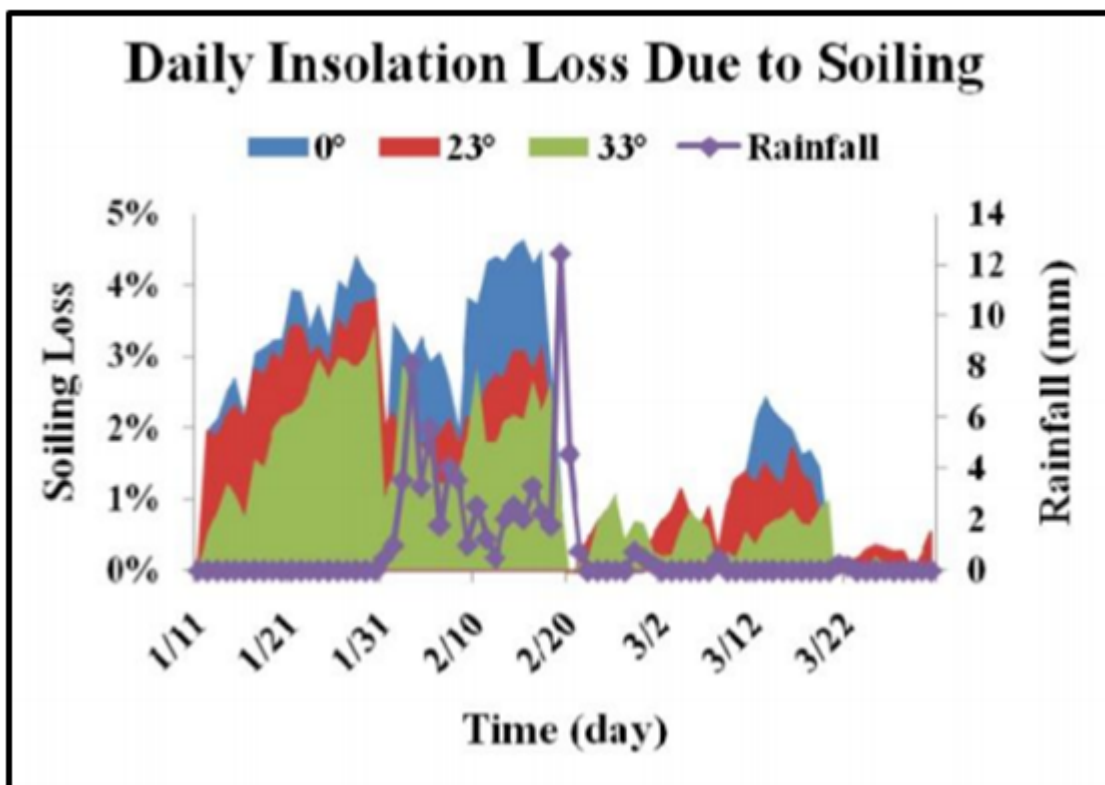


Fig 3.3: Gráfico que muestra los niveles de suciedad cuando ocurren precipitaciones en los tres primeros meses del año en Mesa (Arizona). [17]

En este caso planteado la ubicación es Mesa (Arizona), muy cerca del desierto de Sonora, donde es habitual que la lluvia pueda contener polvo o arrastre el mismo. Se puede apreciar en la **Fig. 3.3** como cuando se producen lluvias, los paneles solares mantienen e incluso aumenta la suciedad, esta vez nombrado como “Soiling Loss” al porcentaje de suciedad. En este caso si se han tenido en cuenta las inclinaciones de los paneles como se observa con diversos colores en la gráfica, siendo los paneles con una inclinación de 0° los que más suciedad acumulan, concordando con lo explicado anteriormente debido al efecto de la gravedad. Después también existen inclinaciones del 23° y 33°. Como se ve en la **Fig 3.3** a pesar de que en el segundo mes del año (2/10) han existido lluvias, las pérdidas que la suciedad produce sobre los paneles solares no disminuyen, incluso en ciertos momentos provocó que el porcentaje de suciedad aumentará. A su vez también se puede ver como cuando surge una gran lluvia la mayoría de la suciedad se elimina, pero solo cuando estas se producen; por el contrario si son lluvias ligeras o poco abundantes no producen una limpieza de los paneles solares. El estudio concluye con que la suciedad depende de diversos factores entre los que destacan la inclinación de los paneles fotovoltaicos y el entorno donde se establezcan. Recomienda que se haga una monitorización de estos

aspectos para ver qué elementos son lo que más influyen en cada zona y así poder aplicar una estrategia para la eliminación de la suciedad.

Humedad relativa y rocío:

Este aspecto tiene un efecto menor ya que los pocos experimentos que se han hechos no han podido demostrar una correlación, por lo tanto, o el efecto es mínimo o su efecto es enmascarado por otros o no existe una correlación directa. A continuación, se mostrará un gráfico de lo expresado.

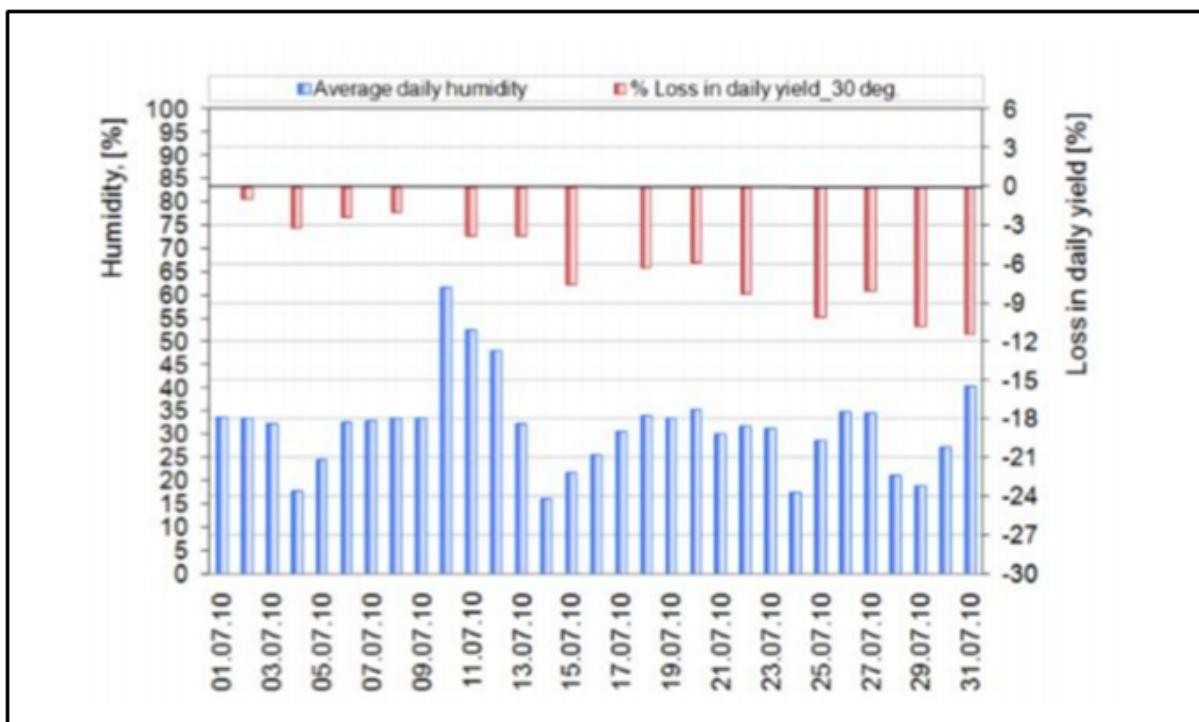


Fig 3.4: Comparación entre las pérdidas producidas por suciedad y el porcentaje de humedad realizado en Kuwait. [18]

Tal y como se muestra en la **Fig.3.4** parece no existir una correlación directa o su efecto es tan bajo que es prácticamente despreciable.

Viento y Tormentas de Arena:

Este es otro de los factores determinantes en el estudio de la suciedad que se produce en los paneles solares y por tanto que reduce la superficie irradiada y como consecuencia de todo ello el descenso en el rendimiento de los paneles fotovoltaicos. Para comenzar se ha decidido mostrar el resultado de este factor tan relevante, para poner de manifiesto su incidencia.



Fig 3.5: (a) y (b). Resultado de tormentas de arena sobre los paneles solares . [19]

Como se observa en la **Fig 3.5** el efecto, que produce el viento y en estos casos más concretamente las tormentas de arena, es claramente perjudicial.

En primer lugar se abordará el papel del viento en las deposiciones de partículas y por ende la suciedad. Par ello se ha recurrido a investigaciones en el campo, donde algunos de los resultados son los siguientes:

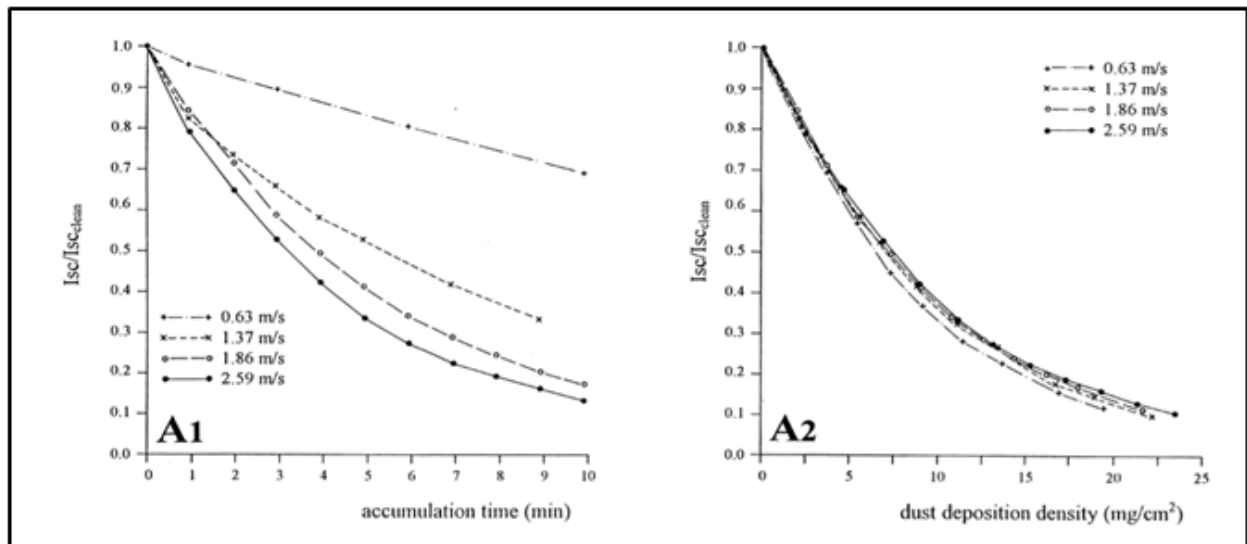


Fig 3.6: Desarrollo de la corriente de cortocircuito normalizada (I_{sc} o I_{cc}) (5) de una célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]

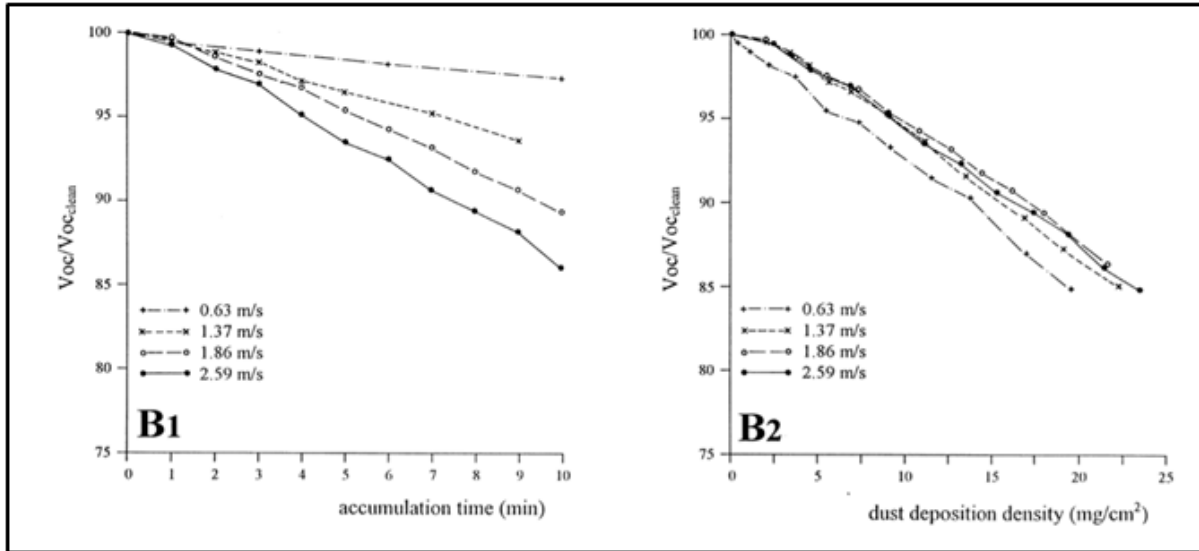


Fig 3.7: Desarrollo de la tensión de circuito abierto normalizada (Voc) (6) de una célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]

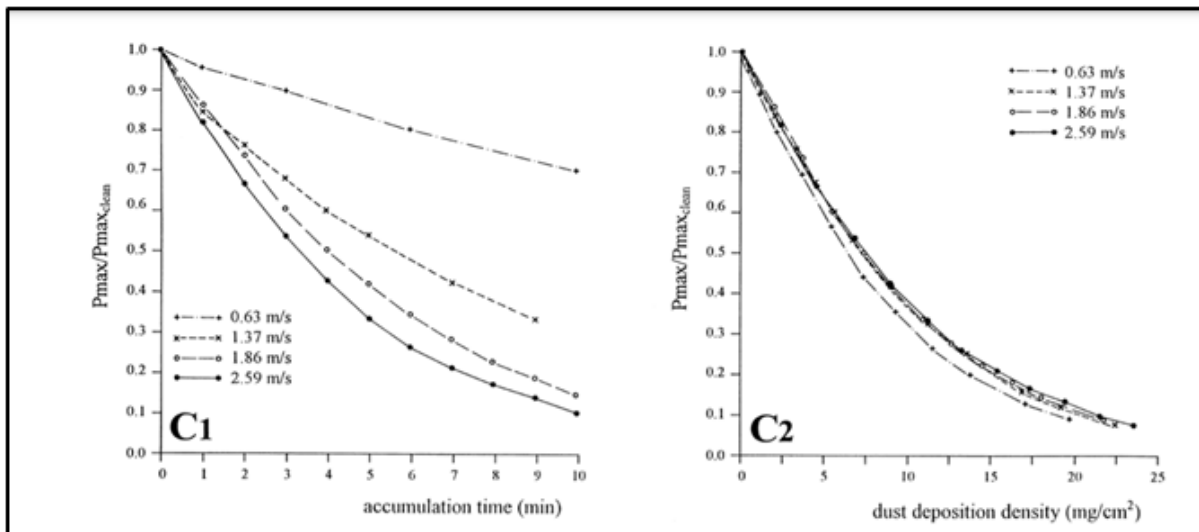


Fig 3.8: Desarrollo de la potencia máxima normalizada (P) de una célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]

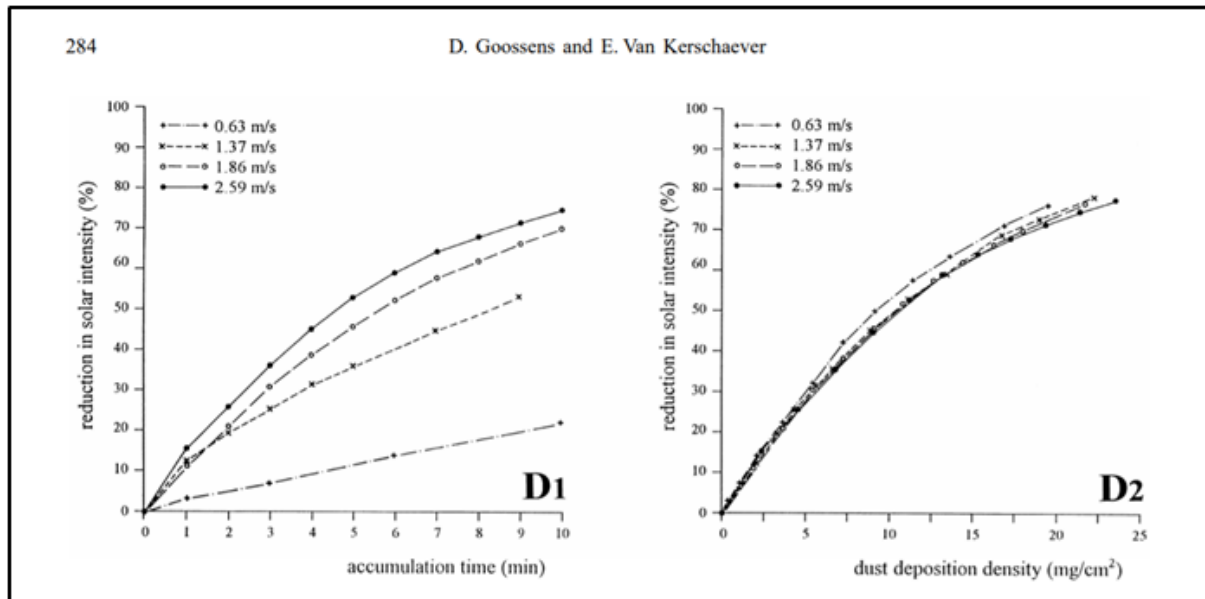


Fig 3.9: Desarrollo de la reducción de la intensidad luminosa que alcanza a la célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]

En las figuras **Fig 3.6**, **Fig 3.7**, **Fig 3.8** y **Fig 3.9** se representan en abscisas sobre dos sucesos. Primero en abscisas se representa el tiempo de acumulación del polvo en la parte izquierda de cada figura y en un segundo lugar (Derecha) el peso de la arena depositada en miligramos por centímetro cuadrado, es decir en mg/cm^2 . Mientras que en ordenadas se muestra un coeficiente de la magnitud que se está evaluando. Por ejemplo en el primer caso es un coeficiente que define si la intensidad medida en los bornes del panel solar es igual o menor a la intensidad de cortocircuito o I_{sc} con el panel solar limpio. Donde el valor de “1” define la situación donde la intensidad medida corresponde con el mismo valor de I_{sc} y por lo tanto su máximo valor.

Para las magnitudes de I_{sc} , V_{oc} y P se observa como en las gráficas de la derecha todas disminuyen sus valores cuando el viento deposita partículas de diferentes densidades en su superficie. Todo ello a pesar de que se realice dicho experimento con diferentes velocidades de viento, mostrando que da igual la velocidad de viento en cuanto a pérdidas de los valores de interés, ya que para distintas velocidades y con distintas densidades de polvo el panel solar se ensucia y pierde rendimiento.

Por otro lado, en las gráficas de la izquierda se puede concluir que con distintas velocidades de viento, son los vientos con mayor velocidad los que provocan mayores pérdidas, ya que su tiempo de deposición es menos elevado. Es decir, la densidad de la arena junto con la

velocidad influyen como se muestra en este segundo caso. Esto se explica, debido a que vientos con mayores velocidades transportan partículas también más densas y por tanto que pueden cubrir más superficie.

Después en la cuarta gráfica, **Fig 3.9**, se puede ver como varía la radiación solar en los paneles en función del tiempo de duración y la densidad del grano de arena, para distintas velocidades. Observándose esta vez en la gráfica de la izquierda que a mayor velocidad y con un mismo tiempo de duración, mayores velocidades opacan más la intensidad solar que velocidades pequeñas. Por otro lado, en la gráfica de la derecha se aprecia cómo de nuevo con velocidades más bajas y a mismas densidades de grano se opaca más la irradiación solar.

Esto puede conducir a una contradicción por el lector, ya que en un caso se especifica que a mayores velocidades menos eficiencia y en otro caso que con menores velocidades se pierde más eficiencia.

La clave reside en lo que el autor de [20] destaca, y es que la velocidad del viento interviene y varía el proceso natural de deposición de la arena sobre las superficies. Hay que tener claro en las figuras de la derecha que se está estudiando una situación en la que las células fotovoltaicas están contaminadas con la misma cantidad de polvo, pero a diferentes velocidades del viento. Siendo esta velocidad decisiva en cuanto a la creación de capas de arena sobre superficies, y a pesar de tener la misma cantidad de arena como se muestra en la **Fig 3.9** (derecha) la distribución de esta es mejor para la pérdida de eficiencia en las placas solares con menores velocidades, es decir se distribuyen mejor con menores velocidades y ocupan por ende más espacio.

Sin embargo no se dice en este punto cuánto tiempo tardan en formar esas capas, es aquí donde está la clave. El efecto aerodinámico del viento más rápido es más perjudicial para la eficiencia, ya que forma la primera capa sobre el panel más rápido que en el caso de menor velocidad. A pesar de que con menores velocidades y mayor densidad de granos se disminuye la eficiencia más que con altas velocidades de viento para una misma densidad de grano, pero este tarda mucho más en producir dicha primera capa.

Resumiendo el autor recalca en las conclusiones que las primeras capas de formación son las que provocan mayores pérdidas para los paneles solares, por lo tanto, entre los dos efectos (Velocidad del viento y densidad del grano de arena) es más perjudicial la velocidad alta ya que esta conduce a que se forme de manera rápida una primera capa donde provoque los descensos en la eficiencia de los paneles solares. Sin descartar que con

duraciones elevadas y vientos no tan rápidos también se producen pérdidas reseñables. No hay que olvidar que este experimento fue realizado en un túnel de viento con velocidades constantes y densidades de grano de arena diferentes, en la realidad se puede y se da una mezcla de todo ello variando los resultados mostrados, Sin embargo nos da una idea de como el viento y las partículas interactúan provocando descensos de eficiencia.

Concluyendo en que la aparición de viento en plantas solares acompañado por concentración de arena, y de forma similar aunque con otro grado de sedimentación por otras sustancias como polen o contaminación ambiental, es perjudicial para el correcto funcionamiento y aprovechamiento de los paneles solares.

A continuación, se muestra el grado de incidencia de las tormentas de arena:

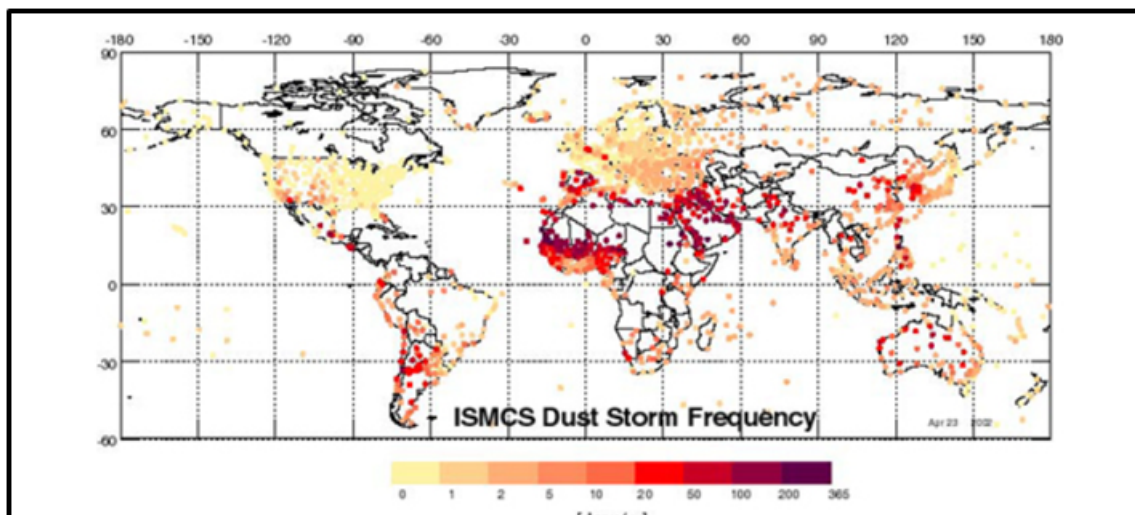


Fig 3.10: Mapamundi con la frecuencia de desarrollo de tormentas de arena. [30]

Únicamente destacar que los datos que se muestran en la **Fig 3.10** son del 2004 y pueden ser en algunos casos erróneos como consecuencia de la difícil medida de este tipo de fenómenos, ya que se suelen obtener por vía satélite y en ocasiones los errores pueden producirse en cuanto a la ubicación exacta de la incidencia de estos fenómenos. Esta explicación se da en el mismo artículo donde fue extraída la imagen de la **Fig 3.10**.

Inclinación del panel:

Este factor junto con la lluvia y el viento, son los que condicionan la mayor parte de la suciedad que un panel fotovoltaico puede acumularse. Su evidencia es clara, a mayor inclinación del panel fotovoltaico la gravedad y la propia agua de lluvia contribuyen a la eliminación parcial de la suciedad que se pueda llegar a depositar. Sin embargo, este factor depende de la ubicación (*Latitud y Altitud*) donde se lleve a cabo la instalación de paneles solares, ya que con la variación de este parámetro se consigue una mayor radiación de luz solar sobre los paneles y por tanto mayor producción de energía. Aparte de que también está relacionado con las horas del día y por tanto muy dependiente de cada instalación. No pudiendo ser modificado en función de parámetros que afectan a la suciedad para mantener limpios los mismos paneles, ya que sería contraproducente. Por lo tanto, es necesario tenerlo muy presente para evitar pérdidas por suciedad y desarrollar un sistema adecuado para cada situación. Para avalar la explicación realizada se muestran los siguientes resultados:

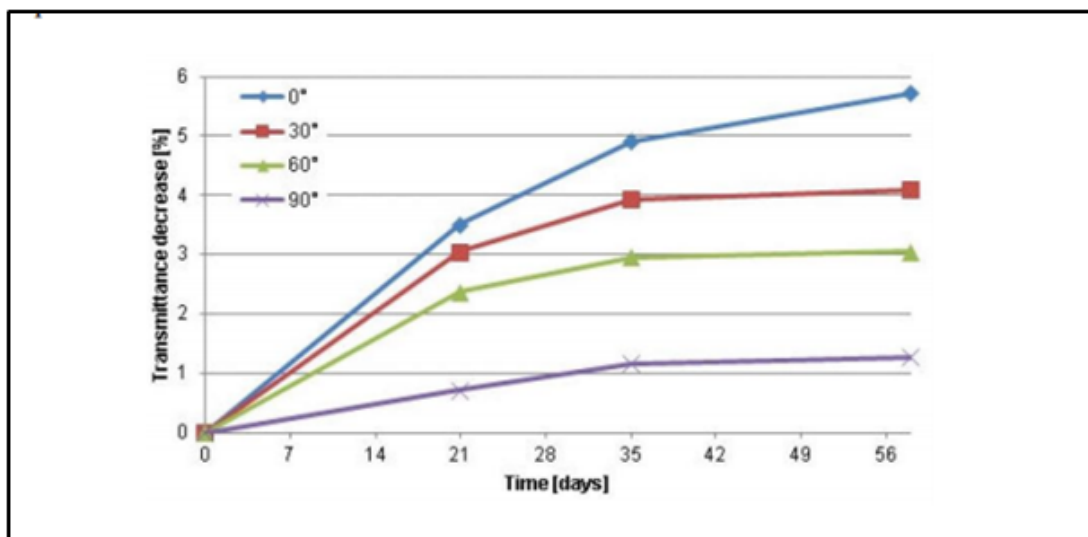


Fig 3.11: Porcentaje de pérdida de transmisión de luz por suciedad para varias inclinaciones de paneles solares sin considerar el efecto de la lluvia durante 56 días. [22]

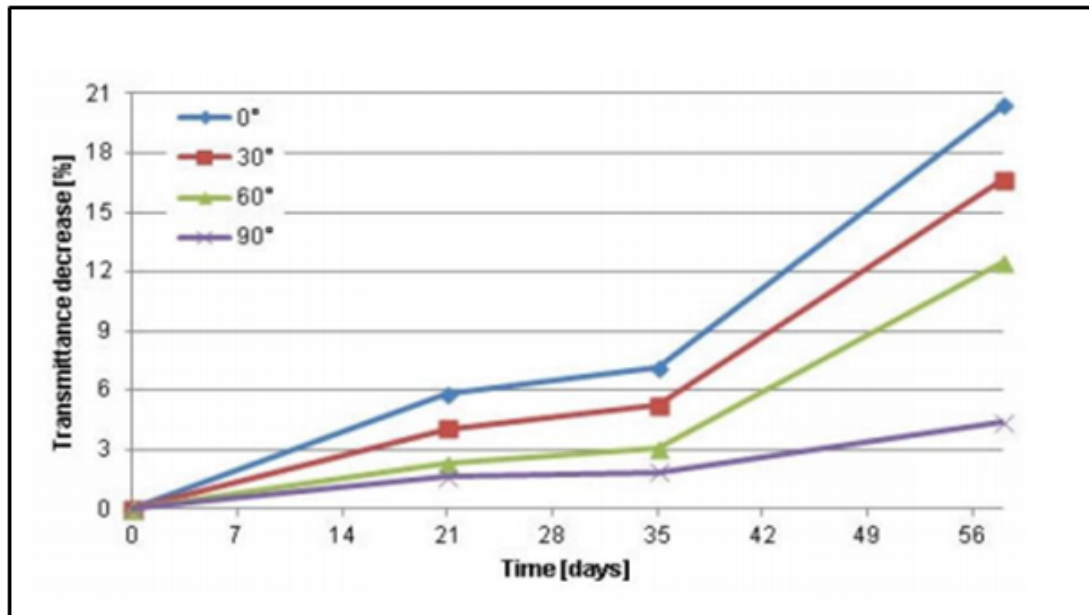


Fig 3.12: Porcentaje de pérdida de transmisión de luz por suciedad para varias inclinaciones de paneles solares con la consideración del efecto de la lluvia y durante 56 días. [22]

Como se observa de forma clara la inclinación de los paneles fotovoltaicos es determinante en cuanto a la acumulación de suciedad sobre ellos, siendo los paneles con mayores inclinaciones los que menor porcentaje de pérdidas presentan. Después también se observa en la figura **Fig 3.12** como el efecto del agua combinado con la inclinación de los paneles también es crítico, debido a que una mayor inclinación favorece la caída de agua por los paneles llevando con ella parte de la suciedad acumulada. Por último, destacar tal y como presentan los autores en su investigación es que parte de la subida en el porcentaje de pérdidas de transmisión en los paneles solares entre los días 35 y 56 (**Fig 3.12**), también está relacionada con la aparición de una concentración alta de polen, constituyendo por tanto otro factor que hay que tener presente en este proyecto.

En otro estudio ya mencionado anteriormente se expone la siguiente gráfica:

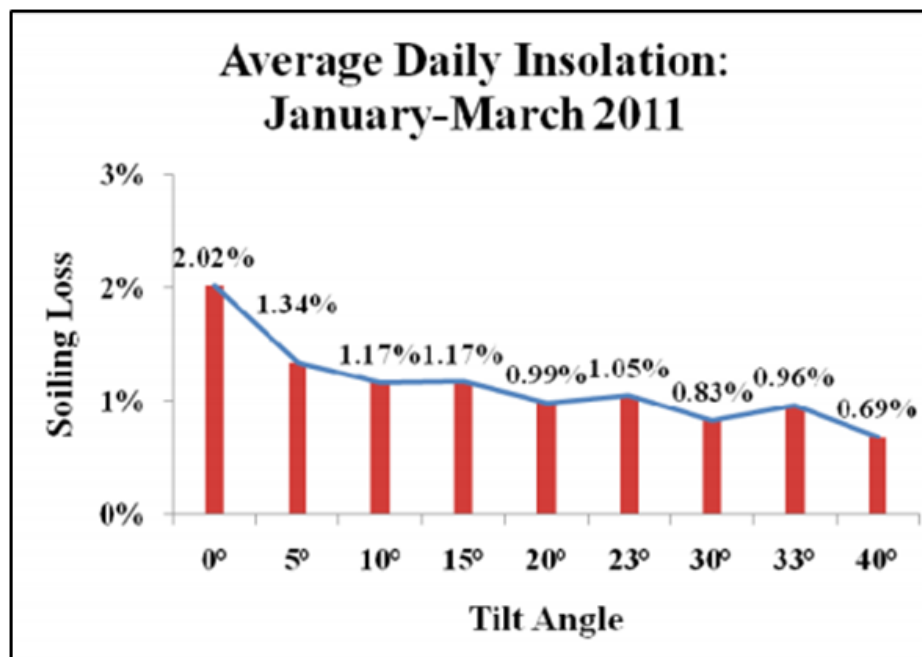


Fig 3.13: Porcentaje de pérdida por suciedad en función de los ángulos de inclinación de los paneles solares durante tres meses. [23]

En la **Fig 3.13** se puede ver como claramente también los paneles solares con mayor ángulo de inclinación producen menores pérdidas que otros con menor ángulo, volviendo afirmar lo comentado anteriormente. Dando por hecho que se producen pérdidas en todos ellos, sin excepción.

Salinidad:

Cuando existen instalaciones solares fotovoltaicas cerca de la costa, se debe tener en cuenta el efecto de la salinidad sobre dichas instalaciones. El motivo de porque esto se debe tener en cuenta es porque los ambientes salinos pueden provocar que la eficiencia disminuya como consecuencia de la deposición en la superficie de agua con un cierto grado de salinidad y en ocasiones pudiendo formar corrosiones tanto en los paneles como en las estructuras que soportan a estos. El mecanismo de deposición es simple, dando lugar a la deposición cuando nieblas salinas o simplemente ambientes salinos se encuentran con este tipo de instalaciones y por el mero contacto y las diferentes de temperaturas la salinidad se puede llegar a acumular.

Para mostrar las pérdidas que se pueden llegar a dar en un panel solar expuesto a ambientes salinos se muestra la siguiente gráfica.



Fig 3.14: Resultado de la salinidad sobre placas solares. [24]

Para mostrar las pérdidas que se pueden llegar a dar en un panel solar expuesto a ambientes salinos se muestra la siguiente gráfica también:

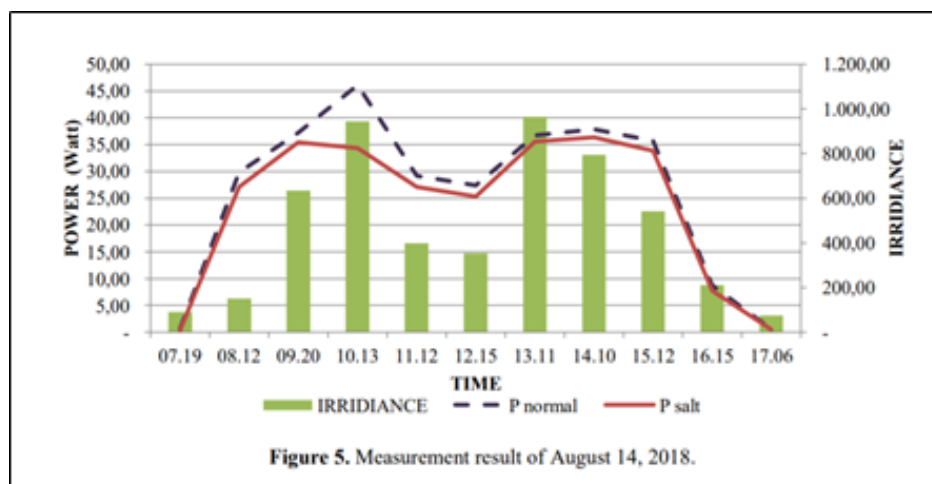


Fig 3.15: Resultados de la potencia obtenida en un panel solar limpio y en uno con salinidad en su superficie durante un único día. [24]

Como se puede ver en la **Fig 3.15** el descenso en la potencia eléctrica producida es reseñable, a pesar de realizarse este estudio con los datos de un único día. El estudio completo únicamente abarca 3 días de toma de datos, y con una salinidad provocada, es decir se vertía agua salada sobre los paneles, hecho que puede hacer dudar sobre si naturalmente con efectos atmosféricos sin presencia de agua salada y solo por ambientes salinos provocarían tanta variación. Por otro lado, este estudio se centraba más en la situación de aquellos paneles que forman parte de plantas fotovoltaicas flotantes, por lo

tanto, para su caso si es verídico. Se tomó este estudio como referencia consecuencia de que no hay muchos estudios sobre este impacto. En conclusión, la salinidad afecta a la potencia producida de los paneles fotovoltaicos y su incidencia depende de los ambientes muy cercanos a la costa y por extrapolación de los resultados mostrados en el estudio mencionado, a pesar de que utilizan un método que acumula mayor cantidad de sal, es más que probable que, aunque esto no se de en un periodo tan corto en climas costeros, si se podría llegar a producir en una extensión de tiempo suficiente. Con todo lo mostrado es más que probable que este efecto sea muy secundario, no siendo el problema más grave en cuanto a la limpieza de paneles solares.

Fauna y Flora:

Este es el último factor relevante en cuanto a la suciedad en paneles fotovoltaicos, ya que la actividad que realiza la fauna puede dificultar la radiación sobre los paneles como consecuencia de anidación o desechos que producen los mismos por lo tanto es un factor que se debe tener muy presente. En algunos casos los excrementos de ciertas aves pueden llegar a ser corrosivos y este factor unido al calor que desprenden las propias placas solares en su producción de energía hace que el efecto se empeore y no puedan eliminarse por sí solos con la presencia de precipitaciones o viento. En ciertos casos llegan incluso a dañar la integridad de los propios paneles y provocar puntos calientes (*Hot Spot*).

En cuanto a la existencia de flora cercana que puede influir en la pérdida de eficiencia de los paneles solares, si no existen arboledas cercanas de las que puedan caer hojas o incluso ramas, el riesgo es mínimo. Ya que la presencia de hojas normalmente posadas por el viento, es el mismo viento el que consigue eliminarlas del propio panel. Sin embargo, sí se debe tener en cuenta el papel del polen, ya que este si se puede depositar y generar pérdidas como ya se nombró en el artículo anteriormente nombrado [22]. Siendo este uno de los causantes de un déficit en la producción de energía del 13 %, para el caso mostrado.

Conclusión:

Existen diversos factores que provocan suciedad en una planta de paneles solares siendo los principales los mencionados, pero existiendo otros como la existencia de nieve, hielo, puntos calientes (*hot spots*), tamaño de la partículas que se depositan o transparencia de las mismas. Factores menos relevantes pero que se tendrán en cuenta a la hora de ejecutar el diseño del sistema. Concluyendo con que todos estos factores necesitan una

monitorización especializada y un actuador capaz de tramitar y resolver toda esta gama de incidencias.

4. Objetivos

El objetivo principal de este Proyecto es desarrollar un robot que integre un sistema móvil tipo andador de más de cuatro patas (descrito posteriormente) con el fin de poder ser empleado en la automatización de la limpieza en parques solares.

4.1. Objetivo Principal

Por ende el principal objetivo de este proyecto es presentar una alternativa a la movilidad de robots que limpian parques solares y la adaptación de los mismos a diferentes terrenos para conseguir alcanzar la tarea de limpiar de forma eficiente y autónoma paneles solares.

Para lograrlo, entre las innovaciones de este proyecto se destaca la solución óptima del mecanismo andador basado en el “*Jansen mode*”. En el Capítulo II se explica por qué se elige este mecanismo andador y no otro.

Por todo ello, se persigue desarrollar un prototipo que alcance los siguientes objetivos específicos:

- Realizar movimientos de traslación de manera fiable por terrenos no pavimentados y peraltados con total fiabilidad. Entre las alternativas de los sistemas de movimiento están los sistemas tradicionales rodados, los cuales están limitados en muchos terrenos por la imposibilidad de sobrepasar obstáculos y por la pérdida de tracción en pendientes pronunciadas. Además de sistemas complejos de transmisión de potencia.
Por otro lado, los mecanismos de orugas son más robustos en ese sentido, pero su consumo energético es radicalmente más elevado. Se propone por todo ello, el uso de la marcha o movimiento biomimético de andadura para obtener los beneficios mencionados y además hacerlo de forma eficiente en términos de consumo energético.
- Limpiar paneles fotovoltaicos de inclinaciones variables entre 10°-30° de inclinación con bajo consumo energético y de forma autónoma. Para ello se propone un sistema de barrido, sencillo que se traslada lentamente deslizándose sobre la superficie superior de las placas.

4.2. Objetivos Secundarios

Los objetivos secundarios son necesarios para completar el objetivo principal :

- Análisis de posición, cinemático y dinámico de los mecanismos Jansen.
- Diseño del mecanismo Jansen.
- Selección de rodamientos.
- Selección de motores eléctricos.
- Diseño y cálculo del sistema de potencia.
- Análisis de tensión sobre varios elementos que forman parte del robot.
- Fabricación de un prototipo escalado.
- Implementación de electrónica sobre el prototipo escalado.

5. Estado del Arte

Como es obvio cada vez que existe un problema tecnológico importante, no solo se encuentra una única solución, si no que existen varias. La clave radica en encontrar la óptima, asequible y cómoda. En la actualidad existen ya propuestas de sistemas autónomos de limpieza de placas solares.

1. Limpeza de Plantas solares mediante pértigas y agua.

Actualmente es uno de los sistemas más utilizados. Se trata de una limpieza mecánica y manual con pértigas de poco peso (*fibra de carbono*), más un sistema de equipos de bombeo y mangueras integrados dentro de un vehículo para poder transportarlo de una forma sencilla. Este sistema a su vez cuenta con filtros y descalcificadores que hacen que el agua que se utilice en el proceso de limpieza sea lo más adecuada posible. Cabe destacar que el diseño de estas pértigas es especial ya que estas evitan que se produzcan ralladuras cuando se están utilizando en las labores de limpieza, a su vez son extensibles pudiendo llegar en algunos casos a varios metros.

Se muestran brevemente las ventajas y desventajas con las que cuenta este sistema:

Ventajas	Inconvenientes
<ol style="list-style-type: none"> 1) Equipo poco costoso. 2) No necesita personal cualificado para su desarrollo. 3) Adecuado para parques o granjas solares pequeños, donde no se permite mucho gasto en limpieza. 4) No es necesario un espacio grande donde se coloque los operarios para las labores de limpieza (poco espacio necesario entre filas de paneles) 	<ol style="list-style-type: none"> 1) Posible gasto excesivo de agua. 2) Se requiere mucho tiempo en su ejecución. 3) Dependencia de un equipo de bombeo que se deba desplazar. 4) Necesidad de personal constantemente durante todo el proceso. 5) Algunos fabricantes de paneles solares no recomiendan el uso de agua a presión. 6) Dificultad de realización de la tarea de limpieza cuando las dimensiones de los paneles son considerables. 7) No detección de las “necesidades” de la planta.

Tabla 5.1: Ventajas e Inconvenientes de los sistemas de limpieza mediante pértigas y agua. *Realización propia.*

2. Sistema de limpieza mediante agua a presión.

Normalmente este sistema se compone de uno o varios vehículos que incorporan un sistema de agua a presión, donde este vehículo se va desplazando entre las diferentes filas de la planta fotovoltaica. Este sistema puede llevarse a cabo de diversas formas donde usualmente los elementos comunes son un vehículo, un depósito de agua, equipo de bombeo y uno o dos operarios encargados de ejecutar la labor de limpieza, pero después pueden darse diversas combinaciones como por ejemplo donde un operario es el encargado del manejo del vehículo y otro encargado de la pistola a presión. Otro ejemplo de esto, es el empleo de plataformas elevadoras ligeras con el objetivo de alcanzar la totalidad de los paneles dotando a este sistema de mucha versatilidad. Por último también existe el caso donde el vehículo utilizado es un tractor o un vehículo similar a este y en vez de una pala lleva acoplado un cepillo gigantesco el cual se va deslizando por los paneles solares.

Se exponen a continuación las ventajas e inconvenientes de este tipo de sistemas:

Ventajas	Inconvenientes
<ol style="list-style-type: none"> 1) Versatilidad a la hora de adaptarse al tamaño de las instalaciones (Plataformas elevadoras). 2) El personal no necesita mucha cualificación (Posiblemente cursos orientativos y explicativos de las labores). 3) Mayor control del consumo del agua empleada. 	<ol style="list-style-type: none"> 1) Equipo sofisticado, voluminoso y más caro que otros sistemas. 2) Requiere espacios grandes entre filas de paneles para el paso de la maquinaria. 3) Se requiere bastante tiempo en su ejecución, aunque menos que para la limpieza con pértigas. 4) Se gasta más agua que en otros equipos de limpieza. 5) Necesidad de personal constantemente durante todo el proceso. 6) Algunos fabricantes no recomiendan el uso de agua a presión (En el caso de rodillos esto no es una desventaja). 7) Dependencia de subcontrataciones en este tipo de servicios. 8) Consumo de combustibles, por tanto, aumento del gasto. 9) De nuevo, no detección de las “necesidades” cambiantes de la planta.

Tabla 5.2: Ventajas e Inconvenientes de los sistemas de limpieza mediante agua a presión. *Realización propia.*

3. Sistema de limpieza automática.

Este tipo de sistemas empleados son de los tres presentados los que más competencia podrían aportar al sistema que se plantea en este Proyecto. Son sistemas que usualmente se encuentran instalados en la propia estructura de los módulos fotovoltaicos, donde su ejecución es la siguiente. A partir de un sistema de movimiento anclado a los paneles se deslizan sobre estos de numerosas formas como por ejemplo railes. Estos en su recorrido por los propios paneles los limpian empleando desde mopas y cepillos hasta sistemas con presión de aire. Cuentan con sensores de lluvia para impedir su funcionamiento en estas condiciones.

Existen varias propuestas las cuales se exponen a continuación.

Un tipo es el modelo de deslizador (**Figura 4.1.a**) que se ha desarrollado específicamente para la limpieza de grandes parques solares en campo libre, donde las hileras de paneles pueden tener una longitud kilométrica. En ese caso, este sistema es imprescindible para hacer un uso eficiente de las herramientas de limpieza, estando instalado en una única hilera por robot. En general está limitado a una inclinación máxima de unos 30° y según su tamaño podría atravesar huecos de hasta más de medio metro.

Otro caso es el conocido como *SolarBridge* (**Figura 4.1.b**), que se trata de un robot para limpieza útil para las centrales fotovoltaicas localizadas en zonas planas y con buena orografía. Se trata de un sistema totalmente eléctrico y su funcionamiento ininterrumpido se debe a una batería de hasta 8 horas de autonomía. El robot decide cuándo debe volver de forma autónoma a su estación de carga.

En la **Figura 4.1.c**, vemos el sistema GEKKO que tiene una capacidad de limpieza de hasta 670 m^2/h . Su limpieza es realizada a través de un cepillo giratorio y agua desmineralizada. También cuenta con el inconveniente del trabajo con inclinaciones reducidas, además de que debe estar conectado a mangueras de agua y aire para una limpieza correcta.

Finalmente, recientemente se están proponiendo revolucionarios sistemas para evitar los citados problemas de movilidad. Por ejemplo, el uso de un dron con capacidad de deslizarse entre paneles solares ha sido propuesto por la empresa *ART robotics* (**Figura 4.1.d**). El sistema se denomina HELIOS, y se trata de un servicio de limpieza de paneles solares totalmente automatizado que utiliza robots de limpieza autónomos que se colocan y retiran de los paneles solares mediante drones.

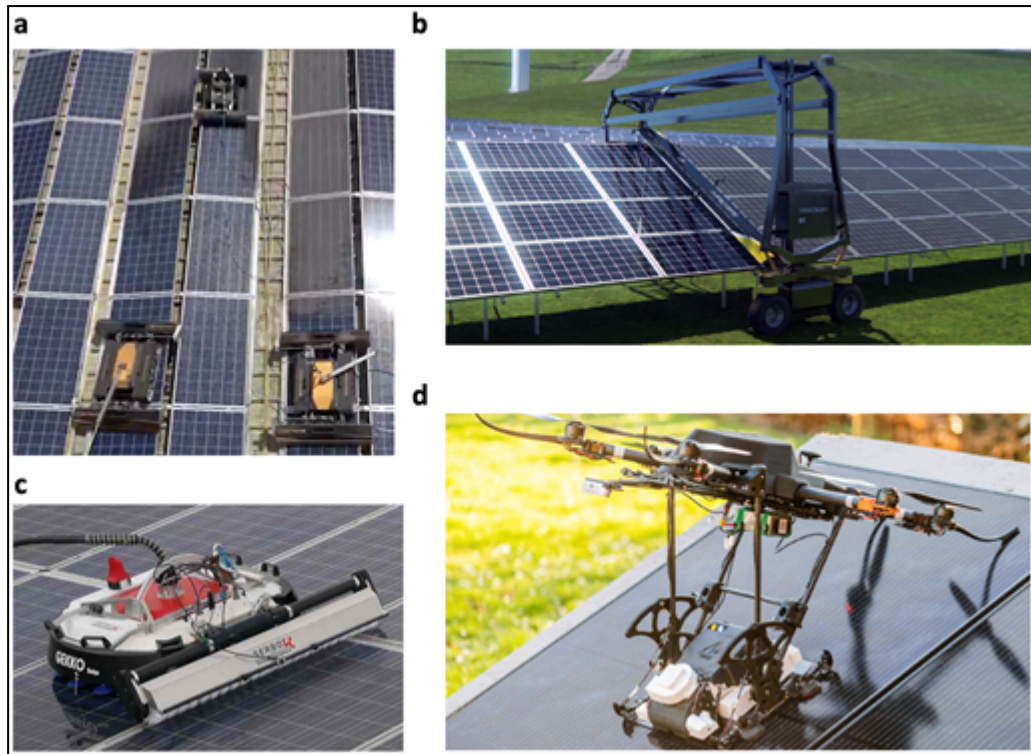


Fig 4.1 (a): Sistemas robóticos para limpieza de paneles solares tipo SolarClean F1 and M1. [25]

Fig 4.1 (b): Sistema alternativo de rodadura. [27]

Fig 4.1 (c): Sistema Gecko con barredera para paneles de baja inclinación. [26]

Fig 4.1 (d): Modelo de ART robotics denominado HELIOS basado en drones. [28]

También se quiere mencionar al sistema que oferta *Boson Dinamics* [29]. El cual cuenta con un deslizador por cada fila de paneles solares. Este es un sistema autónomo, el cual no necesita agua, se emplea para la limpieza de los paneles solares rodillos y corrientes de aire. Es capaz en algunos casos de pasar de unas filas a otras, si la distancia no es muy grande y el desnivel entre ellas lo permite.

a



b



Fig 4.2 (a): Limpieza de paneles solares mediante robot deslizadores automáticos . [29]

Fig 4.2 (b): Limpieza de paneles solares mediante robot deslizadores automáticos, en varias filas de paneles solares. [29]

Seguido de las imágenes se resumen las ventajas e inconvenientes que estos sistemas presentan.

Ventajas	Inconvenientes
<ol style="list-style-type: none"> 1) Tecnología autónoma, no necesita personal en su ejecución. 2) Eliminación de la existencia de vehículos, encargados del seguimiento y transporte del equipo. Por lo tanto, menos gasto en combustible. 3) Optimización del agua consumida. En algunos casos no se utiliza agua para la limpieza. 4) Se pueden ejecutar los trabajos de noche no afectando a la radiación que llega a los paneles. 5) Eficiencia en su uso, debido a que cuenta con sensores de lluvia, para evitar su ejecución cuando no sea necesario. 6) Facilidad de adaptación a diferentes tipos de plantas fotovoltaicas. 7) No tiene el problema de utilizar tanto espacio entre filas de paneles. 8) No dependencia de subcontrataciones en los servicios de limpieza. 	<ol style="list-style-type: none"> 1) Equipos sofisticados y caros. Es necesaria una inversión cuantiosa. 2) Requiere la instalación de un equipo por fila de paneles y depende mucho de la longitud de las propias filas. (Fig 4.1 (a) y (c)), (Fig 4.2) 3) Instalación en los paneles, con lo cual si surgen fallos pueden dañar los propios paneles solares. 4) Necesidad de toma de agua en la instalación. En algunos casos. 5) Consumo eléctrico de dispositivos. 6) Posibilidad de averías de los equipos, los cuales son sofisticados y especializados. Repercutiendo en altos costes de mantenimiento. 7) A pesar de que, si tienen en cuenta la lluvia, no detectan todas de las “necesidades” de la planta. 8) En algunos casos surgen problemas con el transporte del agua hasta la tecnología.

Tabla 5.3: Ventajas e Inconvenientes de los sistemas de limpieza autónoma. *Realización propia.*

Por lo tanto, la limpieza de los paneles fotovoltaicos es uno de los pasos necesarios para mejorar la eficiencia de las plantas de generación fotovoltaica, como ya se ha especificado en apartados anteriores. Aunque hay diversas técnicas de limpieza disponibles en el mercado, cada una de ellas tiene ciertas limitaciones, y en muchos casos son de cierta singularidad. Algunos métodos utilizan técnicas con cepillos de rodillo, pulverización de agua con cepillos, aire comprimido y otras técnicas avanzadas como la limpieza electrostática con sistemas de vacío, sin embargo, el “**kit de la cuestión**” está en su autonomía y flexibilidad de uso, que es lo que la propuesta de este Proyecto pretende mejorar.

Actualmente existen diversas opciones en el sector de la limpieza de plantas fotovoltaicas, donde dependiendo de las especificaciones de cada granja y de la inversión que se esté dispuesto desempeñar se puede escoger un sistema de limpieza que cuadre con esas dos especificaciones. Sin embargo, los mejores sistemas son los denominados sistemas de limpieza autónoma debido a las grandes ventajas que ofrecen frente a los otros, pero estos poseen una clara desventaja que hacen que sean menos instalados. Siendo esta la inversión inicial que se debe emplear para esta instalación, haciendo por tanto que la amortización de la instalación sea llevada a cabo en un periodo mucho más largo.

Esta clara desventaja se pretende abordar en este proyecto, con la inclusión de uno o varios Robots capaces cada uno de ellos de limpiar varias filas de una granja fotovoltaica. Haciendo con esta disminución de instalación de tecnología que la amortización se consiga en un periodo más corto por dos motivos esenciales.

El primero es porque la inversión inicial en la tecnología de limpieza se reduciría considerablemente, y el segundo porque se limpiarán los paneles solares cuando estos lo necesiten disminuyendo de este modo las pérdidas producidas por la suciedad haciendo que las plantas y granjas de paneles fotovoltaicos produzcan más energía y por lo tanto mayor beneficio.

Cabría pensar que este segundo hecho es compartido también por los sistemas autónomos ahora presentes en el mercado, pero esto no es cierto, a pesar de que, si disponen de sensores para la detección de lluvia y no ponerse en funcionamiento en estas condiciones, hay otros muchos factores que no se tienen en cuenta y que se han nombrado en apartados anteriores.

Para concluir el sistema que se diseñará en este proyecto pretende abordar la gran mayoría de factores cruciales que hacen que existan pérdidas por suciedad en plantas y granjas solares, aumentando con ello su producción de energía. Siendo este sistema no un simple limpiador de paneles solares, si no un controlador del estado de los mismos para actuar en función de dicho estado y así garantizar el correcto funcionamiento de los mismos.

CAPÍTULO II. SELECCIÓN DEL MECANISMO JANSEN

6. Selección del mecanismo andador

Existen multitud de mecanismos andadores, sin embargo los más empleados para estos casos son el mecanismo de Theo Jansen, Ghassaei Linkage o Klan Linkage:

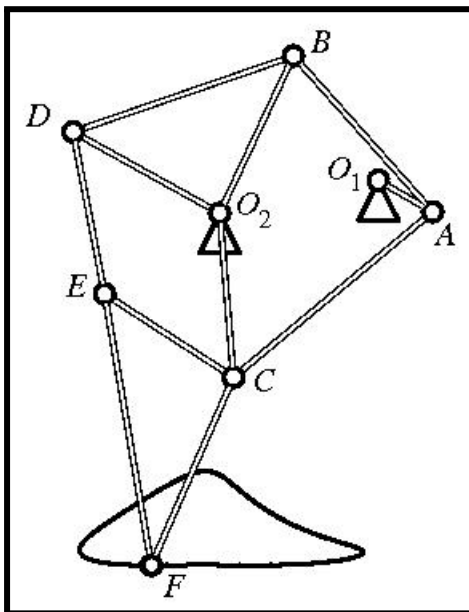


Fig 6.1: Mecanismo Theo Jansen [30]

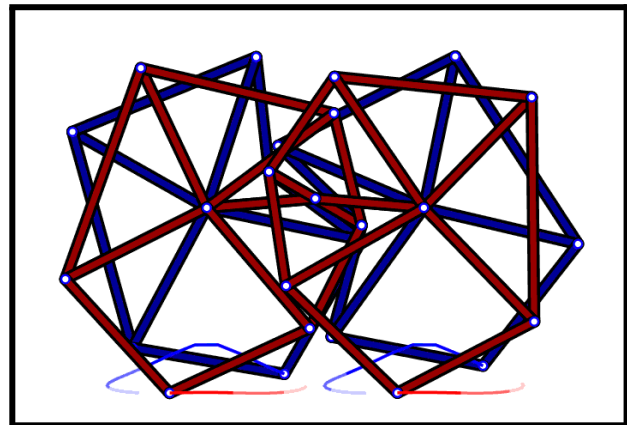


Fig 6.2: Mecanismo Amanda Ghassaei [32]

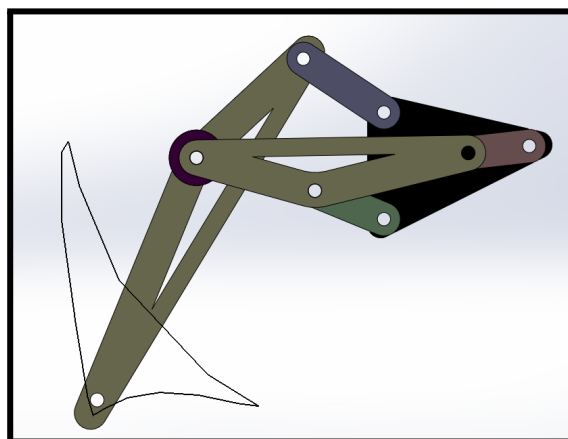


Fig 6.3: Mecanismo Klann [32]

Para el objetivo que este TFM desarrolla se ha decidido escoger como mecanismo que dote de movilidad al Robot, el mecanismo de Theo Jansen. Las razones de esta elección son, en

un primer momento el punto de apoyo, ya que este en el mecanismo de Theo Jansen pertenece a un sólido rígido, mientras que en los otros dos, por un lado el mecanismo de Amanda Ghassaei el punto de apoyo forma parte de una articulación, creando problemas para soportar cargas que se desarrollan en los apoyos con el suelo como un deterioro más pronunciado por efectos de fatiga. Por otro lado el mecanismo de Klann apoya con un elemento que prácticamente es punto, siendo el apoyo de Jansen un sólido rígido triangular un elemento que soporta mejor las cargas del peso del robot.

Otras razones por las que se optó por este mecanismo es por su **curva de acoplamiento**, ya que esta provoca un movimiento semejante al de mamíferos equinos como el caballo, pudiendo con ello modificarlo de tal forma que se pueda emplear en diversas situaciones como trote, una situación de andar moderado o incluso dotarlo de cierta velocidad.

Un último factor sería que el mecanismo de Theo Jansen es de los mecanismos más empleados y por lo tanto más estudiados, por consiguiente hay numerosos estudios y aplicaciones de las que este proyecto se puede nutrir.

Para terminar con este apartado se describirá el mecanismo de Theo Jansen. Está compuesto de un total de doce barras, una de las cuales es el bastidor, siendo este el elemento encargado de sustentar el resto de las barras y estando colocado sobre el cuerpo del robot andador. Posteriormente existen dos sólidos rígidos con forma triangular y que por tanto, estos están formados por la unión de tres de las barras que componen el mecanismo. Uno de estos sólidos rígidos, contiene el punto de apoyo del mecanismo. Por último a nivel de análisis está compuesto por tres mecanismo de cuatro barras, en el capítulo dedicado al análisis cinemático esto se tratará de forma más amplia. Sin embargo únicamente mencionar que dos de estos mecanismos de cuatro barras contienen al bastidor, siendo por tanto esta barra inmóvil y el último mecanismo contiene todos los elementos móviles haciendo que se deban analizar primero los otros dos mecanismos. Obteniendo así en un primer lugar los valores necesarios para su cálculo.

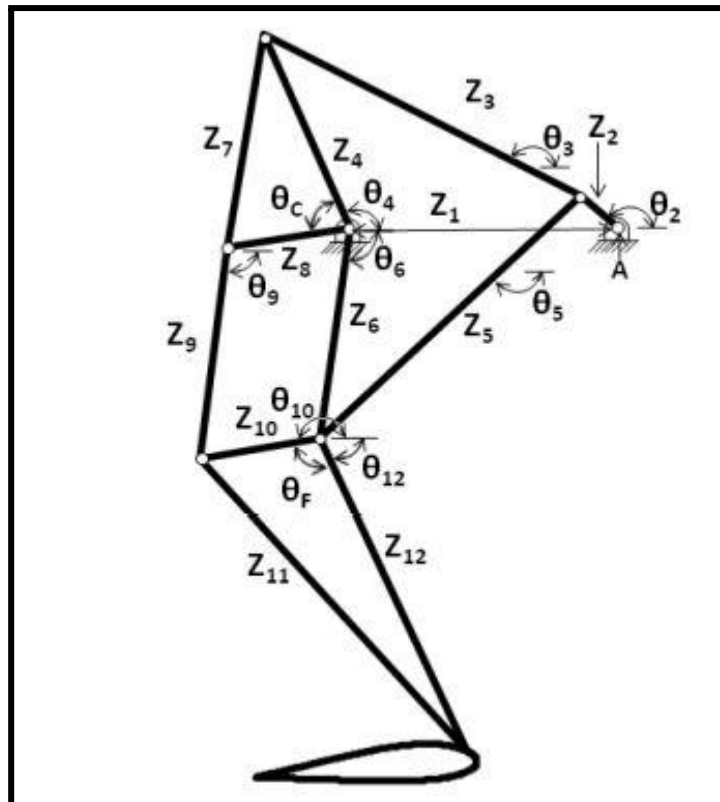


Fig 6.4: Mecanismo Theo Jansen [33]

7. Curva de acoplamiento

Para comenzar la curva de acoplamiento se define como la trayectoria descrita por el elemento que se apoya en el terreno perteneciente al mecanismo empleado (también denominado End-effector), permitiendo con su desarrollo el avance del Andador (*Stider*). A continuación se adjunta la curva de acoplamiento estándar de un mecanismo Jansen.

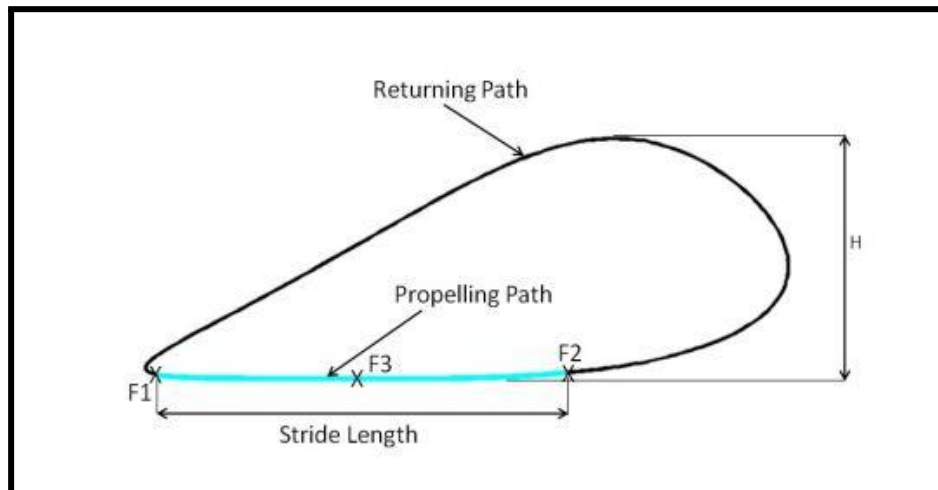


Fig 7.1: Curva de acoplamiento del mecanismo Jansen [33]

Dentro de la curva de acoplamiento se debe definir:

- **Tramo de propulsión (Propelling Path):** que es aquel tramo de la curva de acoplamiento en la que el mecanismo está en contacto con el suelo.
- **Tramo de retorno (Returning Path):** es el resto de la curva de acoplamiento, donde el mecanismo no está en contacto con el suelo.
- **Altura de paso (H):** se define como la altura que el mecanismo es capaz de elevarse como consecuencia de la curva de acoplamiento que describe.

Las curvas de acoplamiento dependen directamente de la longitud de las barras empleadas en el mecanismo. Para el diseño de la curva de acoplamiento ideal se empleó *Geogebra*, el cual es un software que permite la realización y estudio de mecanismos planos de forma sencilla e interactiva, también como base para este diseño se empleó el libro *Kinematic synthesis of mechanism* por J. Michael McCarthy [34].

Sin embargo para el desarrollo de la curva de acoplamiento óptima se deben tener en cuenta diversos factores, entre los cuales los dos que más destacan son la estabilidad y el número de patas que posea el mecanismo.

En el Robot que se pretende desarrollar es muy importante la estabilidad como consecuencia directa de que a la hora de ejecutar la limpieza en las placas fotovoltaicas, dicho elemento debe estar firme y estable, para ejecutar de manera correcta la limpieza, además de evitar posibles daños o choques contra los paneles. Los parámetros que afectan a la estabilidad están ligados directamente con la morfología de la curva de acoplamiento. Para que se consiga una curva de acoplamiento más estable esta debe tener una altura de paso lo más baja posible, debe ser lo más plana posible para conseguir que gran parte de la curva de acoplamiento sea destinada al tramo de propulsión y por último el número de patas también afecta directamente a la estabilidad. Estas razones aparecen mencionadas tanto en [34] como en [35].

Por lo tanto, la curva de acoplamiento debe tener gran parte de su recorrido destinado a su tramo de propulsión siendo este plano, además debe tener un altura de paso pequeña. Sin embargo, para este Proyecto este último factor se desarrolló de tal forma que sea una altura considerable para poder evitar obstáculos en el desarrollo de las labores de limpieza, de tal manera que se buscó un equilibrio entre estos dos parámetros.

Posteriormente se tiene que definir el número de patas que el Robot va a poseer, tal y como se nombra en [35], para que la estabilidad de un Robot esté garantizada debe tener al menos tres apoyos en contacto con el suelo además de que su centro de gravedad se encuentre dentro del triángulo formado por los tres apoyos nombrados.

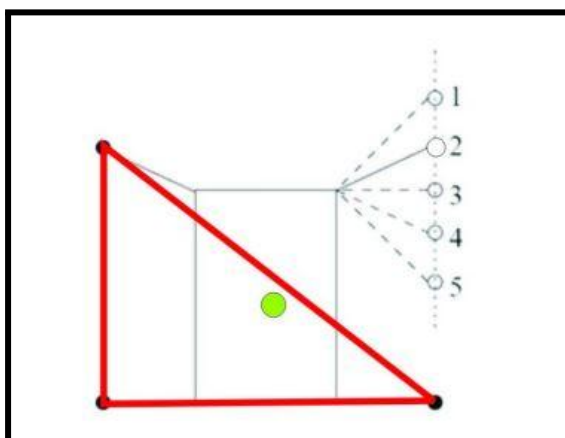


Fig 7.2: Centro de gravedad dentro del triángulo formado por los apoyos [35]

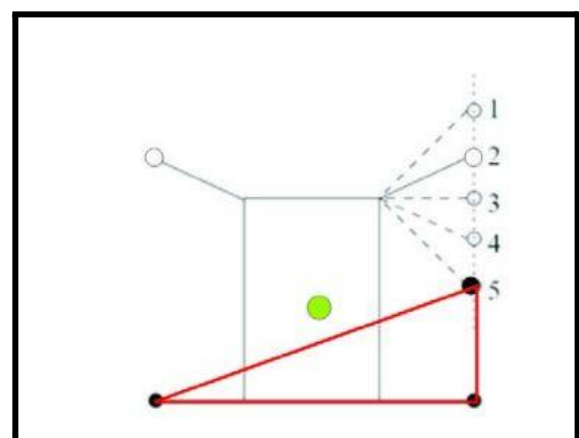


Fig 7.3: Centro de gravedad fuera del triángulo formado por los apoyos [35]

Como se puede observar en la **Fig 7.2** en ese caso el Robot andador permanece estable debido a que el centro de gravedad está dentro del triángulo formado por los apoyos de sus patas, permitiendo así que el apoyo libre pueda posicionarse en una de las posiciones

mostradas en la figura. Cosa que no podría ocurrir con el Robot de la **Fig 7.3** debido a que volcaría.

Después también en **[35]** se menciona el hecho de que un Robot andador debe poseer al menos cuatro apoyos, debido a que tres deben permanecer siempre en apoyo simultáneo y uno es el que se mueve permitiendo el desplazamiento, con ello se establece la *estabilidad estática*, es decir cuando el Robot no está en movimiento.

Pero también se debe garantizar la *estabilidad dinámica*, que en este robot sería cuando se encuentra desplazándose entre los paneles solares para poder limpiarlos. Volviendo a la referencia **[35]**, esta indica que para lograr la estabilidad dinámica al menos un robot andador debe poseer seis patas debido a que si se mantienen las cuatro patas nombradas anteriormente el robot avanzaría muy lento y habría que tener cautela siempre de que el centro de gravedad esté dentro del polígono, sin embargo con seis patas se pueden destinar dos de ellas al avance y las otras cuatro al apoyo y estabilidad del Robot. La razón por la que se deben destinar cuatro patas en contacto con el suelo siempre, es porque te aseguras de esta manera que el centro de gravedad esté dentro del cuadrado que forman las patas con su apoyo. Por lo tanto, hasta ahora se deben tener al menos seis patas para cumplir con los objetivos propuestos.

Sin embargo en este punto entra otro parámetro extremadamente importante el cual se conoce como **Gait** o paso del robot. Este se define como el ciclo combinado de movimientos entre todas las patas que permite avanzar al robot. Es decir la coordinación que se debe dar entre unas patas y otras para asegurar que estén en contacto permanente tres o cuatro de ellas siempre. Debido a esto surge un nuevo factor denominado **Duty Factor** siendo este el rango de ángulos que ocupa el tramo de propulsión comparado con el rango de ángulos que es desempeñado para el tramo retorno. Por ejemplo un **Duty Factor** de $\frac{1}{2}$ quiere decir que la mitad de los ángulos que recorre la manivela (Z2) del mecanismo pertenecen al tramo de propulsión y la otra mitad al tramo de retorno.

Debida a la propia constitución del mecanismo de Jansen y a su curva característica es imposible conseguir un **Duty Factor** de $\frac{1}{2}$, siempre se obtendrán menos rango para el tramo de propulsión que para el tramo de retorno, también sumado a que se desea al menos tener cierta altura de paso hace que se destinen más recorrido en esa circunferencia descrita por la manivela al tramo de retorno. La explicación y desarrollo de diferentes gaits en función de varios factores se pueden obtener a partir de **[36]** y **[37]**.

Conociendo todo esto y para evitar que se produzcan pequeños balanceos cuando se van alterando los sucesivos cambios entre patas conocidos como *tilted up* y *tilted down*, se llegó a la conclusión de que la mejor opción sería colocar ocho patas. A modo de resumen se realizará un indexado de las restricciones que se tienen:

- **Curva de acoplamiento**
 - Restricción debida al propio mecanismo Jansen y su curva de acoplamiento característica.
 - Se necesita que sea lo más plana posible.
 - Altura moderada, lo suficiente para poder esquivar obstáculos.
 - Cuanto más parte exista del tramo de propulsión, más estable será el mecanismo.
- **Número de patas**
 - 8 patas
- **Paso (Gait)**
 - Asegurar siempre como mínimo tres patas de apoyo y en cierta parte del Gait será obligatorio la presencia de cuatro patas apoyadas, donde dichos intervalos serán los escogidos para mantener el Robot estático.

No existe una fórmula mágica que devuelva la curva de acoplamiento ideal o la más recomendable para las restricciones representadas, es un proceso de prueba-error, donde se van cambiando las longitudes de las barras del mecanismo hasta obtener una curva de acoplamiento que se adapte a las condiciones planteadas. Como se mencionó anteriormente este proceso se realizó como Geogebra, ya que es muy sencillo con este alterar las longitudes de las barras y mostrar cómo varía la curva de acoplamiento.

Sabiendo todo esto, a continuación se muestra cual es la curva de acoplamiento obtenida.

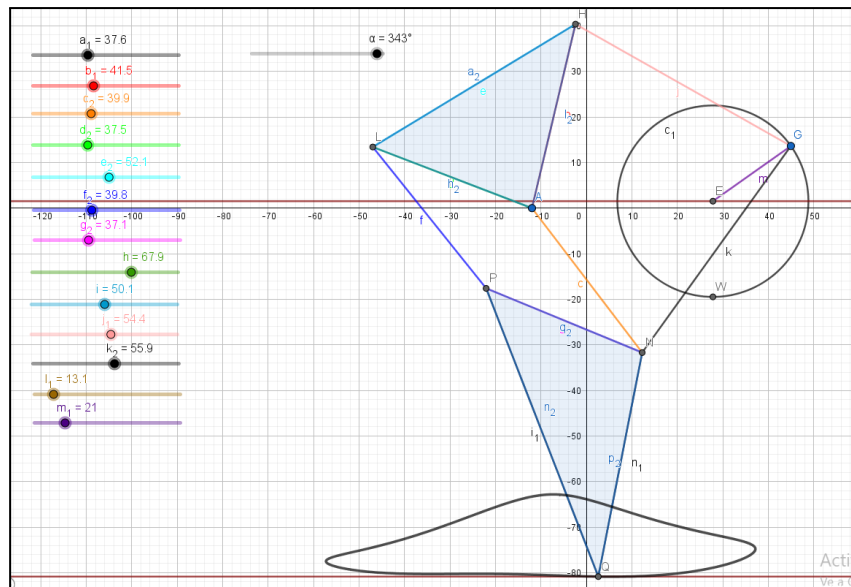


Fig 7.4: Curva de Acoplamiento mecanismo Theo Jansen en el entorno de Geogebra. *Realización propia*

En la **Fig 5.4** se puede ver como la curva de acoplamiento es tendiente a ser plana, con poca altura, y con gran parte de su curva de acoplamiento destinada al tramo de propulsión, obteniendo un Duty Factor de 1.4. Después también se puede observar el entorno de Geogebra y más concretamente en la parte izquierda los “sliders” empleados para la variación de las diferentes barras que muestra el mecanismo y de esta manera conseguir la curva de acoplamiento deseada.

Una vez que se ha obtenido la curva de acoplamiento, a su vez ya han quedado definidos los parámetros constructivos del mecanismo como longitud de las barras, ángulos y rangos de giro.

8. Desarrollo del paso (Gait)

Como se ha estipulado anteriormente el Gait es una parte fundamental, ya que con su desarrollo se obtiene la coordinación y por tanto el desfase entre los tramos de propulsión y retorno que se deben seguir para todas las patas del mecanismo. Para su diseño se ha tomado como base el Gait denominado *Diagonal Sequence Walk* que aparece en [36], el cual tiene la siguiente apariencia:

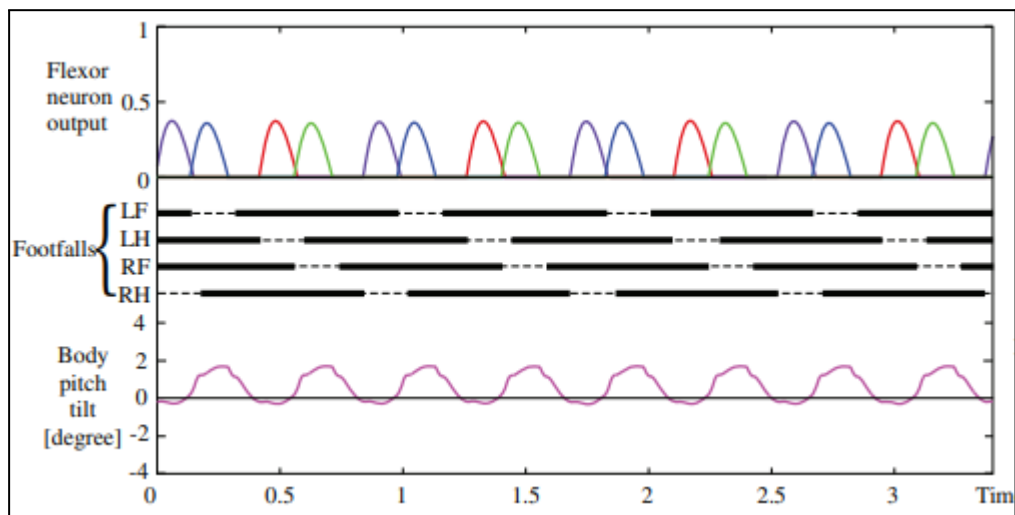


Fig 8.1: Gait: Diagonal Sequence Walk. [36]

Se denota de la **Fig 8.1** que al menos están en contacto tres patas con el suelo y que en la gráfica situada más abajo el grado de inclinación es mínimo. El objetivo ahora es el desarrollo de un Gait con las mismas características pero con ocho patas en lugar de cuatro, como muestra el ejemplo de la **Fig 8.1**.

Para ello primero se debe exponer el Duty Factor obtenido y a partir de ello continuar. Como se ha comentado el Duty Factor logrado es de 1.4, significando que la revolución completa que lleva a cabo la Manivela, $150,39^\circ$ son destinados al tramo de propulsión y que $209,61^\circ$ son empleados en el tramo de retorno. Se obtiene así la suma de ambos como 360° que es la revolución completa de la Manivela y el Duty Factor = $209,61/150,39 \approx 1.4$. De una forma más esquemática quedaría como:

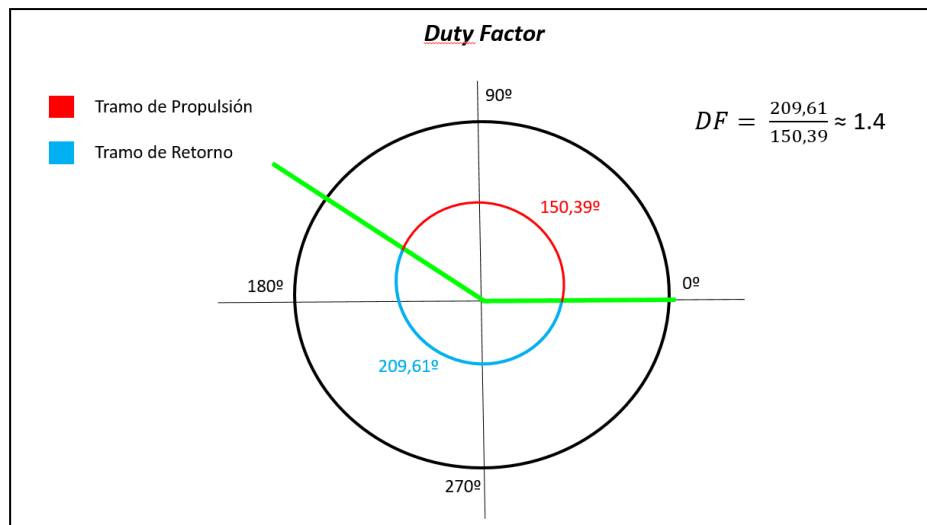


Fig 8.2: Duty Factor desarrollado. *Realización propia.*

Por tanto, ahora sí se puede desarrollar el Gait necesario para el Robot limpiador, donde será necesario hacer unas aclaraciones. Existirán ocho patas como se ha comentado repetidamente, cuatro de ellas se situarán a un lateral y las otras cuatro a otro. Después existirá por tanto un par de patas por cada esquina del Robot, para una mejor visualización es conveniente imaginar un coche que en vez de ruedas tiene mecanismos andadores y que en cada lugar donde se situarían las ruedas existen dos mecanismos andadores.

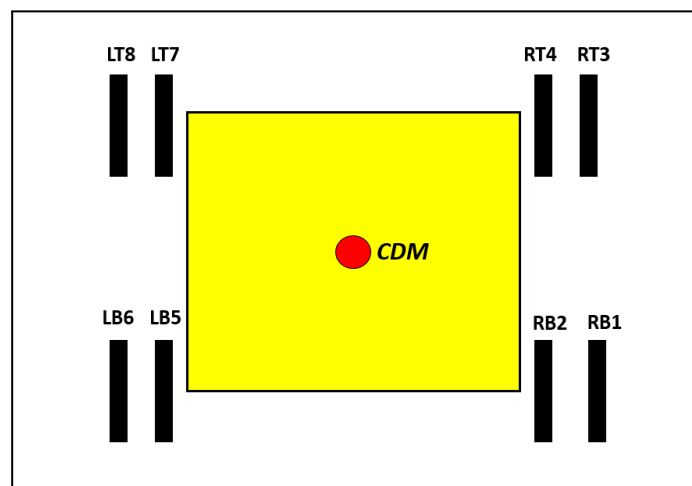


Fig 8.3: Configuración del Robot andador. *Realización propia.*

Es necesario mencionar de la **Fig 8.3** que se han empleado siglas para designar a las diferentes patas del andador, siendo en un primer instante numeradas del 1 al 8, después condicionadas por su disposición a la Derecha (Right = R) o a la Izquierda (Left = L) y por

último si se encuentran en la parte superior (Top = T) o en la parte baja (Bottom = B). A continuación se mostrará cual es el Gait desarrollado:

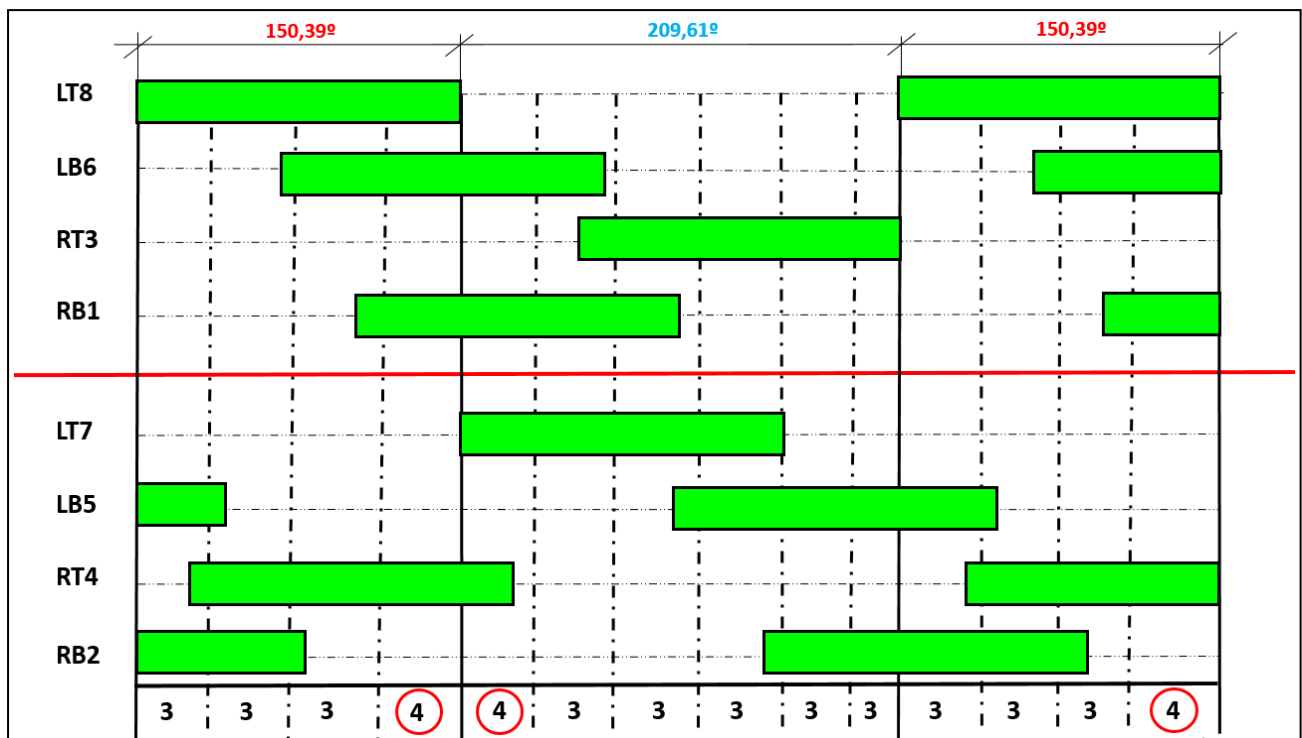


Fig 8.4: Gait desarrollado. *Realización propia.*

Se debe hacer hincapié en varias cosas expuestas en la **Fig 8.4**. Para comenzar existe una línea roja que divide a los dos pares de cuatro patas, en la parte de arriba se encuentran situadas las patas más exteriores del mecanismo, mientras que en la parte de abajo se colocaron las patas situadas más cerca del cuerpo del Robot. Si se tienen dudas consultar **Fig 8.3**. Posteriormente en la parte superior se encuentran divididas las zonas por los grados que le corresponden al tramo de propulsión (Rojo) y al tramo de retorno (Azul). Para un mejor diseño del Gait la parte de propulsión se dividió en cuatro segmentos, cada uno de ellos de $37,59^\circ$, se procedió de igual forma con el tramo de retorno, pero al tener distinto valor este se dividió en cinco partes con un valor de $37,59^\circ$ y la última división siendo de $21,62^\circ$. Se debe apreciar que la última división del tramo de retorno es menor que el resto que forman el tramo.

Por último en la parte de abajo se muestran el número de patas apoyadas, para cada división. Obteniendo en la mayoría de los tramos tres patas apoyadas y en dos de los tramos cuatro, en estas últimas en donde se propondrá la detección del Robot, ya que formaría un cuadrado y se asegura un estabilidad estática. Por otro lado, si el terreno no posee demasiada inclinación no existirá ningún problema en que se pare el Robot andador

únicamente con tres patas, siempre que el centro de gravedad esté dentro del triángulo formado por las patas apoyadas.

Para concluir es necesario mencionar que el diseño ha sido complicado de implementar debido a que no es únicamente obtener cuatro apoyos a la vez, si no que esos cuatro o tres apoyos forman un cuadrado o un triángulo debido a las diversas razones anteriormente comentadas. Ya que sería fácil obtener tres o cuatro patas apoyadas simultáneamente, pero estas podrían obtener en vez de un polígono, una línea recta, lo cual no es nada deseable, provocando que el robot vuelque.

9. Escala del robot

Una vez que se tiene tanto la curva de acoplamiento como el gait es hora de dimensionar las barras del mecanismo seleccionado. Tal y como se ha comentado antes la curva de acoplamiento depende directamente de la longitud de las barras del mecanismo, por tanto la longitud de estas ya se ha obtenido con Geogebra, sin embargo es necesario escalar dichas barras para que se adapten a los objetivos que se desean.

Para poder limpiar los paneles fotovoltaicos es conveniente que la altura del mecanismo andador se sitúe a la altura del propio panel, de esta manera su limpieza será más sencilla.

Para este proyecto se ha tomado como modelo de referencia el panel fotovoltaico conocido como de **72 celdas**, el cual tiene unas dimensiones de 2 metros de largo por 1 metro de ancho. Este panel es el típico utilizado para plantas de paneles fotovoltaicos o en huertos solares. Después como altura intermedia de instalación de dichos paneles se ha optado por 1 metro de altura y en el caso del ángulo para el panel fotovoltaico sea ha decidido uno cuyo valor es de 15° , que por lo general es un estándar, aunque el valor de dicho ángulo depende de diversos factores intrínsecos a la localización de la instalación fotovoltaica. Por tanto:

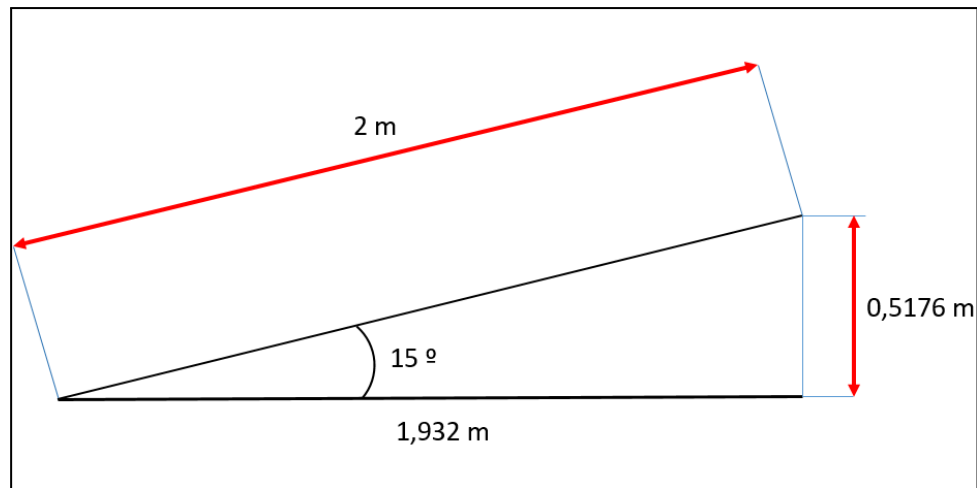


Fig 9.1: Dimensiones del panel fotovoltaico de 72 celdas. *Realización propia*

Conocidas las dimensiones de los paneles fotovoltaicos que se pretenden utilizar como ejemplo, se ha decidido finalmente que la altura de las patas será de 1,259 m que corresponde a la suma de 1 metro de altura para los paneles solares más la mitad de la altura generada por la inclinación del propio panel. Se ha tomado esta decisión como la ideal, ya que posteriormente se pretende que el robot limpiador sea capaz de cambiar ligeramente tanto la altura como la inclinación con la que puede limpiar, con el objetivo de adaptarse a terrenos no llanos como a diferentes inclinaciones de paneles solares.

Definida la dimensión principal que se desea obtener, se pueden calcular las longitudes de las diferentes barras. Las longitudes inicialmente se han obtenido con Geogebra y este no asigna en un principio unidades, si no que marca simplemente valores. Por tanto la distancia dada por el software entre el apoyo de la Manivela sobre el Bastidor y el suelo es de 81,82, como se desea obtener una distancia de 1,259 m, se debe multiplicar cada valor de longitud por un factor de 0,0154. Las medidas finales de las barras nombradas según aparecen en la **Fig 6.4** y **Fig 7.4** son:

- a1 = 578,58 mm
- b1 = 638,58 mm = Z4
- c2 = 613,95 mm = Z6
- d2 = 577,02 mm = Z8
- e2 = 801,69 mm = Z7
- f2 = 612,42 mm = Z9

- $g_2 = 570,87 \text{ mm} = Z_{10}$
- $h_2 = 1044,80 \text{ mm} = Z_{11}$
- $i = 770,91 \text{ mm} = Z_{12}$
- $j_1 = 837,09 \text{ mm} = Z_3$
- $k_2 = 860,16 \text{ mm} = Z_5$
- $l_1 = 201,57 \text{ mm}$
- $m_1 = 323,13 \text{ mm} = Z_2$
- $AE = 612,72 \text{ mm} = Z_1$

La nomenclatura que empieza por “Z” es la nomenclatura que se empleará en el resto del documento según se mostró en la **Fig 6.4**. La otra nomenclatura presente es la establecida por Geogebra. Se debe poner la atención en que existen dos medidas que no tienen la nomenclatura con “Z” esto es debido a que esas dos dimensiones hacen referencia a la distancia vertical y horizontal entre los extremos del Bastidor o Z_1 . Es decir el Bastidor tiene una ligera inclinación para que concuerde el tramo de propulsión con el terreno, esto se puede apreciar en la **Fig 7.4**.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DEL MECANISMO JANSEN

10. Análisis de posición

Tal y como se ha comentado anteriormente, para realizar el análisis de un mecanismo Jansen, este se debe dividir en tres mecanismos de cuatro barras, con ello el problema pierde dificultad. Por tanto a continuación se exponen las tres separaciones que se han realizado:

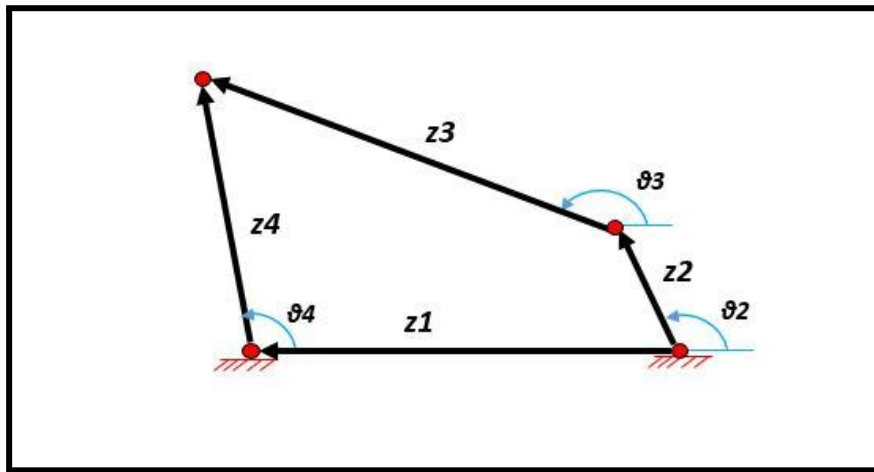


Fig 10.1: Primera partición del mecanismo Jansen. *Realización propia*

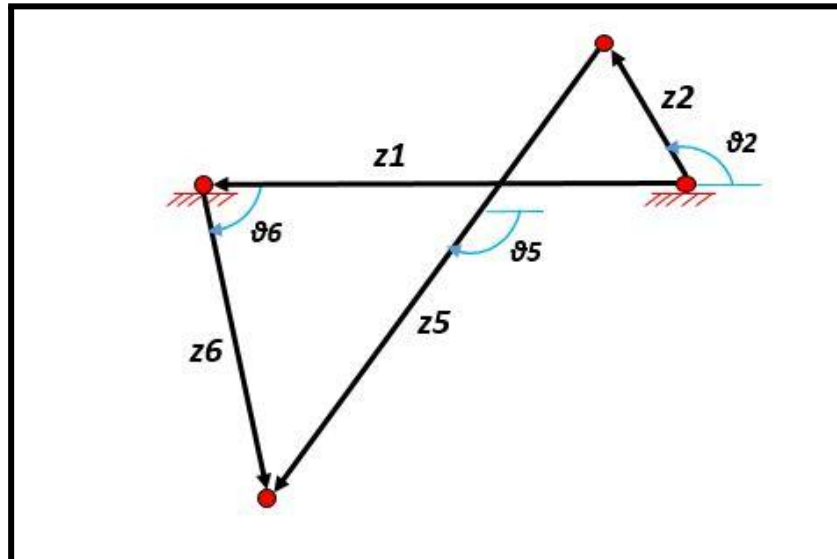


Fig 10.2: Segunda partición del mecanismo Jansen. *Realización propia*.

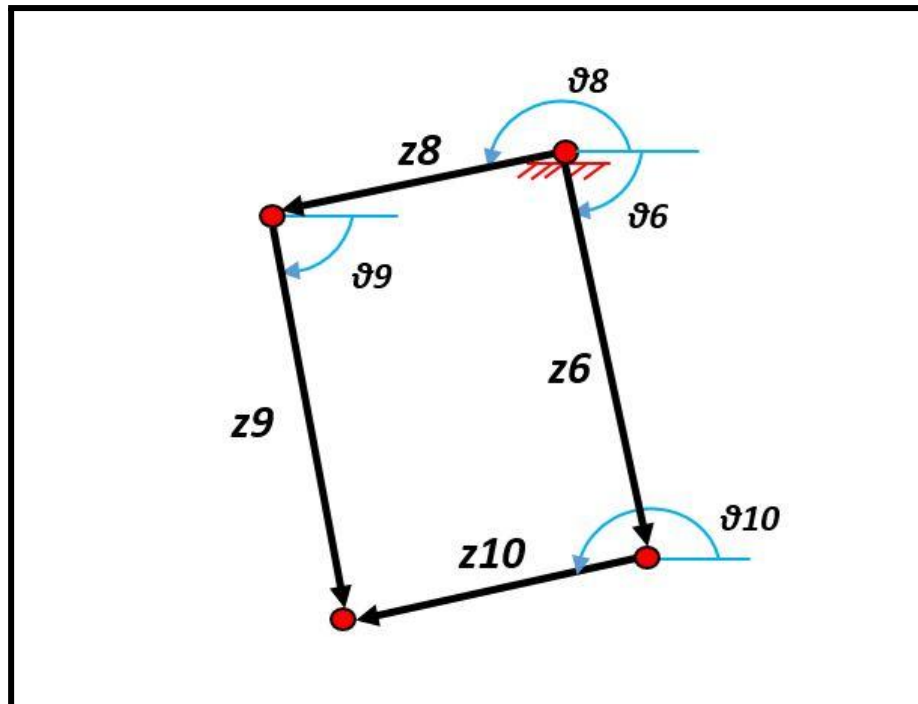


Fig 10.3: Tercera partición del mecanismo Jansen. *Realización propia.*

Con la definición de los tres mecanismos de cuatro barras, se puede comenzar con el desarrollo del Análisis de posición individual para cada mecanismo. Este tipo de análisis es usual que se lleve a cabo por el método que parte de la **Ecuación de Cierre** de cada mecanismo. Se puede observar en las tres figuras adjuntas sobre los mecanismos de cuatro barras que todos ellos forman un paralelogramo de cuatro barras que en sí mismo constituyen un elemento cerrado y es gracias a esta disposición que se puede aplicar una ecuación de cierre a cada uno de ellos. También en las propias figuras se han destacado ya cuáles son los módulos, direcciones y sentidos de las barras que constituyen la ecuación de cierre, así como el sentido de rotación y origen de los ángulos que intervienen en ella.

Por tanto, se comenzará con la ecuación de cierre para el primer mecanismo (**Fig 10.1**)

$$z_1 e^{(i\theta_1)} + z_4 e^{(i\theta_4)} = z_2 e^{(i\theta_2)} + z_3 e^{(i\theta_3)} \quad \text{Ec. 1}$$

Para continuar con el análisis se deben aislar los términos desconocidos para poder obtener sus valores correspondientes. Pero antes es necesario mencionar la situación de partida, en un primer instante el bastidor (z_1), es un elemento inmóvil por lo tanto la posición de este será constante y su ángulo θ_1 posee un valor de 180° . Por otro lado la entrada de movimiento viene por la variación en la posición de θ_2 , por lo tanto el valor de θ_2 no es una

incógnita si no un valor de entrada conocido. Una vez conocidas las restricciones del mecanismo y su ecuación de cierre, es el momento de operar con ella con el objetivo de obtener las incógnitas θ_3 y θ_4 .

Se comienza aplicando la **Identidad de Euler**, donde esta se describe como:

$$e^{i\theta} = \cos(\theta) + i\sin(\theta) \quad \text{Ec. 2}$$

Aplicándose a cada elemento de la ecuación de cierre se puede dividir en dos partes; la **parte Real** y la **parte Imaginaria**, dando como resultado:

$$\cdot \text{Parte Real: } z_1 \cos(\theta_1) + z_4 \cos(\theta_4) = z_2 \cos(\theta_2) + z_3 \cos(\theta_3) \quad \text{Ec. 3}$$

$$\cdot \text{Parte Imaginaria: } z_1 \sin(\theta_1) + z_4 \sin(\theta_4) = z_2 \sin(\theta_2) + z_3 \sin(\theta_3) \quad \text{Ec. 4}$$

Donde se agrupan los elementos que son conocidos para poder trabajar mejor con las ecuaciones, de tal forma que:

$$C = z_2 \cos(\theta_2) - z_1 \cos(\theta_1) \quad \text{Ec. 5}$$

$$D = z_2 \sin(\theta_2) - z_1 \sin(\theta_1) \quad \text{Ec. 6}$$

Resultando:

$$z_4 \cos(\theta_4) = C + z_3 \cos(\theta_3) \quad \text{Ec. 7}$$

$$z_4 \sin(\theta_4) = D + z_3 \sin(\theta_3) \quad \text{Ec. 8}$$

Se suman ambas ecuaciones y se elevan al cuadrado, de esta forma se consigue eliminar la dependencia de θ_4 :

$$z_4^2 = C^2 + 2Cz_3 \cos(\theta_3) + z_3^2 + D^2 + 2Dz_3 \sin(\theta_3) \quad \text{Ec. 9}$$

Se emplea:

$$E = C^2 + z_3^2 - z_4^2 + D^2 \quad \text{Ec. 10}$$

Quedando:

$$- 2Cz_3 \cos(\theta_3) = E + 2Dz_3 \sin(\theta_3) \quad \text{Ec. 11}$$

Posteriormente se eleva en ambos lados de la ecuación al cuadrado y se utiliza la relación $[\cos^2(\theta) + \sin^2(\theta) = 1]$:

$$4C^2 z_3^2 (1 - \sin^2(\theta_3)) = E^2 + 4DEz_3 \sin(\theta_3) + 4D^2 z_3^2 \sin^2(\theta_3) \quad \text{Ec. 12}$$

Se vuelven a emplear sustituciones para hacer más sencillo el trabajo con las ecuaciones:

$$\cdot a = 4z_3^2 (z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + z_1^2) \quad \text{Ec. 13}$$

$$\cdot b = 4z_3 (z_2 \sin(\theta_2) - z_1 \sin(\theta_1)) (z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + z_1^2 + z_3^2 - z_4^2) \quad \text{Ec. 14}$$

$$\cdot c = (z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + z_1^2 + z_3^2 - z_4^2)^2 - 4z_3^2 (z_2^2 \cos^2(\theta_2) - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1) \cos(\theta_2) + z_1^2 \cos^2(\theta_1)) \quad \text{Ec. 15}$$

Siendo el resultado:

$$a \sin^2(\theta_3) + b \sin(\theta_3) + c = 0 \quad \text{Ec. 16}$$

Aplicando la ecuación de resoluciones de segundo grado se obtiene:

$$\theta_3 = \sin^{-1} \left[\frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \right] \quad \text{Ec. 17}$$

$$\theta_4 = \cos^{-1} \left[\frac{z_2 \cos(\theta_2) - z_1 \cos(\theta_1) + z_3 \cos(\theta_3)}{z_4} \right] \quad \text{Ec. 18}$$

Con las ecuaciones **16** y **17**, quedaría resuelto el análisis de posición de este primer mecanismo. En el análisis cinemático, que se llevará a cabo posteriormente, se partirá de nuevo de la ecuación de cierre para poder obtener tanto la velocidad como la aceleración del mecanismo.

Para el segundo mecanismo el análisis es el mismo, con el único cambio de que las distancias de las barras z3 y z4, esta vez son z5 y z6. A su vez las variables θ_3 y θ_4 , esta

vez serán θ_5 y θ_6 . Este mismo análisis es debido a que ambos mecanismos cuentan con los mismos elementos de partida, siendo estos el bastidor con un θ_1 de valor 180° y con la entrada de movimiento a partir de θ_2 . Siendo las ecuaciones finales para este segundo análisis las siguientes:

$$z_1 e^{(i\theta_1)} + z_6 e^{(i\theta_6)} = z_2 e^{(i\theta_2)} + z_5 e^{(i\theta_5)} \quad \text{Ec. 19}$$

$$\cdot a_2 = 4z_5^2 (z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + z_1^2) \quad \text{Ec. 20}$$

$$\cdot b_2 = 4z_5 (z_2 \sin(\theta_2) - z_1 \sin(\theta_1)) (z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + z_1^2 + z_5^2 - z_6^2) \quad \text{Ec. 21}$$

$$\cdot c_2 = (z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + z_1^2 + z_5^2 - z_6^2)^2 - 4z_5^2 (z_2^2 \cos^2(\theta_2) - 2z_1 z_2 \cos(\theta_1) \cos(\theta_2) + z_1^2 \cos^2(\theta_1)) \quad \text{Ec. 22}$$

Y por lo tanto:

$$\theta_5 = \sin^{-1} \left[\frac{-b_2 \pm \sqrt{b_2^2 - 4a_2 c_2}}{2a_2} \right] \quad \text{Ec. 23}$$

$$\theta_6 = \cos^{-1} \left[\frac{z_2 \cos(\theta_2) - z_1 \cos(\theta_1) + z_5 \cos(\theta_5)}{z_6} \right] \quad \text{Ec. 24}$$

Después del análisis realizado para los dos primeros mecanismos se continuará con el tercer mecanismo, el cual tiene particularidades en su parámetros de entrada. Tal y como se puede ver en la **Fig 10.3**.

Estas particularidades son, en primer lugar que no posee ninguna barra que permanezca inmóvil, por lo tanto todas ellas tendrán movimiento, lo cual sería un problema si no se hubieran ejecutado primero los dos análisis anteriores. Debido a que en esta última ecuación de cierre se tendrían cuatro incógnitas, lo cual hace que el problema no se pueda resolver, pero en realidad si se conocen dos de las incógnitas. Para empezar la barra z8 forma parte del sólido rígido Z478 superior que conforma el mecanismo, esto provoca que dicho sólido este formado por las barras Z4, Z7 y Z8, y al ser un **sólido rígido** este no se deforma y mantiene en todo su conjunto la misma velocidad angular, por consiguiente el valor para θ_8 es la suma del valor de θ_4 más el valor del ángulo que forma el sólido con las barras Z4 y Z8, siendo este denominado ' θ_c ' y cuyo valor inalterable es de $82,35^\circ$.

Después con el análisis sobre el segundo mecanismo se obtuvo la posición de la barra z6, donde dicha barra también forma parte del mecanismo número tres, por lo tanto únicamente se debe conocer que para poder realizar el análisis del último mecanismo se deben emplear la posición hallada anteriormente de la barra Z6.

Sabiendo esto se puede comenzar con el análisis de posición, donde su ecuación de cierre es:

$$z_8 e^{(i\theta_8)} + z_9 e^{(i\theta_9)} = z_6 e^{(i\theta_6)} + z_{10} e^{(i\theta_{10})} \quad \text{Ec. 25}$$

Ejecutando los mismos pasos anteriormente especificados se llegan a las expresiones siguientes:

$$\cdot a_3 = 4z_{10}^2 (z_6^2 - 2z_8z_6\cos(\theta_8 - \theta_6) + z_8^2) \quad \text{Ec. 26}$$

$$\cdot b_3 = 4z_{10}(z_6\sin(\theta_6) - z_8\sin(\theta_8))(z_6^2 - 2z_8z_6\cos(\theta_8 - \theta_6) + z_8^2 + z_{10}^2 - z_9^2) \quad \text{Ec. 27}$$

$$\cdot c_3 = (z_6^2 - 2z_8z_6\cos(\theta_8 - \theta_6) + z_8^2 + z_{10}^2 - z_9^2)^2 - 4z_{10}^2(z_6^2\cos^2(\theta_6) - 2z_8z_6\cos(\theta_8)\cos(\theta_6) + z_8^2\cos^2(\theta_8)) \quad \text{Ec. 28}$$

Y por consiguiente:

$$\theta_{10} = \sin^{-1}\left[\frac{-b_3 \pm \sqrt{b_3^2 - 4a_3c_3}}{2a_3}\right] \quad \text{Ec. 29}$$

$$\theta_9 = \cos^{-1}\left[\frac{z_6\cos(\theta_6) - z_8\cos(\theta_8) + z_{10}\cos(\theta_{10})}{z_9}\right] \quad \text{Ec. 30}$$

Por lo tanto, obtenidas todas las ecuaciones referentes a las posiciones del mecanismo Jansen se puede dar por concluido este apartado del proyecto.

11. Análisis cinemático

El siguiente paso es la obtención de las ecuaciones pertinentes a la velocidad angular y aceleración angular sobre todos las barras del mecanismo Jansen. Para poder llevar a cabo este análisis es necesario volver sobre las ecuaciones de cierre de cada mecanismo, y sobre ellas ejecutar la derivada en el tiempo, debido a que la velocidad es definida como la derivada de la posición sobre el tiempo [$v = \frac{dx}{dt}$]. Por lo tanto, para el primer mecanismo será:

$$z_1 e^{(i\theta_1)} + z_4 e^{(i\theta_4)} = z_2 e^{(i\theta_2)} + z_3 e^{(i\theta_3)} \quad \text{Ec. 1}$$

$$i d\theta_4 z_4 e^{(i\theta_4)} = i d\theta_2 z_2 e^{(i\theta_2)} + i d\theta_3 z_3 e^{(i\theta_3)} \quad \text{Ec. 31}$$

Donde como se puede observar:

- $d\theta$ = Es la derivada de 'θ' con respecto al tiempo, y por lo tanto la velocidad angular de la barra 'Z' .

También se debe tener en cuenta que ya no aparece el término dependiente de θ_1 , esto es consecuencia directa de que la barra Z_1 esta inmóvil y por lo tanto la derivada de su posición es cero, de esta forma elimina todo el término dependiente de la barra Z_1 , para este caso.

De nuevo se divide en dos partes la **parte Real** y la **parte Imaginaria**, para ello antes se ha aplicado la Identidad de Euler; dando como resultado:

$$\cdot \text{Parte Real: } d\theta_4 z_4 \sin(\theta_4) = d\theta_2 z_2 \sin(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \sin(\theta_3) \quad \text{Ec. 32}$$

$$\cdot \text{Parte Imaginaria: } d\theta_4 z_4 \cos(\theta_4) = d\theta_2 z_2 \cos(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \cos(\theta_3) \quad \text{Ec. 33}$$

Con la Parte Real se despeja $d\theta_4$, en función de $d\theta_3$:

$$d\theta_4 = \frac{d\theta_2 z_2 \sin(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \sin(\theta_3)}{z_4 \sin(\theta_4)} \quad \text{Ec. 34}$$

Se sustituye esta en la Imaginaria, dando como resultado:

$$\left(\frac{d\theta_2 z_2 \sin(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \sin(\theta_3)}{z_4 \sin(\theta_4)} \right) z_4 \cos(\theta_4) = d\theta_2 z_2 \cos(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \cos(\theta_3) \quad \text{Ec. 35}$$

$$d\theta_2 z_2 \sin(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \sin(\theta_3) = \tan(\theta_4) (d\theta_2 z_2 \cos(\theta_2) + d\theta_3 z_3 \cos(\theta_3)) \quad \text{Ec. 36}$$

Despejando $d\theta_3$:

$$d\theta_3 = \frac{d\theta_2 z_2 (\sin(\theta_2) - \tan(\theta_4) \cos(\theta_2))}{z_3 (\tan(\theta_4) \cos(\theta_3) - \sin(\theta_3))} \quad \text{Ec. 37}$$

A continuación se hallarán las aceleraciones angulares para las barras Z3 y Z4. Para lograrlo es necesario volver a derivar la ecuación de cierre una segunda vez, ya que la aceleración es definida como la derivada de la velocidad en el tiempo o también como la segunda derivada de la posición con respecto al tiempo [$a = \frac{dv}{dt}$]. Por lo tanto se vuelve a derivar en la ecuación de cierre y el resultado es:

$$z_4 (-d\theta_4^2 + i d^2\theta_4) e^{(i\theta_4)} = z_2 (-d\theta_2^2 + i d^2\theta_2) e^{(i\theta_2)} + z_3 (-d\theta_3^2 + i d^2\theta_3) e^{(i\theta_3)} \quad \text{Ec. 38}$$

Se separan en componentes Reales e Imaginarios:

$$\begin{aligned} \cdot \text{Parte Real: } z_4 (d\theta_4^2 \cos\theta_4 + d^2\theta_4 \sin\theta_4) &= z_2 (d\theta_2^2 \cos\theta_2 + d^2\theta_2 \sin\theta_2) \\ &+ z_3 (d\theta_3^2 \cos\theta_3 + d^2\theta_3 \sin\theta_3) \end{aligned} \quad \text{Ec. 39}$$

$$\begin{aligned} \cdot \text{Parte Imaginaria: } z_4 (-d\theta_4^2 \sin\theta_4 + d^2\theta_4 \cos\theta_4) &= z_2 (-d\theta_2^2 \sin\theta_2 + d^2\theta_2 \cos\theta_2) \\ &+ z_3 (-d\theta_3^2 \sin\theta_3 + d^2\theta_3 \cos\theta_3) \end{aligned} \quad \text{Ec. 40}$$

Trabajando con la parte Real, se despeja $d^2\theta_4$ en función de $d^2\theta_3$:

$$d^2\theta_4 = \frac{A + z_3 d^2\theta_3 \sin\theta_3}{z_4 \sin\theta_4} \quad \text{Ec. 41}$$

Donde:

$$A = z_2 (d\theta_2^2 \cos\theta_2 + d^2\theta_2 \sin\theta_2) + z_3 d\theta_3^2 \cos\theta_3 - z_4 d\theta_4^2 \cos\theta_4 \quad \text{Ec. 42}$$

Después se continúa despejando $d^2\theta_4$ en la parte Imaginaria, obteniendo:

$$d^2\theta_4 = \frac{B + z_3 d^2\theta_3 \cos \theta_3}{z_4 \cos \theta_4} \quad \text{Ec. 43}$$

Donde en esta ocasión:

$$B = z_2 (- d\theta_2^2 \sin \theta_2 + d^2\theta_2 \cos \theta_2) - z_3 d\theta_3^2 \sin \theta_3 + z_4 d\theta_4^2 \sin \theta_4 \quad \text{Ec. 44}$$

Igualando $d^2\theta_4$ por ambas partes:

$$\frac{A + z_3 d^2\theta_3 \sin \theta_3}{z_4 \sin \theta_4} = \frac{B + z_3 d^2\theta_3 \cos \theta_3}{z_4 \cos \theta_4} \quad \text{Ec. 45}$$

Reordenando se consigue obtener la aceleración angular para la barra z3:

$$d^2\theta_3 = \frac{B \tan \theta_4 - A}{z_3 (\sin \theta_3 - \cos \theta_3 \tan \theta_4)} \quad \text{Ec. 46}$$

Quedando de esta forma finalizado el análisis cinemático para el primer mecanismo. Para el caso del segundo mecanismo, el análisis es similar, ya que de nuevo como se ha mencionado antes comparten tanto la barra Z1, como la barra Z2. Por este motivo no se volverá a ejecutar todo el análisis y se expresarán de forma directa las ecuaciones referentes a las velocidades y aceleraciones para este segundo mecanismo.

$$d\theta_6 = \frac{d\theta_2 z_2 \sin(\theta_2) + d\theta_5 z_5 \sin(\theta_5)}{z_6 \sin(\theta_6)} \quad \text{Ec. 47}$$

$$d\theta_5 = \frac{d\theta_2 z_2 (\sin(\theta_2) - \tan(\theta_6) \cos(\theta_2))}{z_5 (\tan(\theta_6) \cos(\theta_5) - \sin(\theta_5))} \quad \text{Ec. 48}$$

$$d^2\theta_6 = \frac{A_2 + z_5 d^2\theta_5 \sin \theta_5}{z_6 \sin \theta_6} \quad \text{Ec. 49}$$

$$d^2\theta_6 = \frac{B_2 + z_5 d^2\theta_5 \cos \theta_5}{z_6 \cos \theta_6} \quad \text{Ec. 50}$$

Donde:

$$A_2 = z_2 (d\theta_2^2 \cos\theta_2 + d^2\theta_2 \sin\theta_2) + z_5 d\theta_5^2 \cos\theta_5 - z_6 d\theta_6^2 \cos\theta_6 \quad \text{Ec. 51}$$

$$B_2 = z_2 (- d\theta_2^2 \sin\theta_2 + d^2\theta_2 \cos\theta_2) - z_5 d\theta_5^2 \sin\theta_5 + z_6 d\theta_6^2 \sin\theta_6 \quad \text{Ec. 52}$$

Y finalmente:

$$d^2\theta_5 = \frac{B_2 \tan\theta_6 - A_2}{z_5 (\sin\theta_5 - \cos\theta_5 \tan\theta_6)} \quad \text{Ec. 53}$$

Con esto quedaría concluido el análisis cinemático para el segundo mecanismo.

En el caso del tercer mecanismo se deben indicar varias cuestiones sobre el mismo. Como ya se mencionó en el apartado anterior, este tercer mecanismo se debe analizar posterior al análisis de los otros dos como consecuencia de que depende este de los primeros. Por esta razón, en este tercer mecanismo no existe ninguna barra inmovil o fija, y como consecuencia ninguna de los elementos será cero, al contrario de como sí pasaba con la barra Z1. Además de tener como parámetros de entrada tanto $d\theta_6$ y $d^2\theta_6$ como $d\theta_8$ y $d^2\theta_8$, siendo este último dependiente directamente de $d\theta_4$ y $d^2\theta_4$. Especificando los parámetros de entrada y sabiendo que se desean obtener $d\theta_9$, $d^2\theta_9$, $d\theta_{10}$ y $d^2\theta_{10}$ se puede comenzar con el desarrollo de las ecuaciones, a partir de las derivadas en la ecuación de cierre.

$$z_8 e^{(i\theta_8)} + z_9 e^{(i\theta_9)} = z_6 e^{(i\theta_6)} + z_{10} e^{(i\theta_{10})} \quad \text{Ec. 25}$$

$$i d\theta_8 z_8 e^{(i\theta_8)} + i d\theta_9 z_9 e^{(i\theta_9)} = i d\theta_6 z_6 e^{(i\theta_6)} + i d\theta_{10} z_{10} e^{(i\theta_{10})} \quad \text{Ec. 54}$$

Se divide en la parte Real y la parte Imaginaria:

·Parte Real:

$$d\theta_8 z_8 \sin(\theta_8) + d\theta_9 z_9 \sin(\theta_9) = d\theta_6 z_6 \sin(\theta_6) + d\theta_{10} z_{10} \sin(\theta_{10}) \quad \text{Ec. 55}$$

·Parte Imaginaria:

$$d\theta_8 z_8 \cos(\theta_8) + d\theta_9 z_9 \cos(\theta_9) = d\theta_6 z_6 \cos(\theta_6) + d\theta_{10} z_{10} \cos(\theta_{10}) \quad \text{Ec. 56}$$

Se puede despejar la velocidad de la barra z10, en función de la velocidad de z9:

$$d\theta_{10} = \frac{d\theta_8 z_8 \sin(\theta_8) + d\theta_9 z_9 \sin(\theta_9) - d\theta_6 z_6 \sin(\theta_6)}{z_{10} \sin(\theta_{10})} \quad \text{Ec. 57}$$

$$d\theta_{10} = \frac{d\theta_8 z_8 \cos(\theta_8) + d\theta_9 z_9 \cos(\theta_9) - d\theta_6 z_6 \cos(\theta_6)}{z_{10} \cos(\theta_{10})} \quad \text{Ec. 58}$$

Se igualan ambas ecuaciones con el fin de despejar $d\theta_9$, donde se obtiene:

$$d\theta_9 = \frac{d\theta_8 z_8 \sin(\theta_8) - d\theta_6 z_6 \sin(\theta_6) + \tan(\theta_{10}) (-d\theta_8 z_8 \cos(\theta_8) + d\theta_6 z_6 \cos(\theta_6))}{z_9 (\tan(\theta_{10}) \cos(\theta_9) - \sin(\theta_9))} \quad \text{Ec. 59}$$

Como se puede apreciar la complejidad de estas ecuaciones referidas a las velocidades es algo mayor que en los otros dos mecanismos, consecuencia de que todas sus barras son móviles.

Se continua con el análisis cinemático pero esta vez, para la obtención de las aceleraciones angulares de las barras Z9 y Z10. Para ello se debe derivar una segunda vez la ecuación de cierre siendo su resultado el siguiente:

$$z_8 (-d\theta_8^2 + i d^2\theta_8) e^{(i\theta_8)} + z_9 (-d\theta_9^2 + i d^2\theta_9) e^{(i\theta_9)} = z_6 (-d\theta_6^2 + i d^2\theta_6) e^{(i\theta_6)} + z_{10} (-d\theta_{10}^2 + i d^2\theta_{10}) e^{(i\theta_{10})} \quad \text{Ec. 60}$$

Se separan en componentes Reales e Imaginarios:

·Parte Real:

$$z_8 (d\theta_8^2 \cos\theta_8 + d^2\theta_8 \sin\theta_8) + z_9 (d\theta_9^2 \cos\theta_9 + d^2\theta_9 \sin\theta_9) = z_6 (d\theta_6^2 \cos\theta_6 + d^2\theta_6 \sin\theta_6) + z_{10} (d\theta_{10}^2 \cos\theta_{10} + d^2\theta_{10} \sin\theta_{10}) \quad \text{Ec. 61}$$

·Parte Imaginaria:

$$z_8 (-d\theta_8^2 \sin\theta_8 + d^2\theta_8 \cos\theta_8) + z_9 (-d\theta_9^2 \sin\theta_9 + d^2\theta_9 \cos\theta_9) = z_6 (-d\theta_6^2 \sin\theta_6 + d^2\theta_6 \cos\theta_6) + z_{10} (-d\theta_{10}^2 \sin\theta_{10} + d^2\theta_{10} \cos\theta_{10}) \quad \text{Ec. 62}$$

Trabajando con la parte Real, se despeja $d^2\theta_{10}$ en función de $d^2\theta_9$:

$$d^2\theta_{10} = \frac{B \tan\theta_9 - A}{z_{10} (\sin\theta_{10} - \cos\theta_{10} \tan\theta_9)} \quad \text{Ec. 63}$$

Donde:

$$A = z_6 (d\theta_6^2 \cos\theta_6 + d^2\theta_6 \sin\theta_6) + z_{10} d\theta_{10}^2 \cos\theta_{10} - z_8 (d\theta_8^2 \cos\theta_8 + d^2\theta_8 \sin\theta_8) - z_9 d\theta_9^2 \cos\theta_9 \quad \text{Ec. 64}$$

$$B = z_6 (-d\theta_6^2 \sin\theta_6 + d^2\theta_6 \cos\theta_6) - z_{10} d\theta_{10}^2 \sin\theta_{10} - z_8 (-d\theta_8^2 \sin\theta_8 + d^2\theta_8 \cos\theta_8) + z_9 d\theta_9^2 \sin\theta_9 \quad \text{Ec. 65}$$

Después se continúa despejando $d^2\theta_4$ en la parte Imaginaria, obteniendo:

$$d^2\theta_9 = \frac{B + z_{10} d^2\theta_{10} \cos\theta_{10}}{z_9 \cos\theta_9} \quad \text{Ec. 66}$$

Con la definición de las aceleraciones angulares de las barras Z9 y Z10, queda concluido el análisis cinemático y se puede proseguir con el análisis dinámico.

12. Análisis dinámico

En este apartado, se realizará el Análisis Dinámico. El principal motivo de su ejecución es la obtención de las fuerzas que se desarrollan en cada una de las barras para toda una revolución de la Manivela (Z2), cuyo objetivo final es el dimensionamiento de las propias barras. De esta forma se evitará con ello su rotura y por lo tanto la inutilidad del mecanismo, además de mejoras en el diseño en cuanto a reducción de peso.

Después con este análisis también se pretende obtener el valor del par que se debe suministrar al mecanismo para que desarrolle su movimiento. Este último parámetro es muy importante, ya que está relacionado con la selección del motor que accionará el mecanismo.

Antes de comenzar con el análisis se deben tener varios puntos claros, que hacen posible el estudio del mismo.

- Las barras son consideradas como cuerpos rígidos, es decir no se deforman.
- La fricción en las articulaciones es despreciada.
- El contacto con el suelo, cuando este ocurre, no tiene impacto. Únicamente se tendrá presente la fuerza que el peso del mecanismo ejerce contra el suelo y la fuerza de fricción entre el mecanismo y el suelo.
- Cuando sucede un cambio rápido en el Torque del motor, se asume que la elección del motor es correcta y que este es capaz de continuar aplicando la velocidad adecuada a la Manivela.
- Tanto la componente horizontal (x) como la componente vertical (y), referidas a las fuerzas de reacción contra el suelo, serán obtenidas a partir del análisis empírico que aparece en [38] y [39], donde los valores a dichas reacciones están directamente relacionados con el peso del propio Walker, además del peso de todo el Prototipo.

Una vez definidas las suposiciones que se hacen en este análisis se puede comenzar. Lo primero que se debe tener presente es que este análisis se ejecutará en cada barra del mecanismo por separado, utilizando por tanto el método por superposición recogido en [40, pag 318] y aplicando las siguientes ecuaciones en cada una de las barras:

- $\sum F_x = 0$ **Ec. 67**

- $\sum F_y = 0$ **Ec. 68**

- $\sum M = 0$ **Ec. 69**

Donde en dichos sumatorios se incluyen las fuerzas inerciales provocadas por las aceleraciones y deceleraciones que sufren las barras en el cambio de movimiento. Dichas fuerzas inerciales se oponen al cambio de movimiento. Es decir este sistema se debe tratar con un sistema de referencia No Inercial, donde para que se cumpla la segunda Ley de Newton es necesario introducir las fuerzas inerciales.

Cabe destacar algo de crucial importancia y es que la tercera ecuación referida al sumatorio de momentos se debe ejecutar sobre el CDM de cada barra, debido a que es en dicho lugar donde las fuerzas dinámicas debidas al movimiento se desarrollan.

El método que se seguirá para la obtención de dichas ecuaciones también parte de [40, pag 318]. En este análisis existen dos tipos de barras, por un lado están aquellas que únicamente tienen dos extremos a los cuales se enlazan las sucesivas barras y por otro lado, existen dos cuerpos que poseen tres extremos, donde también en los extremos se producen los enlaces articulados para la unión con las otras barras. Consecuencia de poseer en el Walker dos elementos distintos se deben diferenciar las expresiones de cada uno de ellos.

Se comienza con el elemento que únicamente posee dos extremos, siendo denominado este como elemento Binario y su representación es la siguiente:

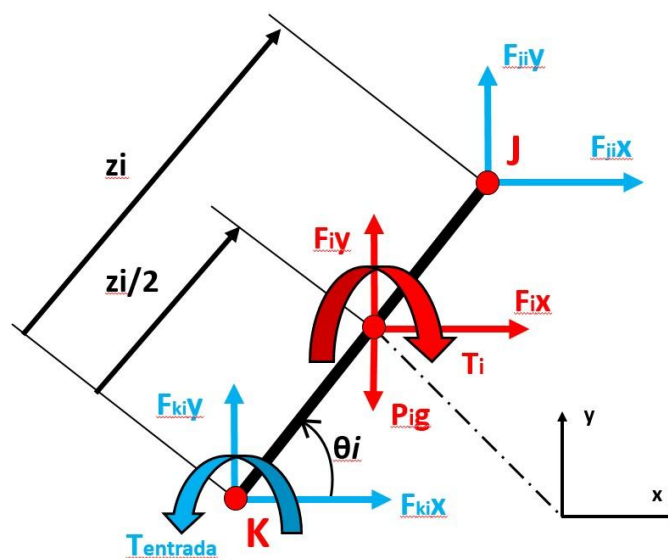


Fig 12.1: Elemento Binario. *Realización propia.*

Una vez definido el Elemento Binario se obtendrán las tres ecuaciones sobre este elemento siendo el resultado de las fuerzas y momentos externos que actúan sobre el mismo las siguientes:

$$\sum F_x = 0 = \sum_{j1}^{jn} F_{jix} + \sum_{k1}^{kn} F_{kix} + F_{ix} \quad \text{Ec. 70}$$

$$\sum F_y = 0 = \sum_{j1}^{jn} F_{jiy} + \sum_{k1}^{kn} F_{kiy} + F_{iy} - F_{ig} \quad \text{Ec. 71}$$

$$\sum M = 0 = T_i + T_{ent} + \frac{z_i}{2} * \sum_{k1}^{kn} [F_{kix} \sin \theta_i - F_{kiy} \cos \theta_i] + \frac{z_i}{2} * \sum_{j1}^{jn} [-F_{jix} \sin \theta_i + F_{jiy} \cos \theta_i] \quad \text{Ec. 72}$$

Donde:

- En la primera expresión referida al sumatorio de fuerzas en el eje X, se muestran las fuerzas que aparecen en un extremo y en otro de la barra, siendo para ello definido con el subíndice “i” la barra que se está analizando y “j, k” cada uno de los extremos de la barra, en donde el extremo “k” es el que se identificará siempre como aquel extremo de la barra por donde se comienza el análisis, es decir desde donde se define el ángulo de giro de cada barra.
- Después la componente “Fix” es la referida a la componente horizontal de la fuerza inercial que se produce en el elemento, consecuencia de las aceleraciones y deceleraciones que se sufren.
- A su vez en la segunda expresión aparece “Fiy”, siendo esta la componente vertical de la Fuerza Inercial.
- La Fuerza inercial como se ha mencionado anteriormente es una fuerza que aparece en aquellos sistemas con un sistema No Inercial, en los que se sufren aceleraciones y/o deceleraciones. Estas fuerzas se oponen al movimiento y como muestra de ello se definen como:

$$F_{ix} = -m_i a_{gi} \cos \theta_i \quad \text{Ec. 73}$$

$$F_{iy} = -m_i a_{gi} \sin \theta_i \quad \text{Ec. 74}$$

Donde esta vez “m” es la masa de cada barra, “agi” es la aceleración lineal que posee la barra sobre su CDM para su obtención se utilizará la expresión de Charles, y por último “θi” es el ángulo que define el giro de cada barra. Todas las fuerzas se consideran positivas en las imágenes, consecuencia de que se desconoce su sentido, al igual sucede con las Fuerzas Inerciales, sin embargo como se observa

estas ya en su propia definición poseen el signo negativo, como muestra de nuevo de que son contrarias al movimiento producido.

- La Fuerza “*Fig*” o “*Pig*” es la fuerza debida al peso de la barra, es decir la masa por la aceleración de la gravedad considerada en este caso con un valor de $9,81 \text{ m/s}^2$.
- En la tercera expresión aparecen “*Ti*” y “*Tent*”, donde la primera componente define el Momento Inercial producido de nuevo por el movimiento de la barra además de oponerse al propio movimiento. Siendo definido como:

$$T_i = -I_{gi}\alpha_i \quad \text{Ec. 75}$$

Donde en esta ocasión, “*Igi*” es el momento de inercia de la componente z (Saliente a la pantalla o el papel) de la barra, debido a que es sobre esta componente sobre la que giran todas las barras. Además de “ α ” siendo esta la aceleración angular que posee la barra provocada por el accionamiento del movimiento debido al motor.

Por otro lado, “*Tent*” es el par que introduce el motor sobre el mecanismo, sin embargo esta componente únicamente aparecerá en la barra Z2, ya que es sobre esta donde se introducirá el par que permite el giro y por lo tanto el movimiento de todo el mecanismo. El signo de ésta es positivo debido a que el sentido antihorario es el considerado positivo. Comentar de forma puntual que a pesar de que el sentido de giro del Momento Inercial es horario, y por tanto negativo. Este no se coloca en las expresiones con el signo negativo, ya que la propia definición de Momento Inercial es definido como en contra del movimiento, y es esto lo que determina su signo, tal como se muestra en la ecuación referente a la misma.

Si no se tendría una situación donde habrían dos signos negativos consecutivos, uno debido al sentido de giro visto en la **Fig 12.1** y otro debido a la ecuación, transformándose en positivo y haciendo por tanto que el Momento Inercial fuera a favor del movimiento, cosa que por definición no es cierta. Debe tomarse la representación del sentido de giro para el Momento Inercial de la **Fig 12.1** como una consecuencia de la oposición al movimiento, como un reflejo de que este momento opuesta contra él movimiento producido por el par de entrada y no como una referencia para tomar el signo en las ecuaciones, para este parámetro en concreto.

- Por último, “*z*” es la longitud de cada barra. Cabe destacar que cuando se utiliza la mayúscula “*Z*” se está haciendo referencia a la barra como elemento y cuando se utiliza la minúscula “*z*” se hace referencia al módulo o distancia longitudinal que dicha barra Z posee.

Es muy importante conocer que estas expresiones son de aplicación directa sobre cada Elemento Binario que posee el mecanismo, independientemente de las diferentes situaciones, posiciones y rangos diferentes de giro que tenga cada barra. Estas expresiones son consecuencia de la generalización del Método Matricial explicado en [40, pag 318], donde en este se definen los momentos y las fuerzas en función del módulo, dirección, y sentido de los mismos, así como los vectores referidos a las distancias desde el centro de gravedad de cada barra al extremo donde se producen las fuerzas, obteniéndose por tanto a través de productos vectoriales. Sin embargo esta generalización empleada es desarrollada en [33, pag 40-42], y es mucho más práctica.

A su vez, también se deben obtener las mismas tres ecuaciones sobre los Elementos Ternarios que forman parte del Mecanismo. Para empezar se adjunta el esquema correspondiente a estos Elementos Ternarios:

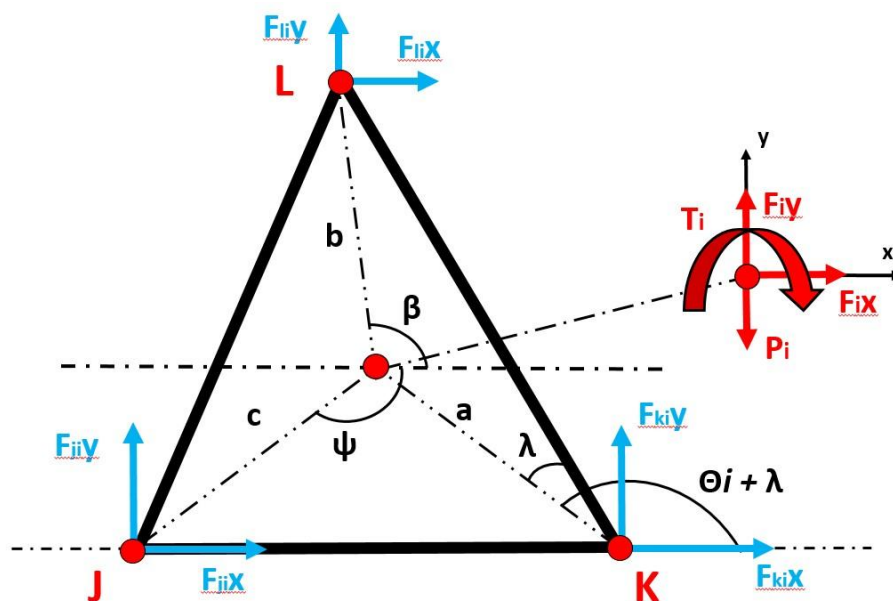


Fig 12.2: Elemento Ternario. *Realización propia.*

En esta ocasión las expresiones referentes a este Elemento Ternario son:

$$\sum F_x = 0 = \sum_{j1}^{jn} F_{jix} + \sum_{k1}^{kn} F_{kix} + \sum_{l1}^{ln} F_{lix} + F_{ix} \quad \text{Ec. 76}$$

$$\sum F_y = 0 = \sum_{j1}^{jn} F_{jiy} + \sum_{k1}^{kn} F_{kiy} + \sum_{l1}^{ln} F_{liy} + F_{iy} + F_{ig} \quad \text{Ec. 77}$$

$$\sum M = 0 = T_i + a_i * \sum_{k1}^{kn} [F_{kix} \sin(\theta_i + \lambda) - F_{kiy} \cos(\theta_i + \lambda)] + b_i * \sum_{l1}^{ln} [-F_{lix} \sin(\beta) + F_{liy} \cos(\beta)] + c_i * \sum_{j1}^{jn} [-F_{jix} \sin(\psi) + F_{jiy} \cos(\psi)] \quad \text{Ec. 78}$$

Donde:

- Simplemente en las dos primeras expresiones referidas a los sumatorios de las componentes verticales y horizontales, se han añadido las fuerzas correspondientes al extremo más que este elemento posee.
- En el sumatorio de Momentos de nuevo se han añadido los momentos que provoca el tercer extremo sobre el CDM del elemento. Para este caso también han sido necesarios definir los ángulos $\{\lambda, \psi, \beta\}$ ya que estos son necesarios para definir las distancias verticales y horizontales, usadas en el desarrollo de los Momentos Inerciales. Sin embargo en este punto es necesario hacer un ejercicio en el cual se imagine cómo rotaría este elemento. Si esto se hace se desemboca en que además de que se deben utilizar los ángulos ψ y β , a su vez y debido al propio movimiento que este desarrolla también dependen directamente de θ_i , posteriormente se hará más hincapié sobre ello. De igual forma se han mostrado las distancias $\{a, b, c\}$.

Consecuencia de la aplicación de estas tres expresiones sobre las barras Z2, Z3, Sólido rígido 478, Z5, Z6, Z9 y Sólido rígido 101112, se obtienen 21 ecuaciones con 23 incógnitas, donde a su vez se conocen las fuerzas que se deben al contacto entre el suelo y el Walker. Por lo tanto se obtiene un sistema determinado con 21 incógnitas y 21 ecuaciones. Para ejecutar este cálculo de forma óptima se emplea el método de **Cramer**, ya que con la potencia que tienen los actuales ordenadores se obtienen este tipo de cálculos de manera muy rápida, además de ser fácilmente programable.

12. 1 Análisis dinámico Barra Z2

En primer lugar se mostrarán de forma consecutiva las imágenes necesarias para el análisis, después se plantean las ecuaciones y las posibles explicaciones necesarias para la correcta comprensión de las mismas.

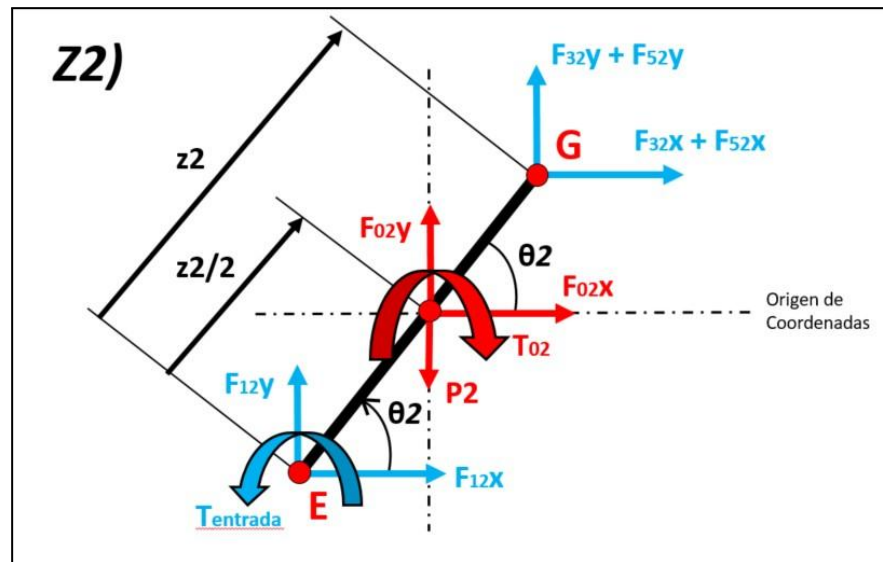


Fig 12.3: Barra Z2. Realización propia.

Expresiones:

$$\sum F_x = 0 = F_{02x} + F_{12x} + F_{32x} + F_{52x}$$

$$F_{02x} = -F_{12x} + F_{23x} + F_{25x}$$

Ec. 79

$$\sum F_y = 0 = F_{02y} + F_{12y} + F_{32y} + F_{52y} - P_2$$

$$F_{02y} - P_2 = -F_{12y} + F_{23y} + F_{25y}$$

Ec. 80

$$\sum M = 0 = T_{02} + T_{ent} + \frac{z2}{2} [F_{12x} \sin\theta2 - F_{12y} \cos\theta2] + \frac{z2}{2} [-F_{32x} \sin\theta2 + F_{32y} \cos\theta2] + \frac{z2}{2} [-F_{52x} \sin\theta2 + F_{52y} \cos\theta2]$$

Ec. 81

$$T_{02} = -T_{ent} + \frac{z2}{2} [-F_{12x} \sin\theta2 + F_{12y} \cos\theta2] + \frac{z2}{2} [-F_{23x} \sin\theta2 + F_{23y} \cos\theta2] + \frac{z2}{2} [-F_{25x} \sin\theta2 + F_{25y} \cos\theta2]$$

Es necesario mencionar que las fuerzas que aparecen en los extremos son las debidas a las uniones de las diferentes barras que forma el mecanismo, al ser estas articulaciones restringen tanto en el Eje X como en el Y, por lo que generan dos reacciones, a la vez que

permiten el giro entre barras. Estas se toman positivas desde un inicio, sin embargo se pueden intercambiar como $F_{ji} = - F_{ij}$, siendo estas fuerzas contrarias y pertenecientes a barras distintas (**Principio de Acción-Reacción, Tercera Ley de Newton**). Tomándose de este modo, para que en todos los diagramas se puedan representar como positivas, haciendo mucho más sencillo el análisis, con solo cambiar los signos de las fuerzas que son contrarias.

Recaltar también que el sentido de giro antihorario es positivo, definiendo el signo positivo para T_{ent} . Después también se debe observar que se ha pasado hacia el lado izquierdo de las ecuaciones los parámetros conocidos, esto es consecuencia de que para la posterior resolución del sistema de ecuaciones se emplearán matrices; concretamente el método de Cramer, por lo que simplemente se van reorganizando las ecuaciones según se van obteniendo.

12. 2 Análisis dinámico Barra Z3

Para esta segunda barra (Z3) se procede de igual manera que la anterior.

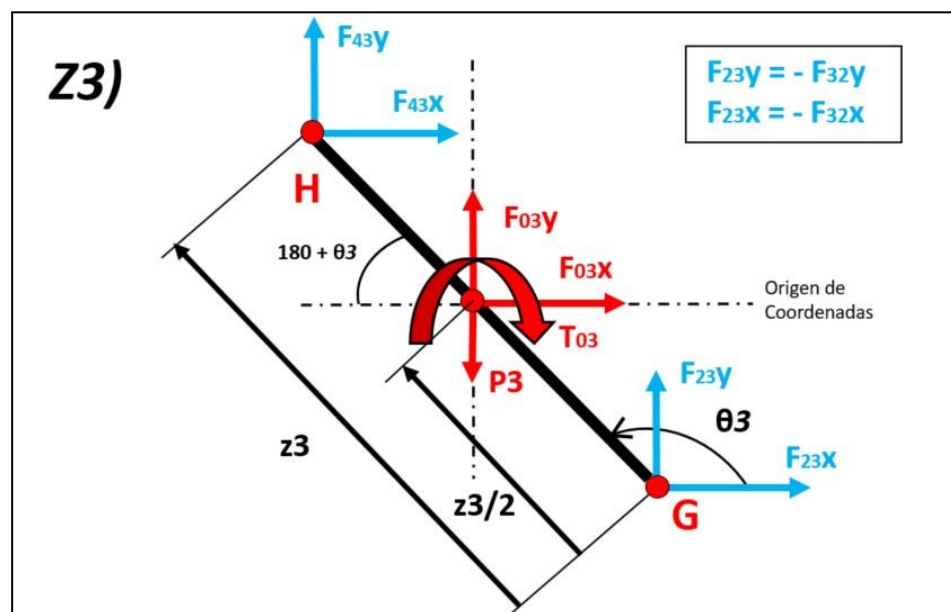


Fig 12.4: Barra Z3. Realización propia.

$$\sum F_x = 0 = F_{03x} + F_{23x} + F_{43x} \quad \text{Ec. 82}$$

$$F_{03x} = -F_{23x} + F_{43x}$$

$$\sum F_y = 0 = F_{03y} + F_{23y} + F_{43y} - P_3 \quad \text{Ec. 83}$$

$$F_{03y} - P_3 = -F_{23y} + F_{34y}$$

$$\sum M = 0 = T_{03} + \frac{z_3}{2} [F_{23x} \sin \theta_3 - F_{23y} \cos \theta_3] + \frac{z_3}{2} [-F_{43x} \sin \theta_3 + F_{43y} \cos \theta_3]$$

$$T_{03} = \frac{z_3}{2} [-F_{23x} \sin \theta_3 + F_{23y} \cos \theta_3] + \frac{z_3}{2} [-F_{34x} \sin \theta_3 + F_{34y} \cos \theta_3] \quad \text{Ec. 84}$$

Observar que en esta ocasión no existe momento referido al motor, ya que este es únicamente expresado en la barra Z2, también conocida como manivela, y el movimiento provocado por el motor es transmitido por las uniones entre barras.

12.3 Análisis dinámico Barra Z478

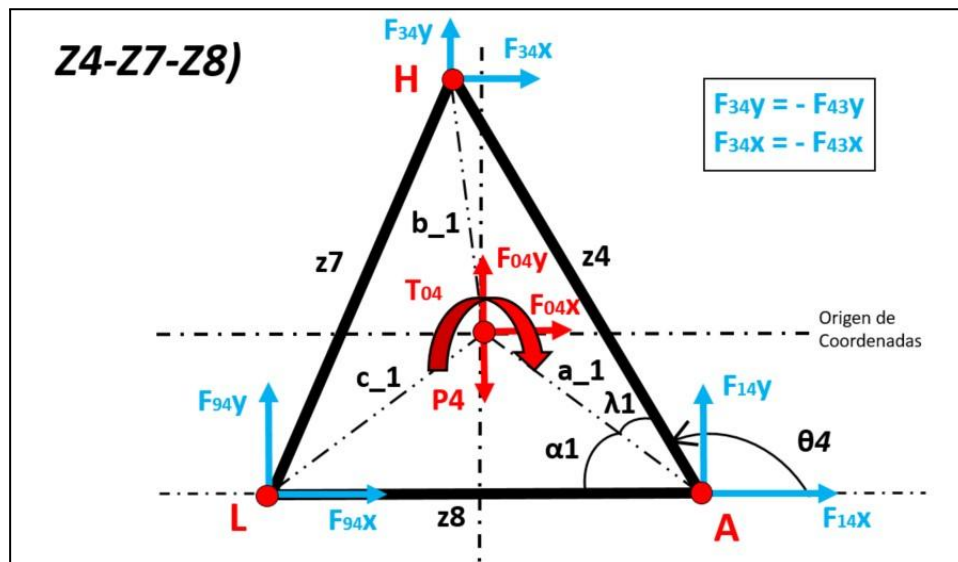


Fig 12.5: Sólido rígido N°1 o Barra Z478. *Realización propia.*

El análisis del Sólido rígido N°1 se realiza de nuevo sobre su CDM. Sin embargo en esta ocasión para el nudo A, las fuerzas que interactúan con el no dependen únicamente de θ_4 , si no que esta vez la dependencia es sobre la suma de $\theta_4 + \lambda_1$, donde “ λ_1 ” es un valor constante definido por la propia estructura del cuerpo rígido. Lo mismo ocurre para los Nudos H y L, dependientes ahora de los ángulos “ β ” y “ ψ ” respectivamente. Posterior a esta aclaración y para obtener todas las variables que se expresan en la Fig 1.5 es necesario otra figura que facilite la comprensión de los parámetros geométricos del Sólido rígido N°1.

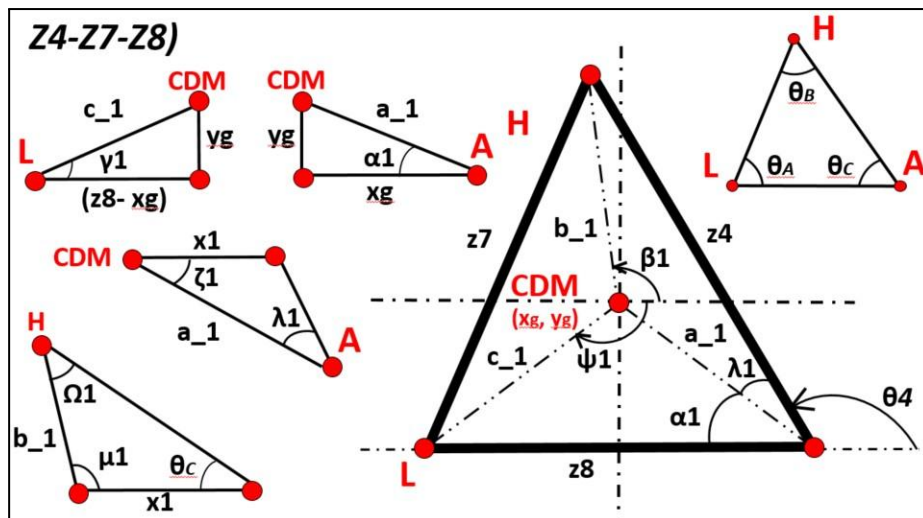


Fig 12.6: Parámetros geométricos del Sólido rígido N°1. *Realización propia.*

Este desglose de parámetros mostrados en la Fig 12.6, es necesario para poder obtener los parámetros finales de λ_1, ψ_1 y β_1 . Toda esta deducción parte del CDM del sólido rígido y las ecuaciones que se emplean son las siguientes:

Triángulo CDM-A

$$a_1 = \sqrt{y_g^2 + x_g^2} \quad \text{Ec. 85}$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{x_g}{a_1}\right) \quad \text{Ec. 86}$$

Triángulo CDM-L

$$c_1 = \sqrt{y_g^2 + (z_8 - x_g)^2} \quad \text{Ec. 87}$$

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{z_8 - x_g}{c_1}\right) \quad \text{Ec. 88}$$

$$\delta_1 = 180 - \gamma_1 - \alpha_1 \quad [\text{Ángulo entre } c_1\text{-CDM-}a_1] \quad \text{Ec. 89}$$

Triángulo CDM-A

$$\lambda_1 = \theta_c - \alpha_1 \quad \text{Ec. 90}$$

$$x_1 = \sin(\lambda_1) a_1 \quad \text{Ec. 91}$$

$$\zeta_1 = \arccos\left(\frac{x_1}{a_1}\right) \quad \text{Ec. 92}$$

Triángulo CDM-H

$$b_1 = \tan(\theta_c) x_1 \quad \text{Ec. 93}$$

$$\Omega_1 = \arctan\left(\frac{x_1}{b_1}\right) \quad \text{Ec. 94}$$

$$\mu_1 = 180 - \Omega_1 - \theta_c \quad \text{Ec. 95}$$

De nuevo se comenta que para el análisis de los momentos que interfieren en el sistema, tanto ψ_1 y β_1 son directamente afectados en este caso por θ_4 . Para aclarar mejor esta situación se adjuntan las siguientes imágenes.

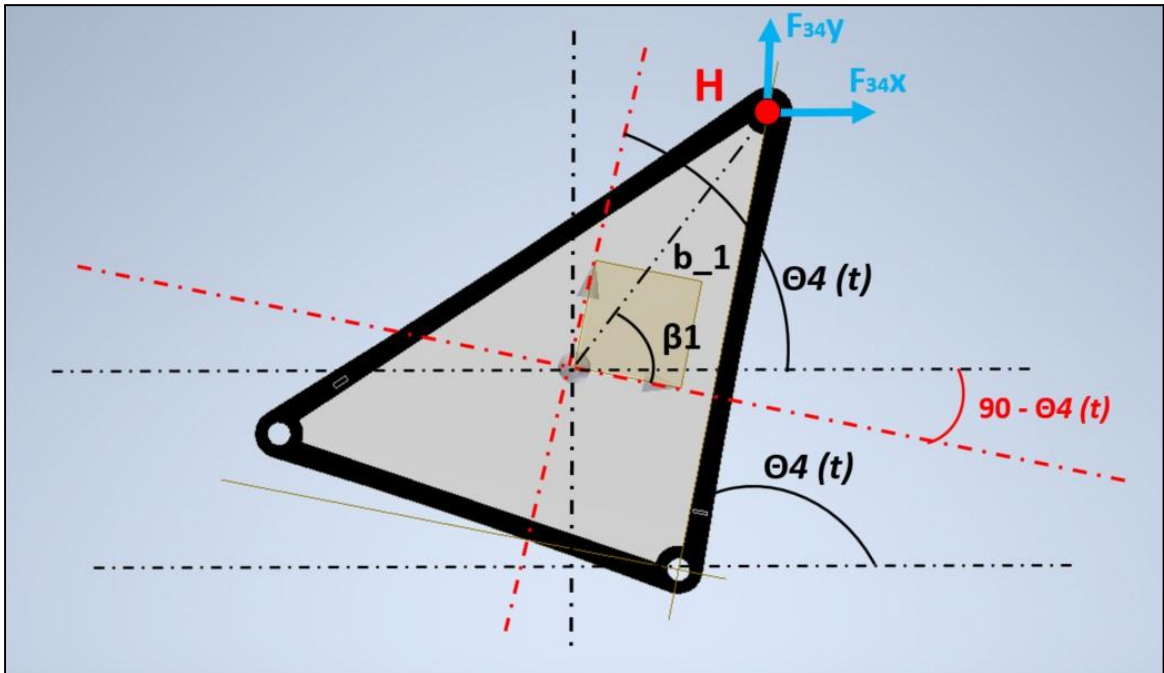


Fig 12.7: Aclaración sobre los ángulos, N°1. *Realización propia.*

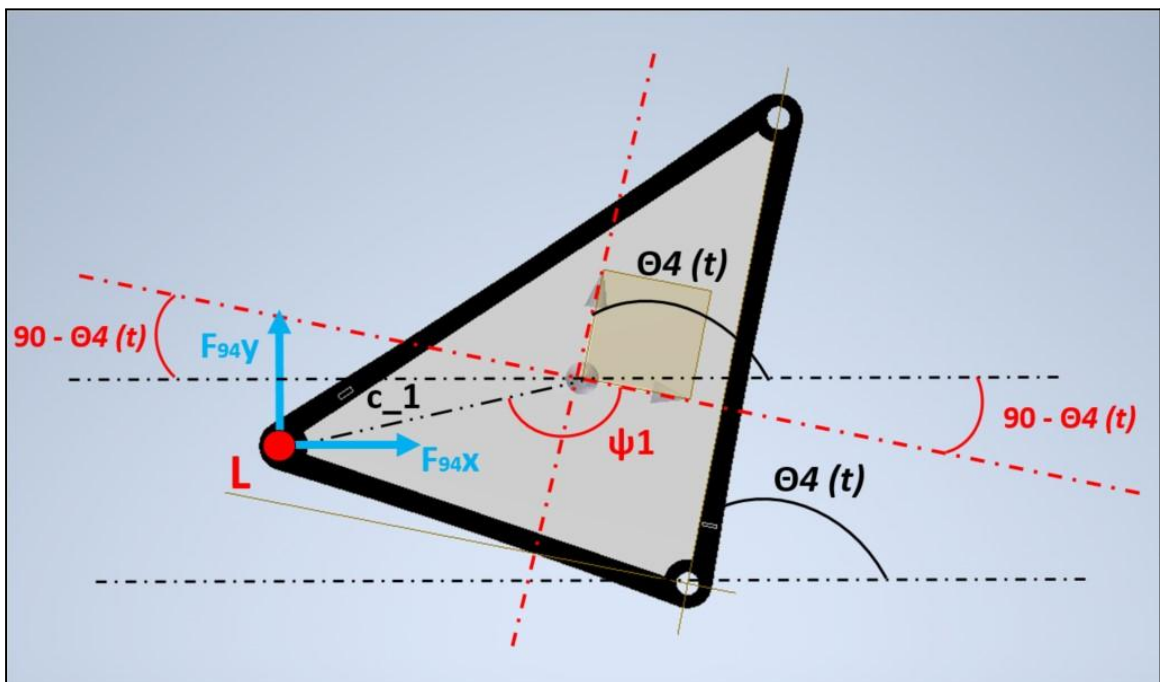


Fig 12.8: Aclaración sobre los ángulos, N°2. *Realización propia.*

Datos Geométricos Finales

$$\beta_1 = \mu_1 - (90 - \theta_4) \quad \text{Ec. 96}$$

$$\psi_1 = \delta_1 + (90 - \theta_4) \quad \text{Ec. 97}$$

Por lo tanto, las ecuaciones de la Dinámica serían:

$$\sum Fx = 0 = F_{04x} + F_{14x} + F_{34x} + F_{94x} \quad \text{Ec. 98}$$

$$F_{04x} = -F_{14x} - F_{34x} + F_{94x}$$

$$\sum Fy = 0 = F_{04y} + F_{14y} + F_{34y} + F_{94y} - P_4 \quad \text{Ec. 99}$$

$$F_{04y} - P_4 = -F_{14y} - F_{34y} + F_{94y}$$

$$\sum T = 0 = T_{04} + a_1 [F_{14x} \sin(\theta_4 + \lambda_1) - F_{14y} \cos(\theta_4 + \lambda_1)] + b_1 [-F_{34x} \sin \beta_1 + F_{34y} \cos \beta_1] + c_1 [-F_{94x} \sin(\psi_1) + F_{94y} \cos(\psi_1)] \quad \text{Ec. 100}$$

$$T_{04} = a_1 [-F_{14x} \sin(\theta_4 + \lambda_1) + F_{14y} \cos(\theta_4 + \lambda_1)] + b_1 [F_{34x} \sin \beta_1 - F_{34y} \cos \beta_1] + c_1 [-F_{94x} \sin(\psi_1) + F_{94y} \cos(\psi_1)]$$

12.4 Análisis dinámico Barra Z5

Se procede de igual forma que en los casos anteriores.

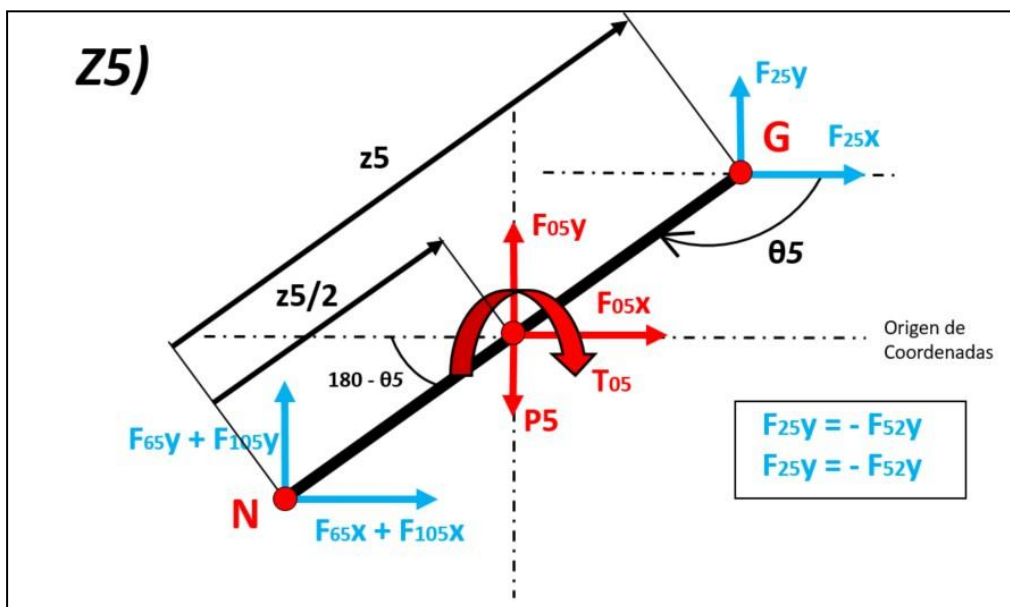


Fig 12.9: Barra Z5. Realización propia.

Ecuaciones Dinámicas:

$$\sum Fx = 0 = F_{05x} + F_{25x} + F_{65x} + F_{105x} \quad \text{Ec. 101}$$

$$F_{05x} = -F_{25x} + F_{56x} + F_{510x}$$

$$\sum Fy = 0 = F_{05y} + F_{25y} + F_{65y} + F_{105y} - P_5 \quad \text{Ec. 102}$$

$$F_{05y} - P_5 = -F_{25y} + F_{56y} + F_{510y}$$

$$\sum T = 0 = T_{05} + \frac{z_5}{2} [F_{25x} \sin(\theta_5) - F_{25y} \cos(\theta_5)] + \frac{z_5}{2} [-F_{65x} \sin(\theta_5) + F_{65y} \cos(\theta_5)] + \frac{z_5}{2} [-F_{105x} \sin(\theta_5) + F_{105y} \cos(\theta_5)] \quad \text{Ec. 103}$$

$$T_{05} = \frac{z_5}{2} [-F_{25x} \sin(\theta_5) + F_{25y} \cos(\theta_5)] + \frac{z_5}{2} [-F_{56x} \sin(\theta_5) + F_{56y} \cos(\theta_5)] + \frac{z_5}{2} [-F_{510x} \sin(\theta_5) + F_{510y} \cos(\theta_5)]$$

12. 5 Análisis dinámico Barra Z6

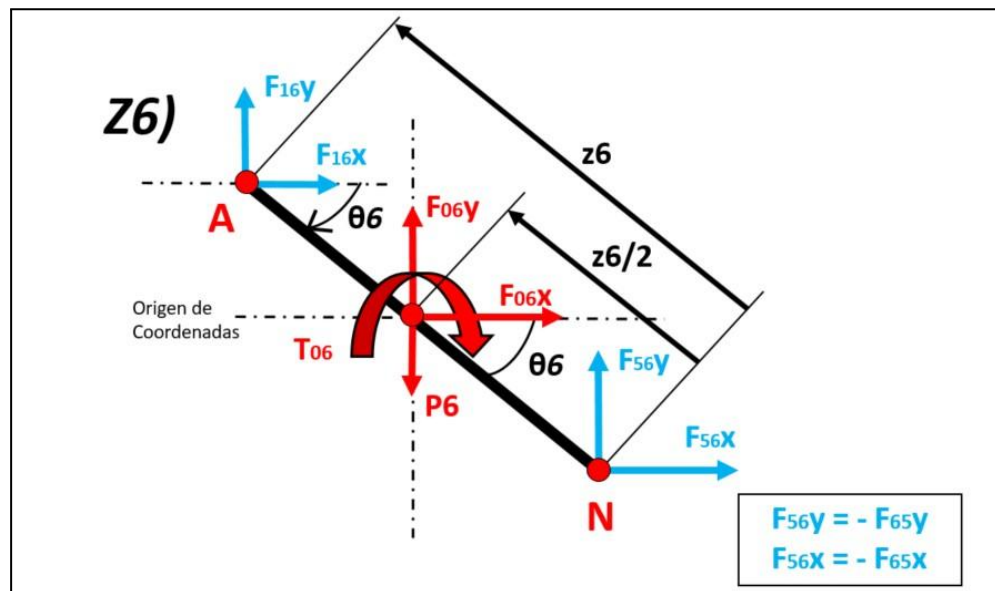


Fig 12.10: Barra Z6. Realización propia.

Ecuaciones Dinámicas:

$$\sum Fx = 0 = F_{06x} + F_{16x} + F_{56x} \quad \text{Ec. 104}$$

$$F_{06x} = -F_{16x} - F_{56x}$$

$$\sum Fy = 0 = F_{06y} - P_6 + F_{16y} + F_{56y} \quad \text{Ec. 105}$$

$$F_{06y} - P_6 = -F_{16y} - F_{56y}$$

$$\sum T = 0 = T_{06} + \frac{z_6}{2} [F_{16x} \sin(\theta_6) - F_{16y} \cos(\theta_6)] + \frac{z_6}{2} [-F_{56x} \sin(\theta_6) + F_{56y} \cos(\theta_6)]$$

$$T_{06} = \frac{z_6}{2} [-F_{16x} \sin(\theta_6) + F_{16y} \cos(\theta_6)] + \frac{z_6}{2} [F_{56x} \sin(\theta_6) - F_{56y} \cos(\theta_6)] \quad \text{Ec. 106}$$

12. 6 Análisis dinámico Barra Z9

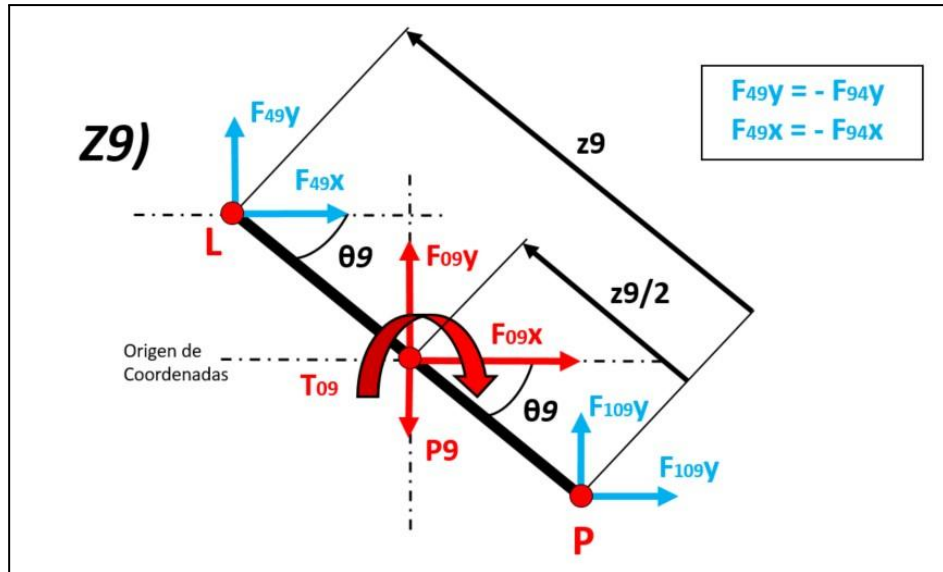


Fig 12.11: Barra Z9. Realización propia.

Ecuaciones Dinámicas:

$$\sum F_x = 0 = F_{09x} + F_{49x} + F_{109x} \quad \text{Ec. 107}$$

$$F_{09x} = -F_{49x} + F_{109x}$$

$$\sum F_y = 0 = F_{09y} - P_9 + F_{49y} + F_{109y} \quad \text{Ec. 108}$$

$$F_{09y} - P_9 = -F_{49y} + F_{109y}$$

$$\sum M = 0 = T_{09} + \frac{z_9}{2} [F_{49x} \sin(\theta_9) - F_{49y} \cos(\theta_9)] + \frac{z_9}{2} [-F_{109x} \sin(\theta_9) + F_{109y} \cos(\theta_9)]$$

$$T_{09} = \frac{z_9}{2} [-F_{49x} \sin(\theta_9) + F_{49y} \cos(\theta_9)] + \frac{z_9}{2} [-F_{109x} \sin(\theta_9) + F_{109y} \cos(\theta_9)] \quad \text{Ec. 109}$$

12. 7 Análisis dinámico Barra Z101112

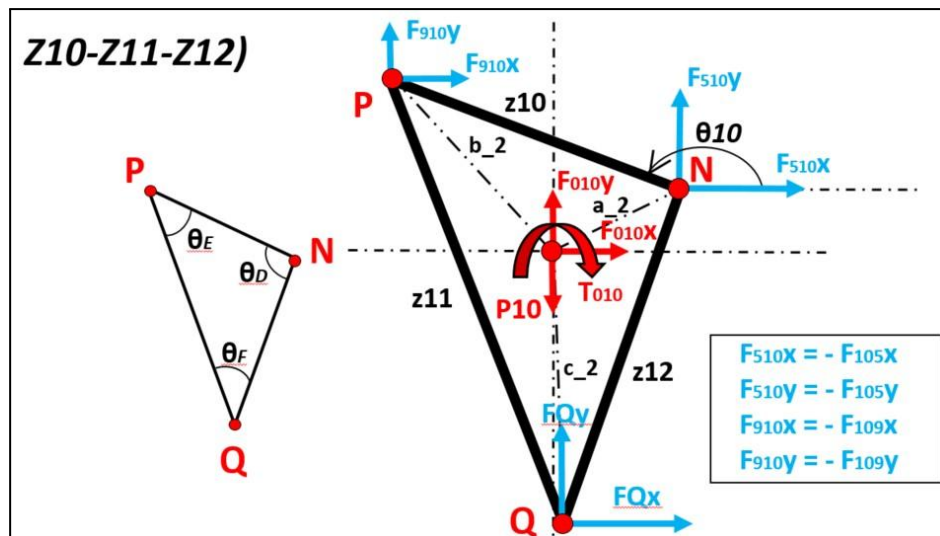


Fig 12.12: Análisis Dinámico Sólido Rígido N°2 o Barra Z101112. **Realización propia.**

Es necesario saber que para el nudo N, las fuerzas que interactúan con el no dependen únicamente de θ_{10} , si no que dependen de ϕ_2 , donde ϕ_2 es un valor que depende a su vez de θ_{10} , siendo la relación $360 - \theta_{10} - \phi_2 = \zeta_2$. Para un mejor análisis y comprensión del mismo, se adjunta otra figura con los parámetros geométricos.

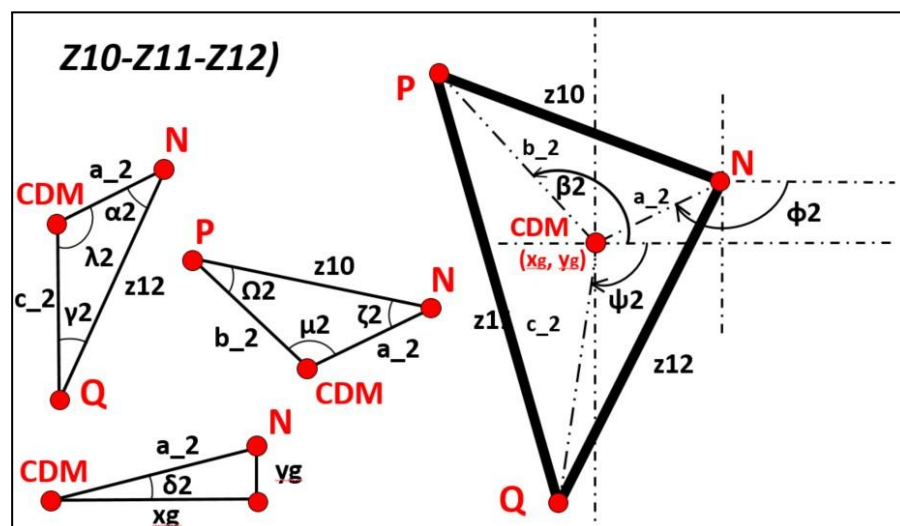


Fig 12.13: Datos Geométricos Barra Z101112. **Realización propia.**

Es necesario hacer un desglose de parámetros mostrados en la **Fig 12.11** para poder conseguir obtener los parámetros finales de λ_2 , ψ_2 y β_2 . Toda esta deducción parte del CDM del sólido rígido y las ecuaciones que se emplean son las siguientes:

Triángulo CDM-N-yg

$$a_2 = \sqrt{y_{g2}^2 + x_{g2}^2} \quad \text{Ec. 110}$$

Triángulo CDM-N-Q

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{a_2}{z_{12}}\right) \quad \text{Ec. 111}$$

$$\gamma_2 = \arcsin\left(\frac{a_2}{z_{12}}\right) \quad \text{Ec. 112}$$

$$\lambda_2 = 180 - \gamma_2 - \alpha_2 \quad [\text{Ángulo entre } c_2\text{-CDM-}a_2] \quad \text{Ec. 113}$$

$$c_2 = \sin(\alpha_2) z_{12} \quad \text{Ec. 114}$$

Triángulo P-N-CDM

$$\zeta_2 = \arccos\left(\frac{a_2}{z_{10}}\right) \quad \text{Ec. 115}$$

$$\Omega_2 = \arccos\left(\frac{b_2}{z_{10}}\right) \quad \text{Ec. 116}$$

$$b_2 = \sin(\zeta_2) z_{10} \quad \text{Ec. 117}$$

$$\mu_2 = 180 - \zeta_2 - \Omega_2 \quad \text{Ec. 118}$$

De igual forma que en el caso anterior tanto ψ_2 como β_2 , dependen de θ_{10} . Para un mejor análisis se vuelven a adjuntar imágenes con el caso actual:

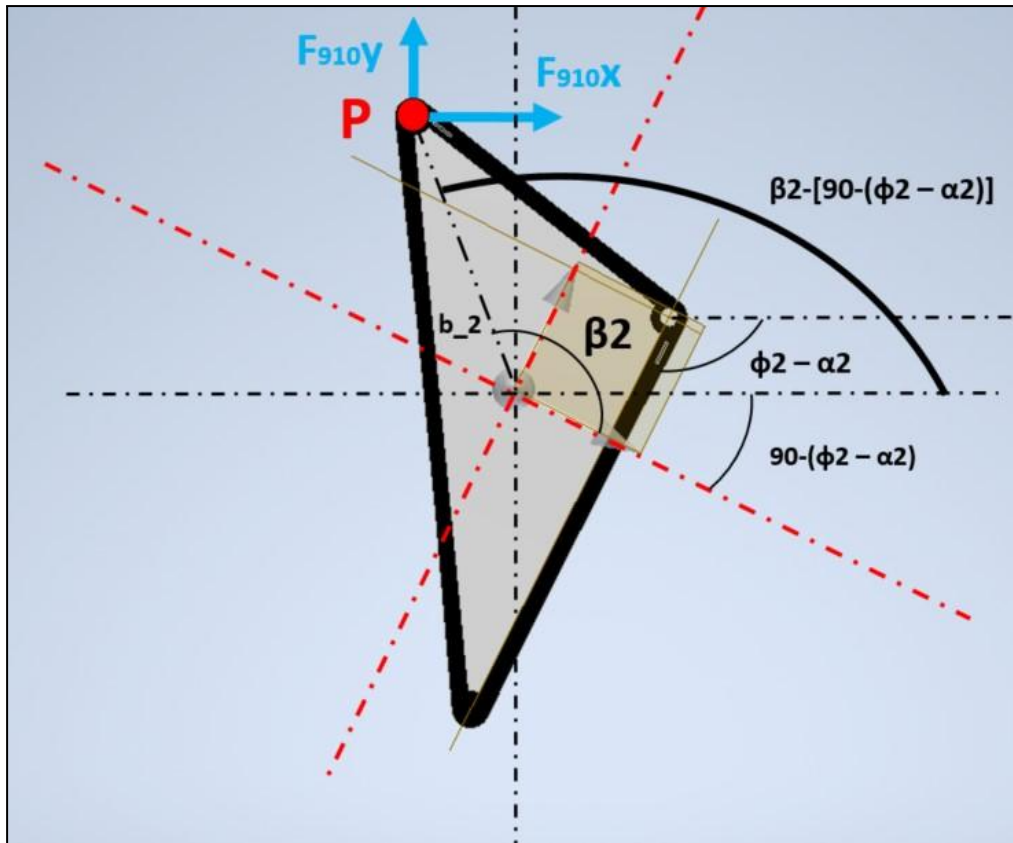


Fig 12.14: Aclaración sobre los ángulos, N°3. *Realización propia.*

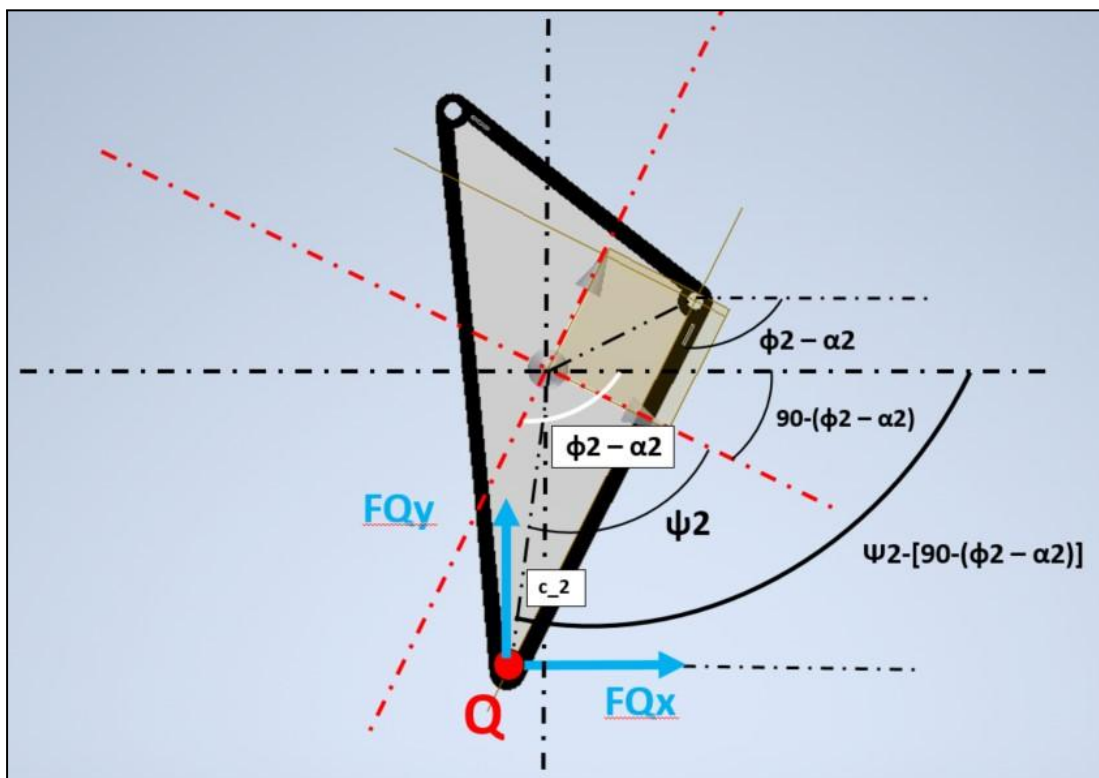


Fig 12.15: Aclaración sobre los ángulos, N°4. *Realización propia.*

Datos Geométricos Finales

$$\phi_2 = 360 - \theta_{10} - \zeta_2 \quad \text{Ec. 119}$$

$$\beta_2 = \mu_2 + (180 - \phi_2) \quad \text{Ec. 120}$$

$$\psi_2 = \delta_2 - (180 - \phi_2) \quad \text{Ec. 121}$$

Por lo tanto, las ecuaciones de la Dinámica serían:

$$\begin{aligned} \sum Fx = 0 &= F_{010}x + F_{510}x + F_{910}x + F_Qx \\ F_{010}x + F_Qx &= -F_{510}x - F_{910}x \end{aligned} \quad \text{Ec. 122}$$

$$\begin{aligned} \sum Fy = 0 &= F_{010}y - P_{10} + F_Qy + F_{910}y + F_{510}y \\ F_{010}y - P_{10} + F_Qy &= -F_{910}y - F_{510}y \end{aligned} \quad \text{Ec. 123}$$

$$\sum M = 0 = T_{010} + a_2 [F_{510x} \sin(\phi_2) - F_{510y} \cos(\phi_2)] + b_2 [-F_{910x} \sin(\beta_2) + F_{910y} \cos(\beta_2)] + c_2 [-F_{Qx} \sin(\psi_2) + F_{Qy} \cos(\psi_2)] \quad \text{Ec. 124}$$

$$T_{010} + c_2 [-F_{Qx} \sin(\psi_2) + F_{Qy} \cos(\psi_2)] = a_2 [-F_{510x} \sin(\phi_2) + F_{510y} \cos(\phi_2)] + b_2 [F_{910x} \sin(\beta_2) - F_{910y} \cos(\beta_2)]$$

Como se puede observar en la tercera ecuación ahora en el lado derecho también aparecen las fuerzas debidas al apoyo del mecanismo con el suelo (FQx y FQy), ya que estas fuerzas son conocidas, como más adelante se explicará.

12. 8 Datos necesarios para resolver el análisis dinámico

Una vez que se tienen las 21 ecuaciones sobre el sistema dinámico, es posible resolverlo, sin embargo existen ciertos datos desconocidos en este instante. Esos datos son por un lado las aceleraciones lineales que se desarrollan sobre cada CDM de cada barra y el valor de las fuerzas entre el **end-effector** y el suelo.

Para comenzar actualmente se conocen tanto las velocidades como aceleraciones angulares de cada barra, sin embargo se desconocen las aceleraciones lineales que se desarrollan sobre ellas. Como se conoce por la cinemática de elementos rotativos; la velocidad y aceleración lineales de elementos en rotación varía con la distancia al eje de movimiento, además de con la propia velocidad y aceleración angular que el propio elemento posee.

Para poder conseguir obtener la aceleración lineal sobre el CDM de cada barra, se recurre a la **ecuación de Charles**, la cual posee la siguiente expresión:

$$\vec{a}_{P2/1} = \vec{a}_{A2/1} + \vec{\alpha}_{A2/1} \times \vec{AP} + \vec{\Omega}_{2/1} \times (\vec{\Omega}_{2/1} \times \vec{AP}) \quad \text{Ec. 125}$$

Donde:

- $a_{P2/1}$ = Es la aceleración lineal del punto que se desea conocer. (m/s^2)
- $a_{A2/1}$ = Es la aceleración lineal conocida del punto anterior al que se desea conocer. (m/seg^2)
- $\alpha_{2/1}$ = Es la aceleración angular del elemento donde se encuentran los puntos A y P. (rad / s^2)
- AP = Distancia entre puntos dentro de un mismo sólido. (m)
- $\Omega_{2/1}$ = Velocidad angular del elemento en movimiento que contiene A y P. (rad / s)

Por lo que como se conocen tanto las velocidades y aceleraciones angulares de todas las barras y además se conoce la velocidad lineal de la articulación E, situada en la barra Z2, la cual es nula porque está restringida por la articulación en el Bastidor; se pueden obtener todas la velocidades lineales en cada CDM de cada barra.

Únicamente se debe tener en cuenta que debido a la existencia de elementos concatenados para la obtención de la aceleración lineal sobre el CDM por ejemplo de la barra Z3, se deben obtener antes la aceleración correspondiente al extremo contrario por donde entra el movimiento de la barra Z2. Esto es consecuencia de que la propia ecuación requiere de la aceleración lineal de algún punto dentro del mismo elemento, para hallar la aceleración lineal en el punto deseado. Es por ello que se debe hallar la aceleración lineal en el extremo de Z2 contrario por donde entra el movimiento, ya que es en ese punto donde la aceleración lineal de Z2 y Z3 son iguales (Nudo G), en el resto de puntos es completamente diferente y se debe adaptar esta deducción.

A su vez también existen elementos ternarios en este mecanismo, por lo que hay que aplicar la ecuación de Charles no solo para obtener la aceleración lineal en el CDM del Sólido rígido Z478, si no también es necesario aplicarla para conocer la aceleración lineal en la articulación L. De tal modo que con esta posteriormente se puede hallar la aceleración lineal sobre el CDM de la barra Z9.

Continuando se debe concretar cuáles son las fuerzas de reacción entre el suelo y el sólido Z101112. Como se ha mencionado al principio del análisis dinámico, no se contempla que suceda un impacto cuando contacto suceda. Para determinar el valor de las fuerzas referidas al contacto entre el Walker y el suelo se ha partido del estudio [38]. Donde en el, a partir del análisis empírico se obtienen las reacciones que un hombre de 70 kg de peso desarrolla cuando se produce el contacto entre su pie y el propio suelo, este experimento es realizado varias veces y en varias situaciones. De tal forma que se puede diferenciar claramente dos estados, el primero es la respuesta referida a las reacciones que suceden cuando el hombre está caminando y otra cuando está corriendo. Para el caso de estudio, en este Proyecto es idóneo la situación de caminar, ya que no tiene mucho sentido que para la limpieza de paneles solares el Walker corra, consecuencia de que la limpieza se debe ejecutar de manera suave y lenta.

Las fuerzas en el eje X y en el eje Y son notablemente diferentes. Mientras que en el eje X, la fuerza tiene una respuesta sinusoidal, empezando desde cero, pasando a adoptar valores negativos, para después pasar por valores positivos hasta llegar de nuevo al cero. Por otro lado, las fuerzas desarrolladas en el eje Y son positivas durante todo el contacto, con un contorno convexo. Esto tiene que quedar especialmente claro, el motivo por el cual esta fuerza en el eje Y es positiva es porque las fuerzas que se están estudiando son las fuerzas externas, es por ello que se debe tener en cuenta la fuerza que el suelo hace hacia la pierna y no la que la pierna hace hacia el suelo. No obstante se puede observar en su “cumbre” como aparecen dos jorobas (*humps*) que provocan los máximos valores.

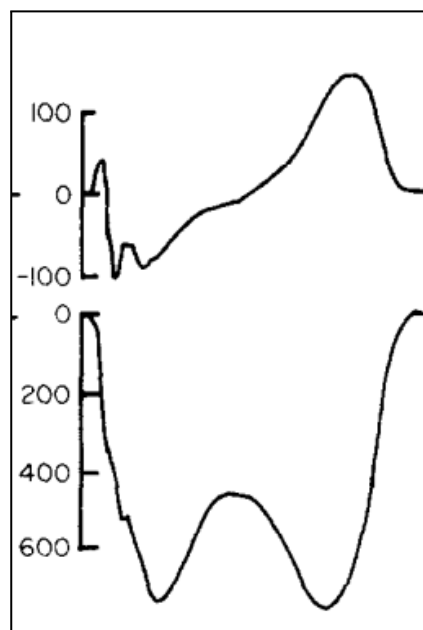


Fig 12.16: Fuerzas en contacto con el suelo Eje X (arriba) y Eje Y (abajo). [38].

Es muy necesario remarcar que aunque los valores de las reacciones en el Eje Y aparezcan en la **Fig 12.16** hacia abajo, estos son positivos, el propio documento [38] así las representa. Lo cual es lógico, ya que esta reacción debe tener signo positivo, consecuencia de que es la fuerza que el suelo ejerce sobre el *end-effector* del Walker y no la que el end-effector realiza sobre el suelo, y por tanto lo que capta el sensor en el experimento relatado en [38].

El motivo por el cual las fuerzas desarrolladas en X tienen esa forma sinusoidal, es debido a que el pie humano tiene una cierta superficie inicial, pero al principio únicamente se apoya con el talón, para después pasar a pisar en una última instancia únicamente con la punta de los dedos cuando el movimiento es de caminar. Es este movimiento el que provoca ese desarrollo sinusoidal. Siendo negativo en los primeros instantes, debido al impulso que se hace, para después ir a favor del movimiento en la etapa final.

Posteriormente las reacciones sobre el Eje Y como se ha mostrado poseen dos jorobas, estas son consecuencia del estado de caminar, mientras que si se estuviera corriendo únicamente existiría una cumbre sin jorobas. La justificación de esa doble joroba con un mínimo entre ambas, es que de nuevo por el movimiento característico de caminar y la forma desarrollada por los seres humanos, cuando se está caminando existe un instante donde la totalidad o casi toda la totalidad del pie está en contacto con el suelo, es en ese instante donde se produce el mínimo entre las jorobas. Consecuencia de que no se encuentra en una etapa de impulsión, si no que simplemente en este instante se soporta el peso propio, sin necesidad de generar mayores reacciones debidas al movimiento acelerado o desacelerado.

Este análisis respecto de las fuerzas que aparecen en contacto con el suelo es aplicado sobre el Walker, por varios motivos. Fundamentalmente por dos; el primero es debido a que el mecanismo Jansen simula el movimiento de locomoción de mamíferos por lo que es coherente poder aplicar este análisis; y segundo porque el área de contacto entre el suelo y el sólido Z101112 puede parecer pequeño y por lo tanto difícilmente comparable con un pie humano. Sin embargo el objetivo es también implantar en el *end-effector* un acople que aumente esta superficie en contacto. Los motivos de este acople son una mayor superficie en contacto y por lo tanto un mayor apoyo (la presión se distribuye según haya más superficie $P = F/S$), concluyendo en que tendrá un mejor apoyo impidiendo que por ejemplo en lugares donde se den lluvias y el suelo no sea cohesivo, el Walker al caminar no se pueda quedar anclado al suelo.

Para el desarrollo de estas fuerzas aplicadas al caso del Proyecto en [38] se muestra cómo a partir de la serie de Fourier se puede lograr conseguir los desarrollos mostrados en **Fig 12.16**. En esta ocasión se utilizarán las expresiones mostradas en [39, pag 8], las cuales están obtenidas a partir de [39].

$$F_{gx} = - \left(\frac{A}{7} \right) \cos\left(\frac{2\pi t}{\tau} + \frac{\pi}{2}\right) \quad \text{Ec. 126}$$

$$F_{gy} = -A \left[\cos\left(\frac{\pi t}{\tau}\right) - Q \cos\left(\frac{3\pi t}{\tau}\right) \right] \quad \text{Ec. 127}$$

Donde:

- **A** = Es el peso que cada pata debe aguantar cuando está apoyada, es decir el peso total del Walker dividido tres, en la situación más desfavorable que es cuando está en movimiento y únicamente existen tres patas apoyadas. (N)
- **Q** = Es un parámetro que define la forma de la curva en su pico. Si este es positivo se define la forma deseada con la doble joroba, mientras que si es negativo se obtiene una forma de campana. (Adimensional)
- **τ** = Es el tiempo total que está en contacto el Walker con el suelo. (seg)

Por lo que se debe definir el valor de ciertos parámetros. Por ejemplo, el peso total del Walker no se conoce, sin embargo se hará una estimación para poder continuar con el cálculo. Esta estimación estará mayorada.

Para comenzar el peso de una única pata tipo Jansen se puede conocer a través de las dimensiones de las barras y la densidad del aluminio. Por lo que una única pata tipo Jansen pesa sobre 50,84 kg. La elección de Aluminio como material base para la construcción de este Proyecto, es porque es un material resistente, capaz de soportar cargas, dúctil y lo más importante ligero; esta última característica es por la que se escogió el Aluminio en vez del Acero. Como se dispone de ocho patas el peso total de estas es de 403 kg.

A su vez el Walker utilizará perfiles de Aluminio huecos para formar el chasis y demás elementos que poseen la función de sustentación del sistema. Los perfiles de Aluminio que se estiman en un inicio son de 60x60 (3,29kg/m), 45x45 (2,12kg/m) y 30x30 (0,77kg/m).

Los primeros se utilizarán para formar las partes principales de chasis, y sustentación de las patas tipo Jansen. Cada pata necesita una zona de movimiento de 1650,87 mm más 323,13 mm (Giro Manivela, Z2) por lo que esto es igual a 1974 mm, como se tienen dos patas será por tanto una longitud necesaria de 3948 mm. Pero si se optimiza el espacio en la pata delantera, la cual únicamente necesitaría la longitud del bastidor más la extensión máxima que desarrolla la manivela es decir 612,72 más 323,13 igual a 935,85 mm, mientras que para la segunda necesitará los 1650,87 mm los cuales también incluye la medida del bastidor. Por tanto, sería un total de 2586,72 mm. Aplicando un 20% para situar el sistema de potencia que es necesario para transmitir el par motor y otro 10% en exceso por lo laterales, por tanto, el resultado final es de **3363 mm** de perfil de Aluminio. Por lo tanto el peso de cada Perfil de Aluminio es de:

$$3363 \text{ mm} \times (3,29 \text{ kg/m}) \times (1\text{m}/1000\text{mm}) = 11\text{kg}$$

De estos perfiles son necesarios 8 para formar los dos bloques rectangulares, uno para cada módulo andador de 4 patas. Por tanto:

$$8\text{Ud} \times 11 \text{ kg} = 88 \text{ kg Perfiles de Al (60x60)}$$

Después también se emplean **perfiles de Aluminio de (45x45)** para unir y conformar la estructura cuadrada antes mencionada. Las dimensiones de estos perfiles son dos, una para perfiles largos que se dispondrán como columnas en los bloques huecos mencionados que harán de chasis y unos perfiles más pequeños que servirán de nexos transversales. Se pretende que el bloque sea lo más cuadrado posible, por temas de estabilidad, por ello los transversales tendrán una longitud aproximada de 0,5 m y los que forman las columnas nombradas serán de 0.6 m. Por todo ello:

$$\text{Perfil de Aluminio corto} = 0,5 \text{ m} \times 1,1 \times (2,12 \text{ kg/m}) \times 8\text{Ud} = 9,328 \text{ kg}$$

$$\text{Perfil de Aluminio largo} = 0,6 \text{ m} \times 1,1 \times (2,12 \text{ kg/m}) \times 8 \text{ Ud} = 11,19 \text{ kg}$$

Por último, en cuanto a perfiles de Aluminio empleados, se usarán perfiles de (30x30) para soportar el sistema de limpieza en su parte superior, además de otros elementos destinados al control. Se pretende que la estructura que une los módulos de 4 patas sea una celosía tipo Warren formada por perfiles de Aluminio. Es muy difícil hacer una estimación de esta celosía cuando en este punto del Proyecto no se conoce como finalmente se va a ejecutar; lo que sí se conoce es que la distancia entre módulos será de aproximadamente 2 m debido a que debe tener esta longitud para que los paneles solares puedan pasar a través y ser limpiados. Es por ello que mínimo se necesitarán 2 perfiles largos de 2 metros. Al ser una celosía tipo Warren también se necesitan otros 2 perfiles más cortos se estiman de 1.8 m. Por último, cómo se desconocen el resto de barras que forman la celosía se multiplica al

peso de los perfiles nombrados por 1.4. Siendo más que razonable que los perfiles auxiliares pesen un 40% más.

Celosía Warren =

$$= [2 \text{ m} \times 2 \text{ Ud} \times (0,77 \text{ kg/m}) + 1,8 \text{ m} \times 2 \text{ Ud} \times (0,77 \text{ kg/m})] * 1,1 * 1,4 = 9,01 \text{ kg}$$

Después se necesitará otro perfil de Aluminio más que sustentará el sistema de limpieza. Este debe ser también de 2 m, por las dimensiones de los paneles solares que se pretenden limpiar. Es por ello:

$$\text{Perfil Equipo Limpieza} = [2 \text{ m} \times 1 \text{ Ud} \times (0,77 \text{ kg/m})] * 1,1 = 1,70 \text{ kg}$$

Posteriormente, como actualmente no se ha definido cuál será el método de limpieza de los paneles solares, si por agua presión o por aire. Independientemente de ello; el equipo deberá estar equipado o bien por un pequeño depósito de agua o por un calderín de aire. En este caso se ha decidido por estimar el peso de un posible **depósito de agua**, ya que este es más desfavorable por la densidad que posee la propia agua. El depósito se situará en uno de los laterales de una de las partes móviles o en ambas (para una mejor distribución del peso).

Pudiendo ser el mayor volumen de agua almacenado como estimación y sin tener en cuenta el espesor de paredes del depósito, se estima que:

$$\begin{aligned} \text{Volumen total posible} &= 0,5 \text{ m (Ancho Bloque)} * 0,6 \text{ m (Alto Bloque)} * 0,5 \text{ m (Largo Bloque)} \\ &* 1,25 = 0,1875 \text{ m}^3 * 2 \text{ Ud} = 0,375 \text{ m}^3 = 375 \text{ L} = 375 \text{ kg} \end{aligned}$$

Esta cantidad mostrada en un primer instante y desde el punto de vista ingenieril parece abrumadora para que un sistema como el ideado la pueda soportar, ya que aumentaría los costes en los materiales de las patas tipo Jansen para que aguanten tal cantidad de agua. Además de posibles problemas relacionados con vuelcos o espacio insuficiente para albergar los demás sistemas que necesita el Walker (Eléctrico y electrónico). Pero como se ha recalcado desde el inicio es una estimación y está mayorada, por lo tanto es necesario hacerlo así para que tanto las barras que forman parte del Walker como el motor escogido sean los adecuados y no se escojan elementos no válidos.

A su vez también se pretende emplear un **panel fotovoltaico** pequeño para aumentar la carga y durabilidad del funcionamiento del robot. El panel escogido posee unas medidas de 103 x 52.5 x 3 cm, el cual posee un peso de 2,54 kg.

Por último se estima el peso de las **baterías de Litio** que necesita el Walker para completar su función. Como no se conoce que consumo se tendrá, será necesario estimarlo para conocer el peso aproximado de las baterías sobre el robot. Como esto es muy especulativo se tomará como referencia una batería de litio recargable, grande y que soporta grandes consumos (8Ah, 12V). La elección de baterías posee unas dimensiones de 18.6 x 13.8 x 10.3 cm, con un peso de 1,5 kg.

El **Peso Total** estimado por tanto será:

$$403 \text{ kg} + 88 \text{ kg} + 9.32 \text{ kg} + 11.2 \text{ kg} + 9.0 \text{ kg} + 1,70 \text{ kg} + 375 \text{ kg} + 2,54 \text{ kg} + 1,5 \text{ kg} = 902 \text{ kg}$$

$$PT = 902 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/seg}^2 = 8850 \text{ N}$$

Se propone a su vez aumentar este peso en 15% destinado a la electrónica y sistema de potencia, además de un factor de seguridad de 1,5, por lo que el peso total sería de

$$PT = [(8850 \text{ N} \times 15 / 100) + 8850 \text{ N}] \times 1,5 = 15266,25 \text{ N}$$

Por lo que cada una de las patas tipo Jansen, que el Walker posee, debe poder aguantar el peso de $15266,25 / 3 = 5088.75 \text{ N}$. Esa división entre tres es debida a que cuando el Walker esté en movimiento, únicamente se sustenta con tres de las patas que dispone.

Después de conocer el valor de "A", también se asigna el valor para "Q" siendo este de 1/7. El motivo de esta cantidad es consecuencia de que se desea la aparición de las dos jorobas explicadas anteriormente. Es por ello que este valor es obtenido por experimentación [38].

Por último el tiempo de contacto con el suelo es de 1,25 seg, quedando así definido el valor de τ . El motivo de este valor es consecuencia de la velocidad angular que se implementa en la Manivela inicialmente, esta es de 120°/seg, por ello tarda 3 seg en ejecutar una vuelta completa y en consecuencia 3 seg tarda el *end-effector* en ejecutar la curva de acoplamiento al completo. Sin embargo, únicamente se desea conocer el tiempo de contacto con el suelo, este es fácilmente deducible conociendo que el mecanismo está en contacto con el suelo un rango de 150°, además de poder consultarlo de manera directa con Geogebra. Siendo el resultado de que el contacto con el suelo es de 1,25 seg.

Estando ya definidos todos los valores para cada magnitud se puede graficar ambas reacciones para mostrar su comportamiento. Las gráficas siguientes han sido ejecutadas a través de Python, en Jupyter Notebook:

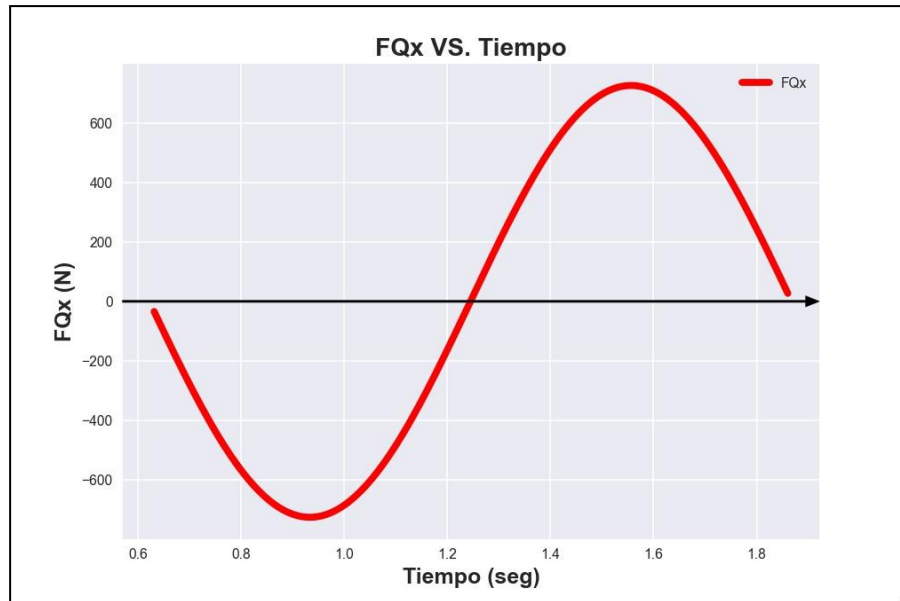


Fig 12.17: Reacción Fuerzas componente X. *Realización propia.*

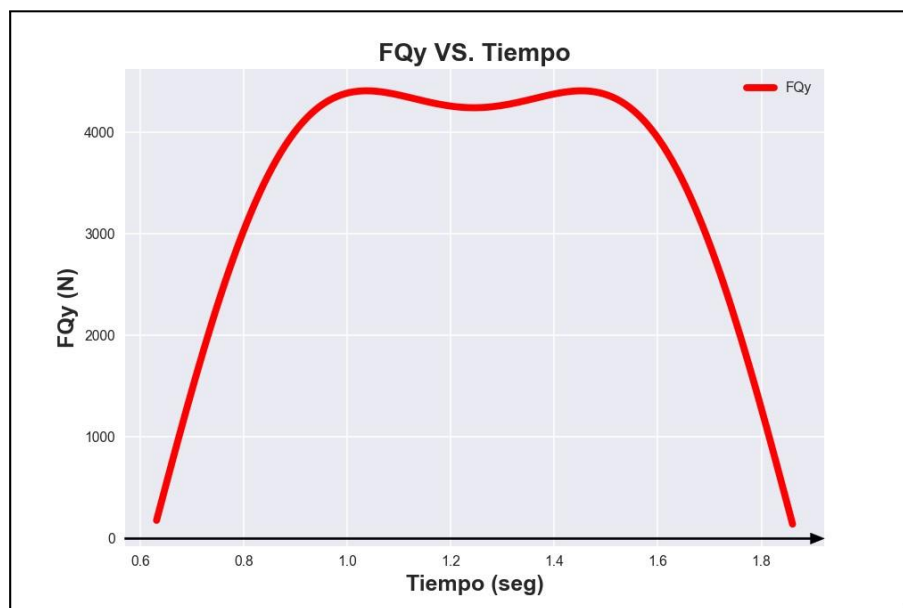


Fig 12.18: Reacción Fuerzas componente Y. *Realización propia.*

Algo de lo que es importante percatarse es que en ninguno de los dos casos se llega al peso máximo por pata establecido. Esto es consecuencia de que actúan a la vez, y es por ello que existe una repartición, donde claramente es mayor en la componente Y. Consecuencia de que es esta la que mayor relevancia tiene respecto al apoyo y en la situación de caminar. Aun así, también debido a las expresiones utilizadas, desarrolladas a partir de la serie de Fourier no se alcanza nunca tampoco el peso máximo aun cuando alguna de las dos componentes tiene un valor de cero como pasa en t igual a 1,246 seg. Después en la **Fig 12.18** se puede ver cómo aparece el comportamiento anteriormente explicado relacionado con las dos jorobas.

Para concluir con este apartado se debe mencionar los valores de tiempo mostrados en las figuras **Fig 12.17** y **Fig 12.18**. Como se observa comienza en aproximadamente 0,6 seg y termina en aproximadamente en 1,8 seg, lo que equivale a 1.25 seg que es el tiempo de apoyo de una pata cuando se desarrolla el movimiento. El motivo de que empiece en 0,6 seg y no en 0 seg, es debido a que desde un tiempo igual a 0 seg el mecanismo no entra en contacto con el suelo. Es cuando el tiempo marca 0,6 seg cuando el mecanismo comienza el contacto con el suelo. Es obvio deducir que cuando no existe el contacto con el suelo tanto FQ_x y FQ_y poseen un valor cero.

12.9 Resolución del análisis dinámico

Una vez que se han establecido las 21 ecuaciones y se conocen todos los valores del sistema, a excepción de las 21 incógnitas referidas a las fuerzas que se producen en las barras y el momento torsor que el motor debe proporcionar, es hora de resolver el sistema.

Al ser un sistema determinado, lineal y la matriz de coeficientes distinta de cero se puede aplicar Cramer.

Para resolver por Cramer es necesario aclarar que existen tres tipos de matrices, una de ellas referida a las variables que se desean obtener, en el caso del presente Proyecto son las magnitudes de los términos que aparecen a la derecha de las ecuaciones dinámicas, estos términos son las incógnitas que se desean resolver. Por otro lado, se tiene la matriz de coeficientes independientes, esta matriz es tipo columna y únicamente contiene aquellos términos cuyos valores si se conocen; fijándose en las ecuaciones dinámicas de este Proyecto se puede ver como en este caso son los términos situados a la izquierda. Por último existe una tercera matriz más grande que las anteriores la cual multiplica a la matriz columna que posee las incógnitas, esta hace de nexo y establece las conexiones matemáticas según las ecuaciones dinámicas de cómo se comportan las barras entre lo conocido y lo no conocido.

$$[Fc] = [L] * [Fd]$$

Donde:

- $[Fc]$ = Matriz columna que representa los términos conocidos.
- $[L]$ = Matriz que relaciona matemáticamente los términos conocidos y desconocidos, a través del desarrollo de las ecuaciones dinámicas planteadas.
- $[Fd]$ = Matriz columna que representa los términos desconocidos.

Es necesario recalcar que este método de resolución se debe ejecutar de ángulo en ángulo hasta completar los 360° del giro de la manivela. En este caso como se comienza en una posición de 90° para la Manivela, el ángulo final será de 450°. Es decir, el sistema de 21 ecuaciones resuelto por Cramer se lleva a cabo 360 veces, obteniéndose por tanto el valor de cada Fuerza y el Momento necesario para cada ángulo de revolución según θ_2 . Este procedimiento se vuelve sencillo utilizando Python y Jupyter Notebook, ya que se emplean bucles, listas y diccionarios. A continuación en una tabla se muestran los valores máximos obtenidos para cada fuerza y el Momento máximo necesario para lograr el movimiento completo.

Barra	Fuerza máxima desarrollada extremos (N)		Ángulo θ_2 (°)
Barra Z2	Ex	- 6387,5	389
	Ey	938,18	309
Barra Z2 - Barra Z3	Gx23	-4044,32	392
	Gy23	2593,9	387
Barra Z2 - Barra Z5	Gx25	-2488,3	381
	Gy25	-2876,3	390
Barra Z3 - Barra Z478	Hx	-4040,8	392
	Hy	2559,5	387
Barra Z1 - Barra Z478	Ax	22996,4	395
	Ay	-27666,95	393
Barra Z478 - Barra Z9	Lx	19027,9	396
	Ly	-25339,6	394
Barra Z5 - Barra Z6	Nx56	17604,3	396
	Ny56	-24534,25	394
Barra Z5 - Barra Z101112	Nx510	-19713,4	396
	Ny510	21660,97	395
Barra Z1 - Barra Z6	Ax_B6	-17605,4	396
	Ay_B6	24566,2	394
Barra Z9 - Barra Z101112	Px	19028,7	396
	Py	-25368,3	394
Motor - Barra Z2	Tent	1055,7 (N·m)	398

Tabla 12.1: Resultados del análisis dinámico.

Se puede apreciar que tanto las fuerzas máximas como el momento máximo se producen en un mismo rango de grados situado aproximadamente entre 385° a 400°. En esta posición el Walker está en el último tramo de contacto con el suelo, concretamente cuando está sucediendo el pico en la segunda joroba para la fuerza de reacción de componente Y y cuando se está alcanzando a su vez el máximo positivo en la Fuerza de reacción de componente X.

Al ser de especial interés el Momento requerido por el Motor para hacer que el mecanismo complete la revolución completa se ha ejecutado una gráfica, para ver su evolución:

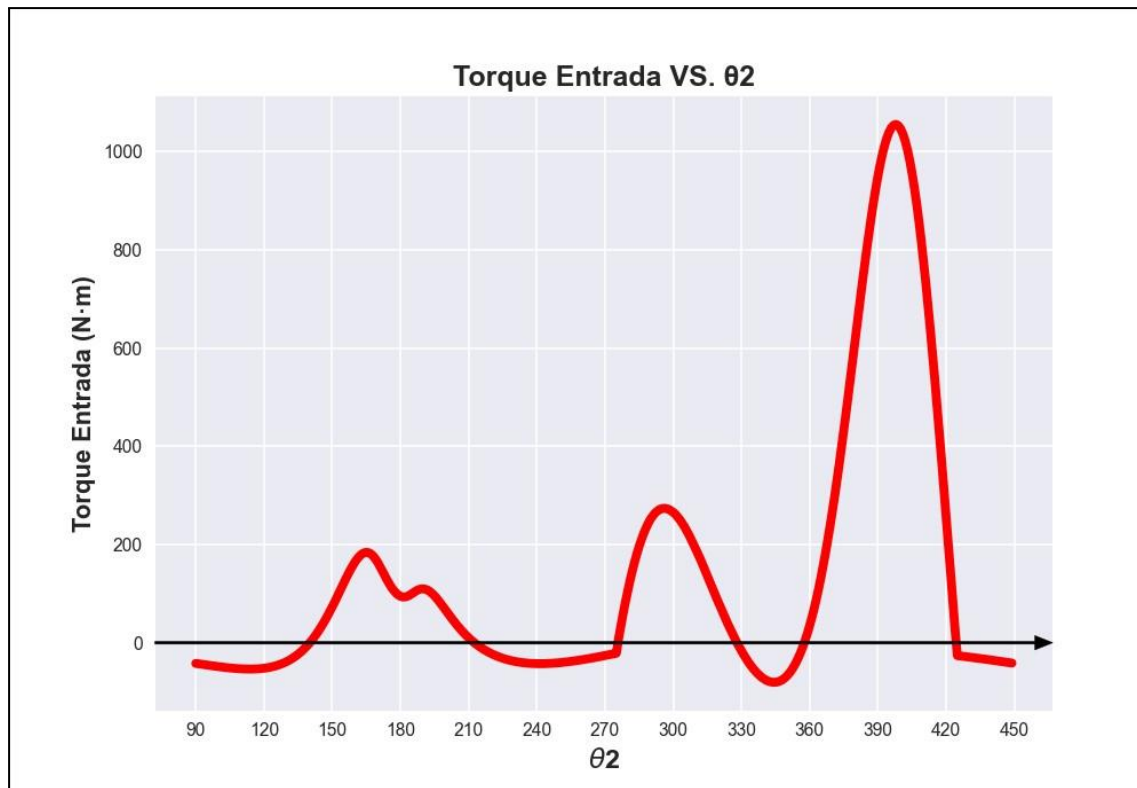


Fig 12.19: Torque de entrada para cada Mecanismo Jansen. *Realización propia.*

Es necesario comentar varios aspectos acerca de esta gráfica. En primer lugar cuando las Fuerzas de reacción provenientes del contacto con el suelo, comienzan a actuar se puede ver un cambio abrupto de tendencia presente en 275°. Lo cual es lógico, ya que se está introduciendo en el sistema una situación que antes no existía y este reacciona a ella. Posteriormente cuando las fuerzas dejan de actuar sobre el sistema debido claramente a que el mecanismo deja de estar en contacto con el suelo, vuelve a existir un cambio abrupto, esto es apreciable en 425°.

Como se ha comentado anteriormente el pico máximo del momento que debe lograr conseguir el motor se produce en 396°, lo cual está relacionado con la segunda joroba perteneciente a la reacción de la componente Y para la fuerza de reacción. A su vez también sucede en el mismo instante que cuando se está comenzando a llegar al pico positivo de la componente X para la reacción.

Es lógico por ello pensar, tal y como muestra la gráfica, que en un primer instante cuando la componente X de la Reacción es negativa provoca que el motor no deba demandar tanto par, es decir en esta ocasión ayuda ligeramente al sistema. Sin embargo en su segunda etapa cuando comienza a tomar valores positivos y unido, como no, a los valores pertenecientes a la componente Y de la reacción, provocan que el sistema demande mucho más par consecuencia de esta situación. Es por ello que el segundo pico mostrado en 396° es mucho mayor que el primero.

Para finalizar indicar que existe una primera parte, en donde se aprecia que es necesario hasta un par de 200 N·m antes de que las fuerzas de reacción debidas al contacto con el suelo aparezcan. Concretamente se produce entre los ángulos 137° y 210° . Lo cual coincide con el periodo en donde el mecanismo mantiene las patas en sustentación y por lo tanto es necesario un par para continuar el movimiento. Ese par es consecuencia de las fuerzas y momentos inerciales que se producen en los elementos referentes al mecanismo Jansen, por el mero hecho de tener masa y aceleración.

CAPÍTULO IV. Diseño y análisis del mecanismo Jansen

13.1 Diseño del Walker, proceso CAD

El objetivo de este apartado es la realización del diseño del Mecanismo Jansen mediante Autodesk Inventor, con el posterior objetivo de obtener los resultados del análisis de posición, cinemático, además de tener la opción de traspasar los archivos CAD creados en esta fase a otros programas si fuera necesario.

Como se ha comentado desde el principio el punto de partida para definir las dimensiones de mecanismo andador fueron las dimensiones de los paneles fotovoltaicos tomados como ejemplo (**Fig 9.1**), además de la curva de acoplamiento seleccionada para poner ejecutar la acción de limpieza sobre estos de forma correcta (**Fig 7.4**). A partir de estas dos restricciones se establecieron las medidas del Walker siendo estas las siguientes:

- $z1 = 612,72$ mm
- $z2 = 323,13$ mm
- $z3 = 837,09$ mm
- $z4 = 638,58$ mm
- $a1 = 578,58$ mm
- $z5 = 860,16$ mm
- $z6 = 613,95$ mm
- $z7 = 801,69$ mm
- $z8 = 577,02$ mm
- $z9 = 612,42$ mm
- $z10 = 570,87$ mm
- $z11 = 1044,80$ mm
- $z12 = 770,91$ mm

Donde a su vez se vuelve a adjuntar una imagen del mecanismo para la visualización de las medidas de cada barra.

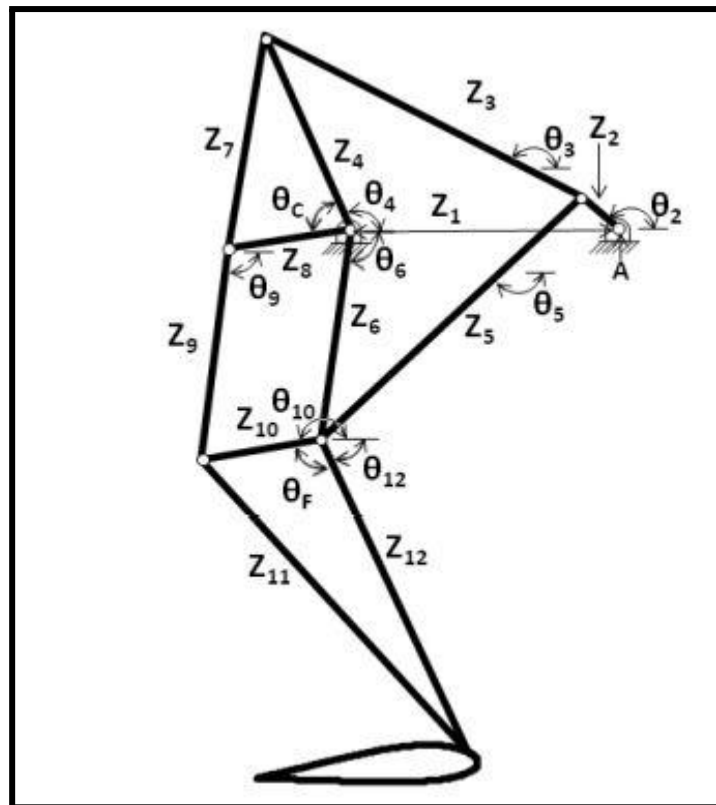


Fig 13.1: Mecanismo Jansen. [33].

Se comienza con el diseño CAD en Autodesk Inventor, el primer paso que se realiza es una parametrización a través de una hoja de Excel. El objetivo de este paso es colocar sobre esta hoja de cálculo las medidas que se irán utilizando para la realización del diseño y a su vez esta hoja de cálculo será vinculada con Autodesk Inventor, de tal forma que se puedan ir empleando las medidas detalladas en la hoja de cálculo a través del nombre indicado para cada una de ellas. Este paso tiene especial relevancia para aquellas cotas que no se conocen o no se saben con certeza como por ejemplo el grosor de las distintas barras que forman el mecanismo, ya que este dato será obtenido posteriormente a través del análisis de esfuerzos y los coeficientes de seguridad que cada una de las barras posea.

Así en caso de que se deba modificar el grosor por temas de restricciones mecánicas, este parámetro será cambiado en la Hoja Excel y de esta forma se actualiza automáticamente en los diseños en Autodesk Inventor sin tener que ir por cada barra cambiando el grosor de las mismas.

Este paso se realiza en Autodesk Inventor a través de la opción "Parámetros".

13.2 Diseño del bastidor, Z1

Una vez vinculadas las medidas se comienza con el diseño. La primera barra que se diseñará será el Bastidor o Z1, esta barra es la que se mantendrá fija y sobre la que se apoyarán las demás.

El proceso es sencillo, se crea un nuevo boceto y a través de la parametrización realizada se seleccionan las medidas necesarias. En este caso se emplean las medidas referentes a la longitud de la barra “z1” y después se emplean dos valores que servirán para la ejecución de dos circunferencias concéntricas de diferentes tamaños las cuales se colocan en los extremos. Es importante que uno de los dos extremos se encuentre en el origen de coordenadas que muestra el sistema, ya que en los posteriores ensamblajes, restricciones entre barras y simulaciones que se realicen será de utilidad. El boceto realizado es el siguiente:

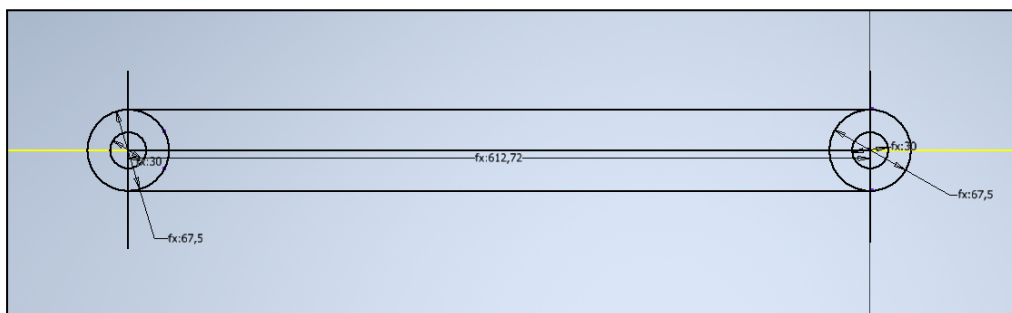


Fig 13.2: Boceto inicial del Bastidor. *Realización propia.*

Posteriormente se extruye el boceto con la medida denominada en la Hoja Excel como “Espesor”, siendo el resultado:

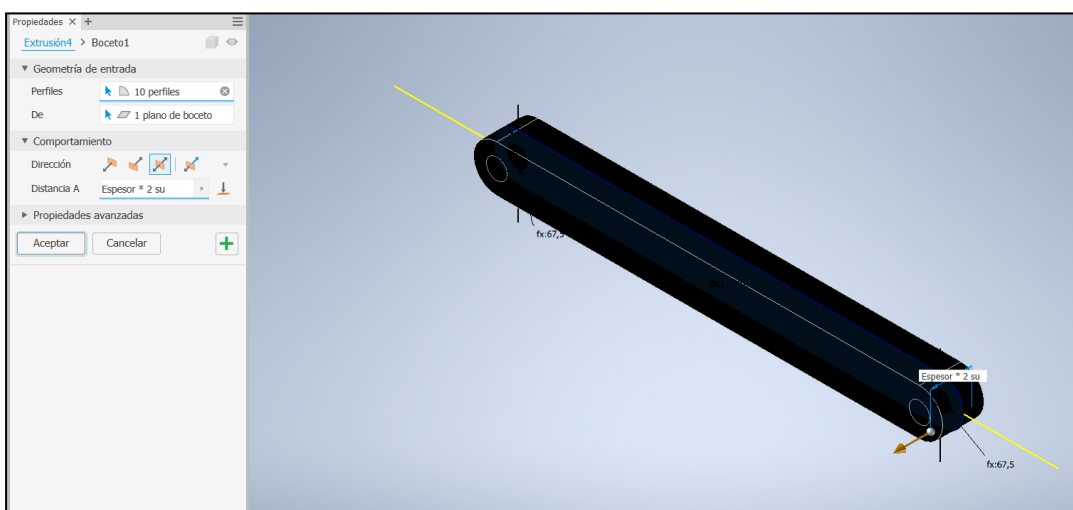


Fig 13.3: Extrusión principal en el Bastidor. *Realización propia.*

Después en ambos extremos sobre los círculos se realizan dos extrusiones más con el objetivo de conseguir dos cilindros sobre los cuales se interconectan las demás barras del mecanismo. Permitiendo así, la unión posterior necesaria para los análisis, a través de restricciones en el entorno “*Simulación Dinámica*”.

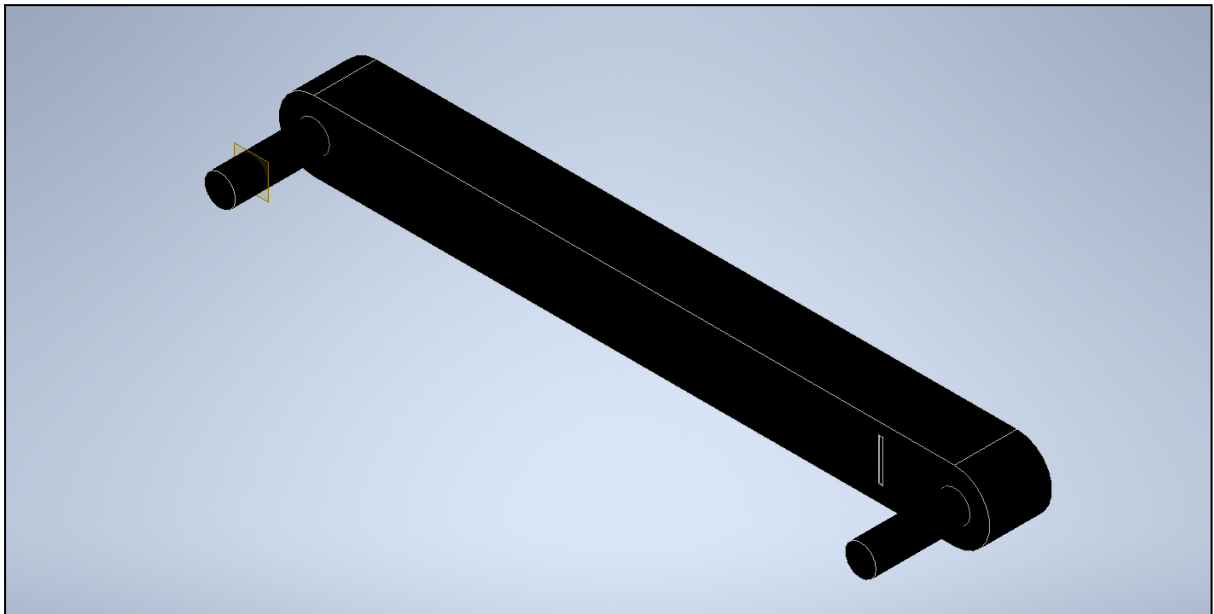


Fig 13.4: Diseño del Bastidor. *Realización propia.*

Como se puede observar son diseños sencillos, ya que en la etapa actual del proyecto se tienen muchas incógnitas, pero según se vaya avanzando con los análisis y sus resultados, se irán modificando de igual forma los diseños de las barras. De esta forma se obtiene un mejor ajuste tanto a la realidad constructiva del Walker como a la eficiencia, a la hora de utilizar la menor cantidad de material posible, ya que esto repercute en dos aspectos fundamentales. El primero es el peso, cuanto más ligero mejor, ya que requerirá menos par haciendo por tanto que los motores seleccionados sean más baratos, además de un menor consumo eléctrico. En segundo lugar, porque si se emplea menos material el coste propio de las barras a emplear será más reducido.

13.3 Diseño de la Barra Z2

La barra Z2 corresponde con la manivela, la cual desempeña la función de entrada de movimiento, ya que es sobre ella donde el par del motor es transmitido, es de vital importancia, debido a que para esta ocasión, forma parte de dos mecanismos de cuatro barras. El procedimiento de diseño es similar para todas las barras al descrito en el apartado centrado en el diseño del Bastidor. Básicamente se abre un *Nuevo Boceto* se seleccionan las medidas necesarias para el diseño de la barra y a través de la herramientas de diseño línea, polilínea, círculo, cota y recorte se consigue obtener el boceto. Para después este ser extruido de nuevo con el valor parametrizado “*Espesor*”. En esta pieza los extremos se dejan con un agujero, con el objetivo de que este sirva de referencia para el enlace posterior entre las diferentes barras, lo cual será importante de nuevo en la parte de Ensamblaje del mecanismo.

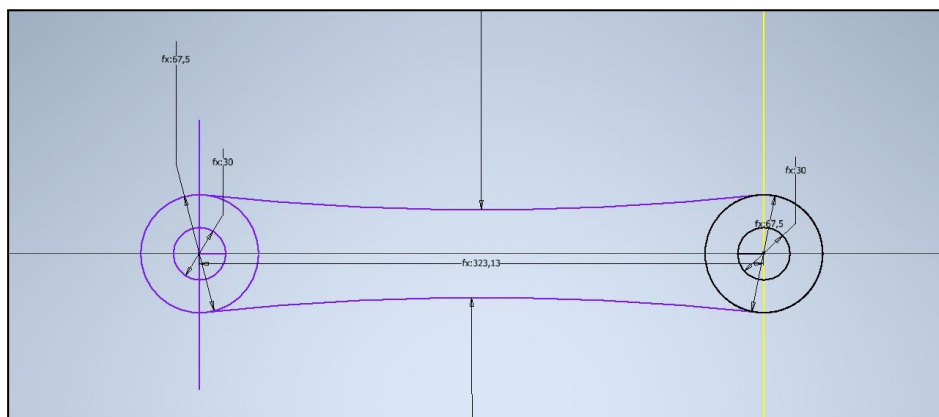


Fig 13.5: Boceto inicial Barra Z2. *Realización propia.*

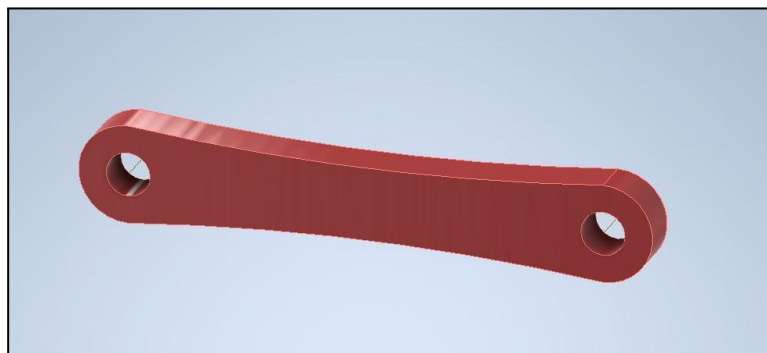


Fig 13.6: Diseño Barra Z2. *Realización propia.*

Cabe destacar que en la **Fig 13.4** se puede ver como la unión de los dos extremos que forman la barra no se ha ejecutado con una línea recta, sino con una arco. El motivo principal de ello es estético.

13.4 Diseño de la Barra Z3

Se procede de semejante forma a lo expresado en los dos apartados anteriores, pero ahora con las medidas relativas a la barra Z3.

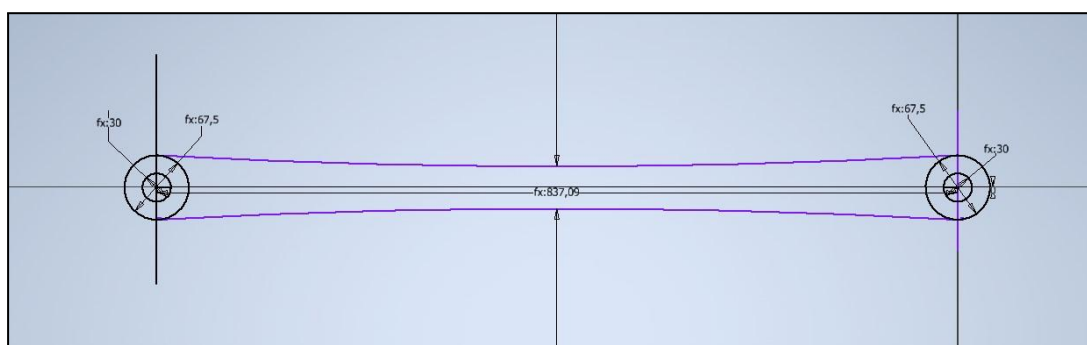


Fig 13.7: Boceto inicial Barra Z3. *Realización propia.*

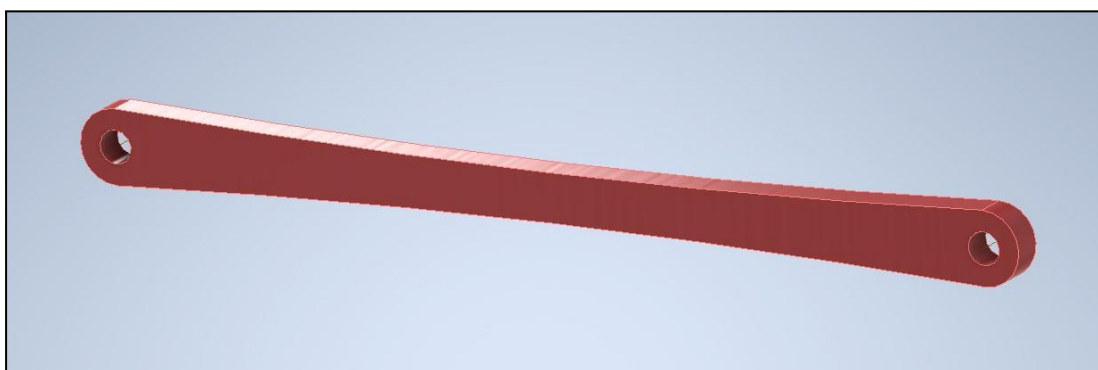


Fig 13.8: Diseño Barra Z3. *Realización propia.*

13.5 Diseño del Sólido Rígido N°1 o Z478

En este nuevo elemento no se trata de una barra, sino de un sólido, también denominado anteriormente como enlace ternario. Simplemente este elemento varía en que en vez de tener dos extremos, donde posteriormente se realizarán las uniones con las demás barras, en esta ocasión son tres extremos y al tener dichos extremos formando un triángulo irregular, no rectangular sino escaleno, es necesario y muy importante la correcta definición de sus ángulos. Los valores de estos ángulos, también obtenidos con *Geogebra* son los siguientes:

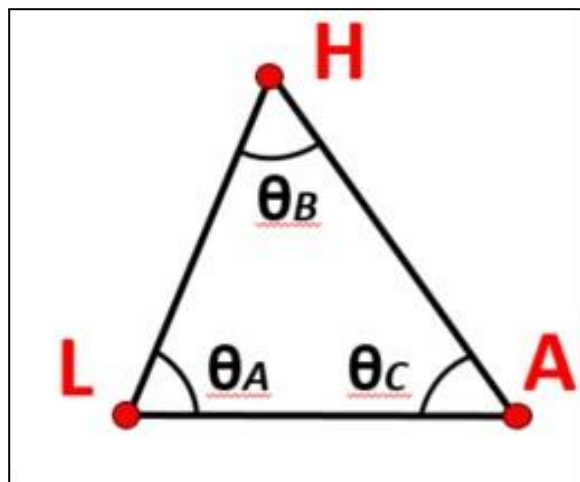


Fig 13.9: Datos geométricos Sólido Rígido N°1. *Realización propia.*

Valores de los ángulos empleados:

- $\theta_A = 52,14^\circ$
- $\theta_B = 45,51^\circ$
- $\theta_C = 82,35^\circ$

El procedimiento CAD es similar, variando únicamente en que esta vez se emplea la herramienta cota para definir correctamente los ángulos entre los diferentes lados del triángulo que forma el enlace ternario. También destacar que en esta ocasión de igual manera que en las anteriores, uno de los extremos es colocado desde el inicio del boceto sobre el origen de coordenadas, y más concretamente el lado derecho del triángulo. De nuevo por motivos de facilidad a la hora de obtener correctamente los datos simulados en apartados posteriores, ya que si esto no fuera así es posible que el programa diera determinados errores debido a este aspecto. Además de conseguir de forma sencilla los

centros de masas o gravedad (CDM) referenciados desde dicho origen de coordenadas y por lo tanto también facilitando el trabajo posterior.

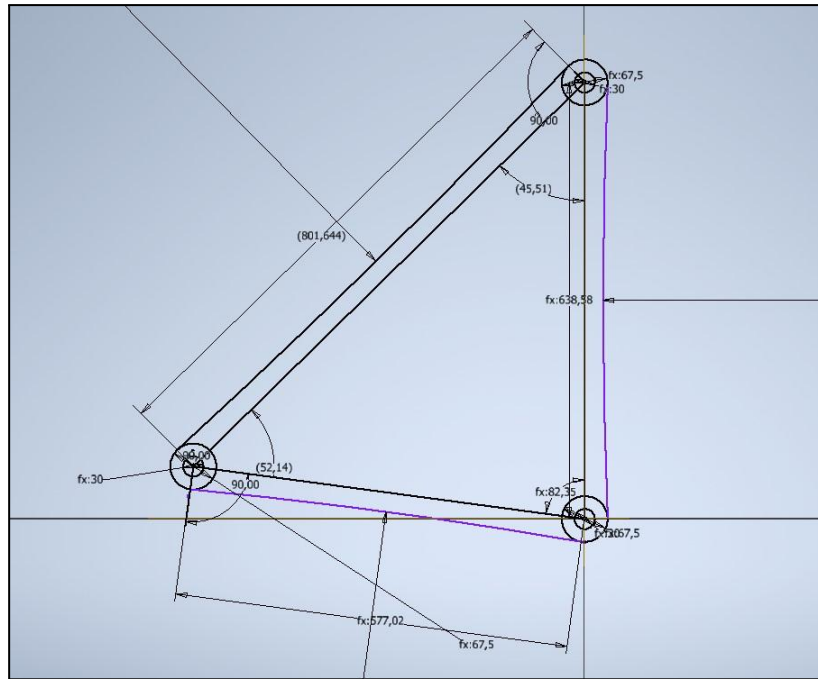


Fig 13.10: Boceto Sólido Rígido N°1. *Realización propia.*

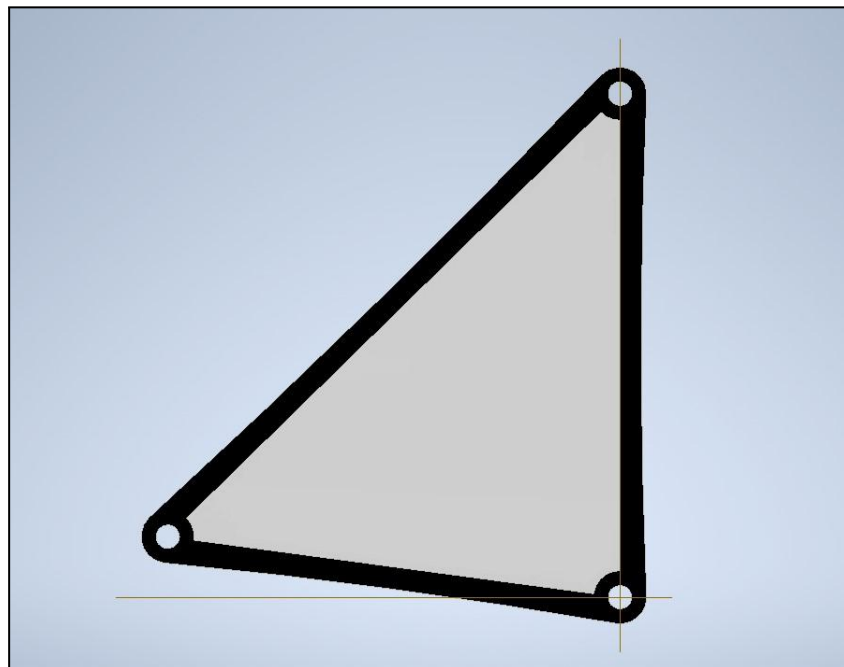


Fig 13.11: Diseño Sólido Rígido N°1. *Realización propia.*

13.6 Diseño de la Barra Z5

El procedimiento de diseño para esta barra es el mismo descrito en el resto de apartados y el resultado de ello es el siguiente:

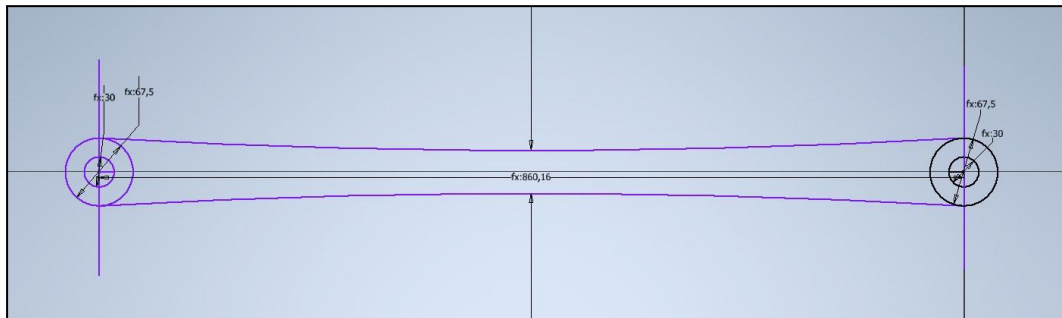


Fig 13.12: Boceto Barra Z5. *Realización propia.*

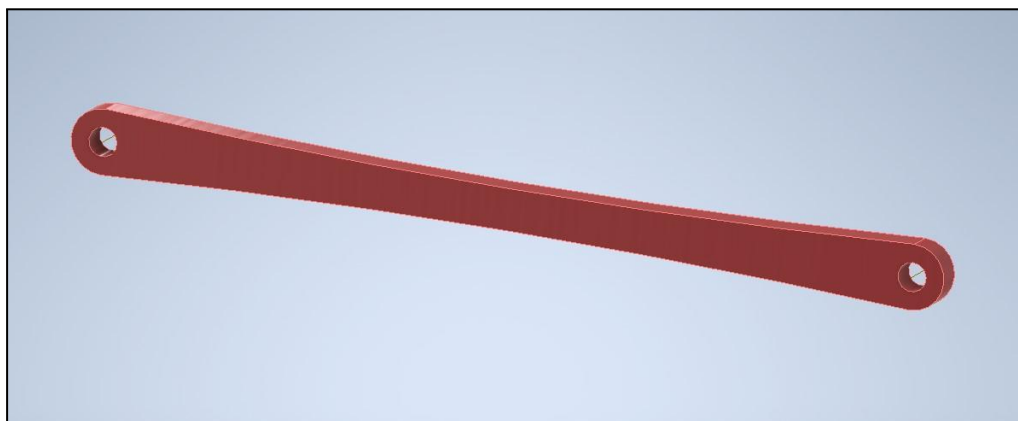


Fig 13.13: Diseño Barra Z5. *Realización propia.*

13.7 Diseño de la Barra Z6

El procedimiento de diseño para esta barra es el mismo descrito en el resto de apartados, con la variación de que este nuevo boceto y diseño se realiza en vertical, consecuencia de que la barra en el mecanismo se encuentra en esta posición, esta decisión es únicamente por diferenciar entre unas barras y otras con un primer vistazo, aunque también facilita el ensamblaje posterior. Observar que de nuevo es importante colocar el origen de coordenadas sobre uno de los extremos concretamente sobre el extremo que enlazará con las barras ya diseñadas:



Fig 13.14: Boceto Barra Z6. *Realización propia.*

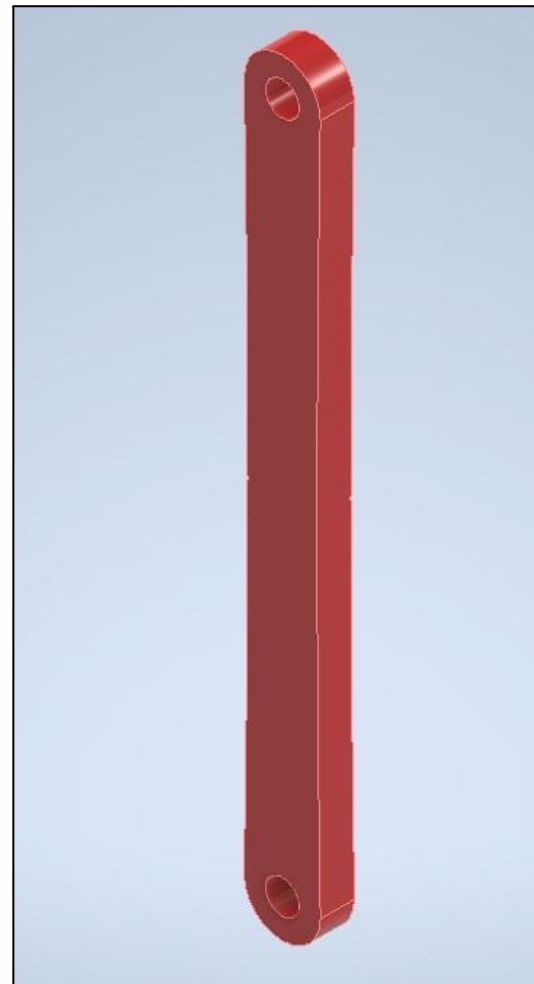


Fig 13.15: Diseño Barra Z6. *Realización propia.*

13.8 Diseño de la Barra Z9

El procedimiento de diseño para esta barra es el mismo descrito en el apartado anterior referido a la Barra Z6.



Fig 13.16: Boceto Barra Z9. *Realización propia.*

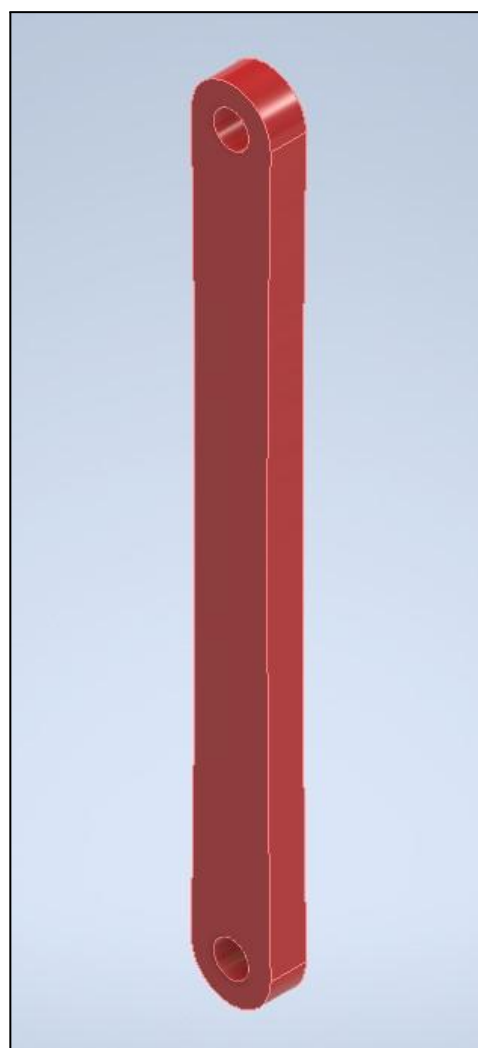


Fig 13.17: Diseño Barra Z9. *Realización propia.*

13.9 Diseño del Sólido Rígido N°2 o Z101112

En este nuevo elemento se sigue el mismo procedimiento que en el apartado dedicado a la barra Z478, por tanto al tratarse de un triángulo escaleno es necesario mostrar las características geométricas del mismo.

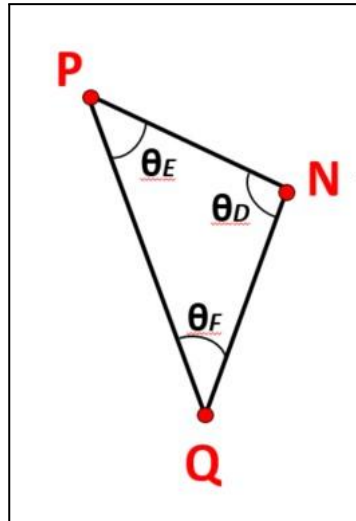


Fig 13.18: Datos geométricos Sólido Rígido N°2. *Realización propia.*

Valores de los ángulos empleados:

- $\theta_D = 101,23^\circ$
- $\theta_E = 46,36^\circ$
- $\theta_F = 32,41^\circ$

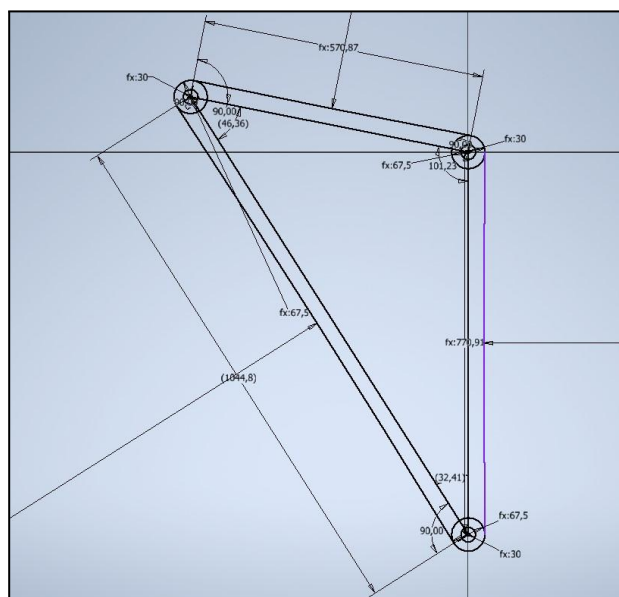


Fig 13.19: Boceto Sólido Rígido N°2. *Realización propia.*

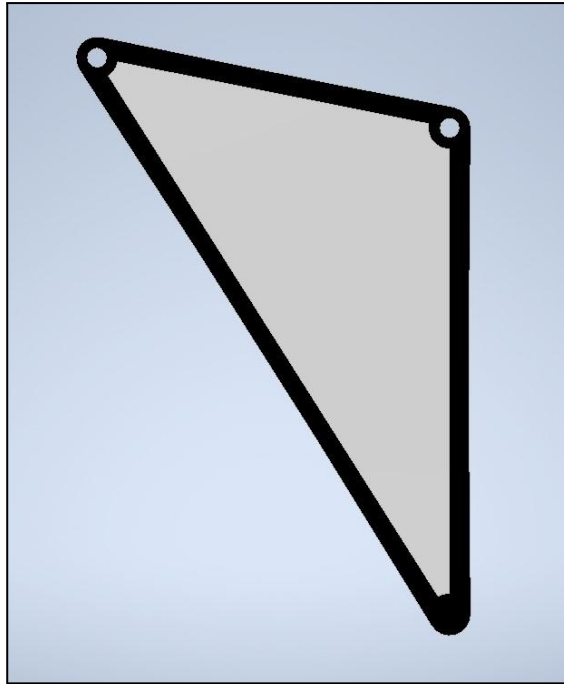


Fig 13.20: Diseño Sólido Rígido N°2. *Realización propia.*

13.10 Ensamblaje del mecanismo

Una vez que se tienen diseñadas todas las piezas, el siguiente paso es el ensamblaje de las mismas para la obtención del mecanismo andador. Para ello dentro de Autodesk Inventor es necesario abrir un nuevo entorno de trabajo denominado “*Ensamblaje*”. Dentro de este entorno se irán adjuntando todas las barras vistas en el apartado de diseño y a partir de lo que Autodesk Inventor denomina “*Restricciones*” se llevarán a cabo las uniones entre las diferentes elementos binarios y ternarios.

Cabe destacar que como es obvio el mecanismo está compuesto por articulaciones, las cuales restringen los desplazamientos en cualquier dirección, pero a su vez permiten para este caso el giro sobre el Eje Z. Para lograr la definición de estos enlaces se emplearán dos restricciones.

Se comienza importando el primer elemento siendo este el bastidor o Z1, este nada más que se adjunta se debe colocar como “*fijo*”, ya que es este elemento a partir del cual se enlazan los demás consecuencia de que es el único elemento que tiene restringido todo movimiento y sirve de soporte para el resto. Para poder colocar este elemento como fijo se realiza a través de un click derecho sobre la figura y dentro de las opciones que se

despliegan una de ellas es la de “Colocar fijo en origen”, siendo esta la que se debe seleccionar.

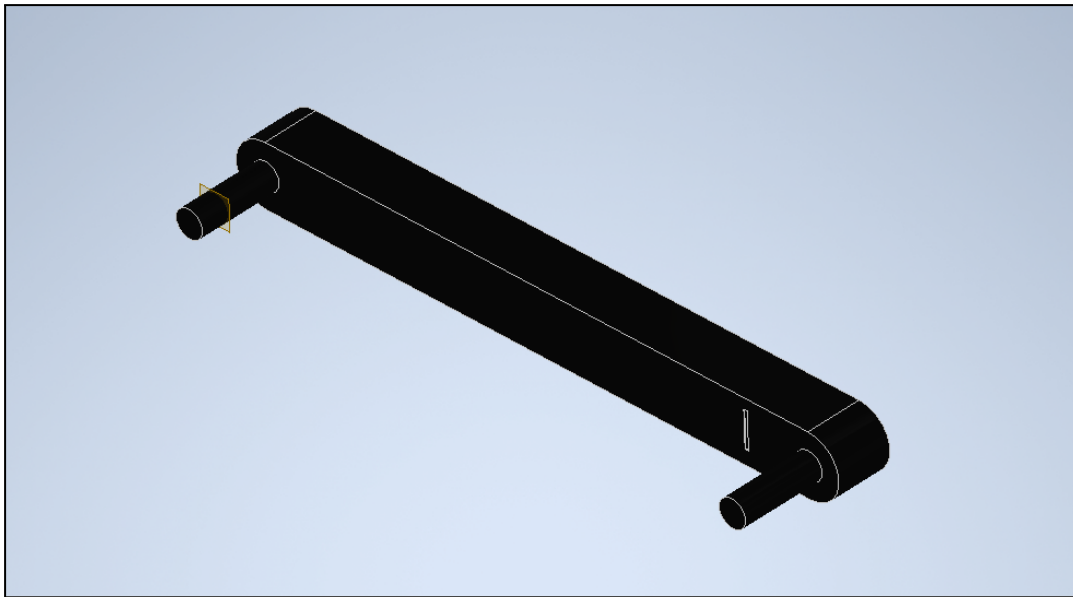


Fig 13.21: Bastidor colocado fijo en entorno Ensamblaje. *Realización propia.*

Después simplemente se deben ir adjuntando sucesivamente y de forma ordenada los elementos restantes. Cabe destacar algo que tiene especial importancia para que el ensamblaje se lleve a cabo de forma correcta y no existan problemas de choques entre elementos. Como se sabe en un mecanismo se van uniendo sucesivos elementos mediante uniones para formarlo, el problema en aquellos mecanismo que son más complejos, como es el caso, es que existen numerosas barras y las sucesivas uniones entre estas pueden llegar a dar problemas en cuanto un buen ensamblaje. Siendo los principales problemas que las sucesivas barras o sólidos enlazados ocupen el mismo espacio que otros colocados con anterioridad o que por otro lado, la colocación de nuevos elementos en el ensamblaje sea imposible debido a que anteriormente los elementos unidos no permiten dicha nueva conexión. Al final de este apartado se volverá a mencionar esta característica, ya que primero es necesario mostrar cómo se llevan a cabo los enlaces que constituyen las articulaciones.

Para constituir las articulaciones necesarias para el Walker se emplean dos restricciones en cada uno de los enlaces necesarios. Estas uniones se realizan a partir de la misma opción de restringir denominada “Coincidencia”. Sin embargo, esta restricción se aplica de dos formas distintas.

En un primer momento se emplea la restricción Coincidir para conseguir que los agujeros realizados sobre los elementos compartan el mismo eje y por lo tanto coinciden a lo largo de este. Mediante esta restricción se consigue obtener el movimiento radial de las barras y sólidos, además de restringir los desplazamientos en dos de los ejes, pero no se consigue restringir el desplazamiento en el tercer eje. Estas restricciones es conveniente escoger como primer elemento, el anterior, en este caso el bastidor (Color azul) y como segundo el otro elemento que forma parte en la restricción, en este caso la barra Z2 (Color Verde). El orden descrito es importante por varias cosas, para empezar con el; se sigue una metodología común para todos los enlaces y después es importante para la posterior colocación de los ejes de cada extremo de las barras repercutiendo en cómo estas giran unas sobre otras y por tanto determinante a la hora de obtener tanto datos de posición, velocidad y aceleración. Después se verá con más énfasis este aspecto.

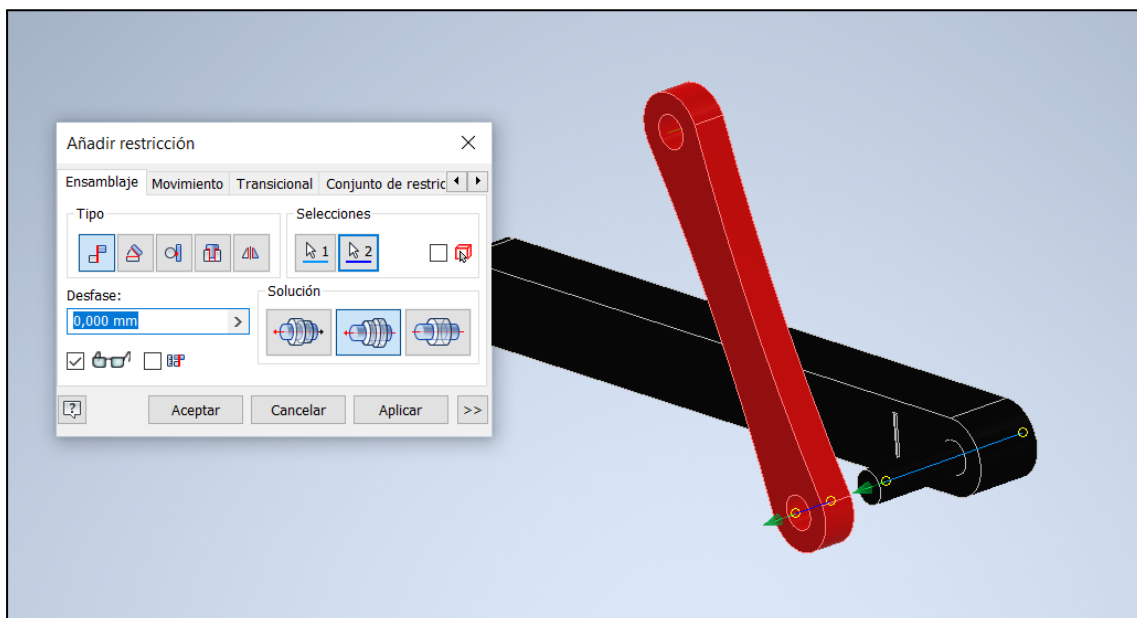


Fig 13.22: Aplicación de la restricción por Coincidencia. *Realización propia.*

Como se puede observar en la **Fig 13.21**, las barras están unidas sobre el eje que aparece en azul, esta unión permite la rotación de la barra Z2 sobre el Bastidor. Pero como ya se ha mencionado existe también el movimiento lineal sobre el mismo eje. Para eliminar este movimiento se debe de nuevo recurrir a la restricción “Coincidencia”, donde en esta ocasión se aplicará sobre la cara exterior del Bastidor visible en la **Fig 13.22** y sobre la cara interior de la barra Z2 no visible sobre la **Fig 13.22**.

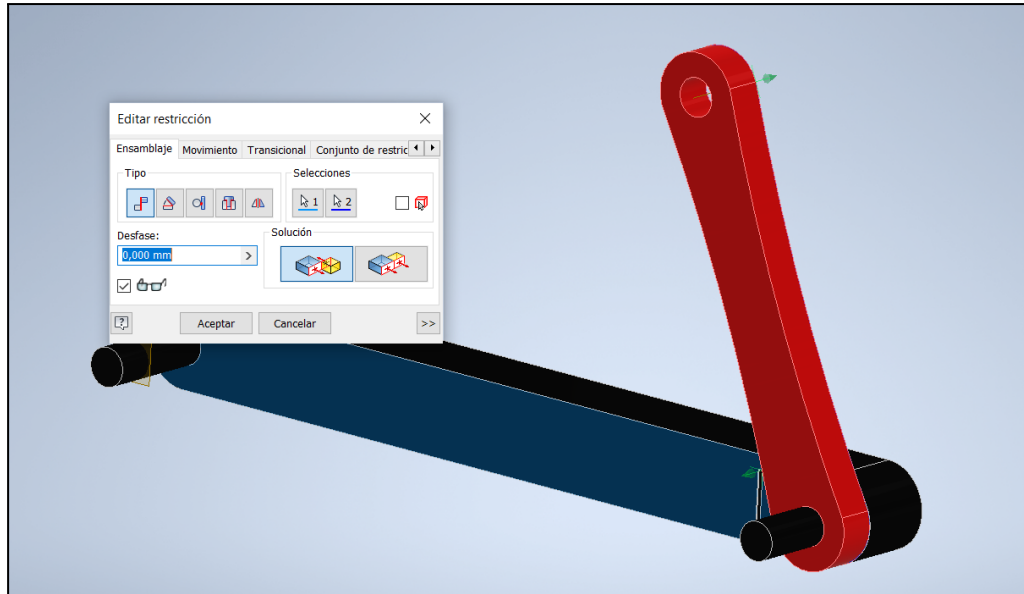


Fig 13.23: Segunda aplicación de la restricción por Coincidencia. *Realización propia.*

Como se observa en la **Fig 13.22** esta vez, ya no es posible el desplazamiento sobre el eje de unión anterior, quedando únicamente admitido el movimiento de giro en el eje Z, el cual es el movimiento característico de las uniones por articulación.

Las uniones de las demás barras se ejecutan de forma similar a la ya explicada. Únicamente se hará mención en los enlaces que son constituidos por tres elementos (por ejemplo punto de unión barras Z2, Z3 y Z5). En donde únicamente se observa que ya ha habido unas restricciones anteriores, pero no afecta en nada a las restricciones nuevas sucesivas.

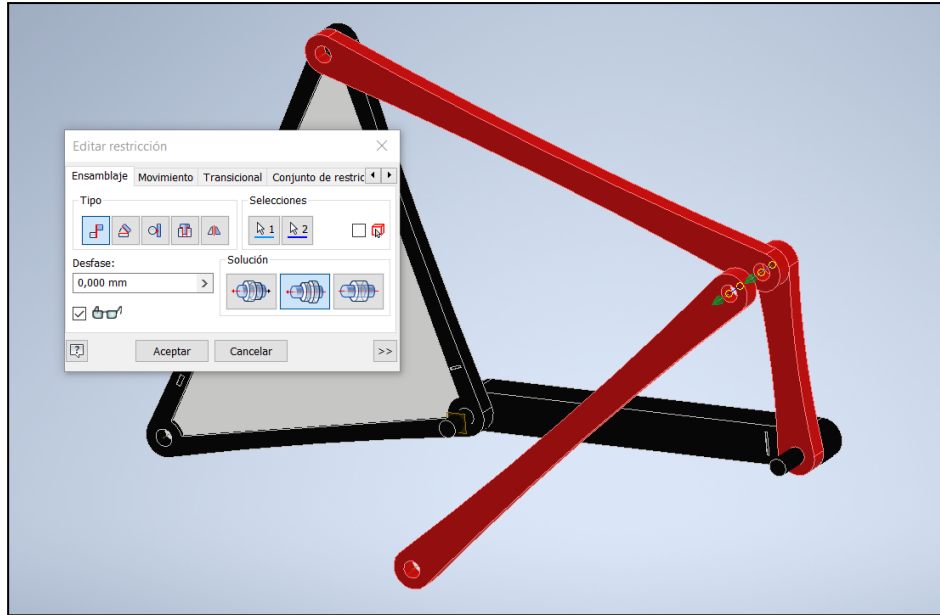


Fig 13.24: Unión de tres barras. *Realización propia.*

Como se destaca en la **Fig 13.23**, la unión se realiza similar a la ya explicada anteriormente. Para finalizar con esta parte del ensamblaje se muestra el resultado final del mismo, cuando ya han sido ejecutadas todas las uniones.

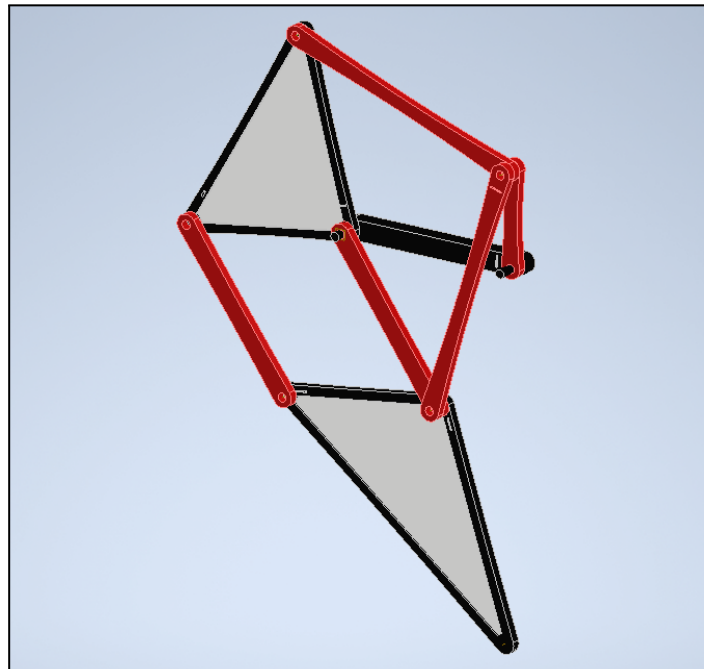


Fig 13.25: Mecanismo Jansen ensamblado en Autodesk Inventor. *Realización propia.*

Anteriormente se advirtió sobre los problemas de un mal ensamblaje en cuanto al choque de distintos elementos o la no unión entre los mismos, debido a los enlaces anteriores. Estos problemas se evitan con una concepción del Ensamblaje anterior a la misma acción de ensamblar, donde prima que este sea correcto y por lo tanto permitiendo la unión entre todos los elementos, además de impedir que estos choquen, y por supuesto logrando un correcto movimiento del mecanismo. Para conseguirlo se deben ir solapando los elementos que forman parte del ensamblaje concienzudamente para que cuando este termine los problemas descritos no se den. Una muestra de ello es la siguiente imagen:

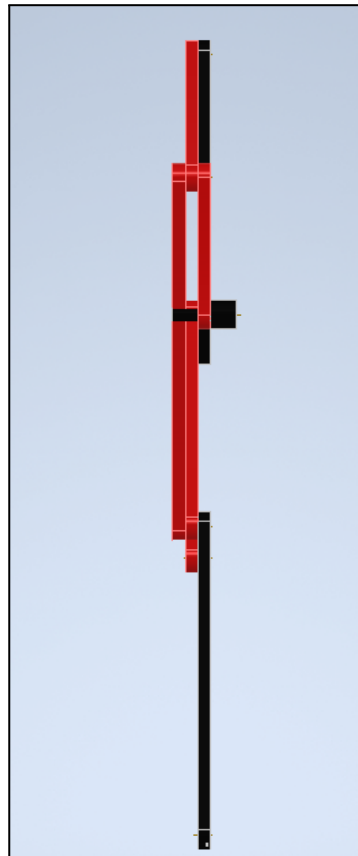


Fig 13.26: Solape de las barras en el Mecanismo. *Realización propia.*

En la **Fig 13.25** se puede observar como los sucesivos solapes que se desarrollan durante el ensamblaje ninguno de ellos interfiere con otros, consiguiendo que los errores mencionados anteriormente no se produzcan.

13.11 Simulación con Autodesk Inventor

En este apartado se hace primero una preparación del Ensamblaje para la posterior simulación y obtención de resultados en cuanto al Análisis de Posición, Velocidad y Aceleración.

Para comenzar es necesario entrar en el entorno de trabajo de Autodesk Inventor destinado a simulaciones, *Entornos>Simulación Dinámica*. Una vez dentro las restricciones ejecutadas anteriormente convierten a las uniones en lo que denomina el programa como “*Revolución*”, teniendo el comportamiento de una articulación. Cabe destacar que cuando se llevan a cabo estas transformaciones no todos los enlaces se han transformado en revoluciones, existen tres que el programa ha considerado como “*Punto Línea*”, donde este enlace no corresponde con el comportamiento de una articulación. Sin embargo es algo que el programa ha definido y no se puede alterar, se ha intentado de varias formas para poder definir las uniones como Revoluciones, pero debido a como el propio software está diseñado, cuando se dan cadenas cinemáticas complejas y cuando existan varias de estas, no consigue interpretarlo correctamente. Todo ello no obstaculiza el análisis, ya que a pesar de que el programa considera tres de las uniones como “*Punto Línea*” debido a las restricciones que se han ejecutado con anterioridad, si producen el comportamiento articulado deseado. Simplemente se ha comentado, ya que es algo imprevisto y que no se ha podido cambiar.

Continuando, las Revoluciones que se han generado se deben editar una a una, para lograr colocar los sistemas de coordenadas de forma apropiada para la obtención de resultados. La colocación del sistema de coordenadas es el siguiente; el eje X se considera positivo a la derecha y el eje Z es positivo saliente a la pantalla del lector, de tal forma que el eje Y queda definido ortogonal a los dos ejes ya definidos, siendo este positivo con sentido hacia arriba. Es importante conocer que el eje de revolución de todas las articulaciones presentes en el mecanismo son llevadas a cabo alrededor del eje Z.

Una vez que se ha definido el sistema de referencia se debe ir unión por unión corroborando el mismo, con el objetivo de que a través de las variaciones en la posición y por tanto de los ángulos entre sistemas de referencia de una misma unión, sirva para obtener las posiciones y con sus posteriores derivadas las velocidades y aceleraciones. Por ello se ha establecido el criterio de que el eje Y debe ser paralelo al eje principal de cada

barra, de esta forma se obtiene un método igual para todas las barras y se evitan confusiones.

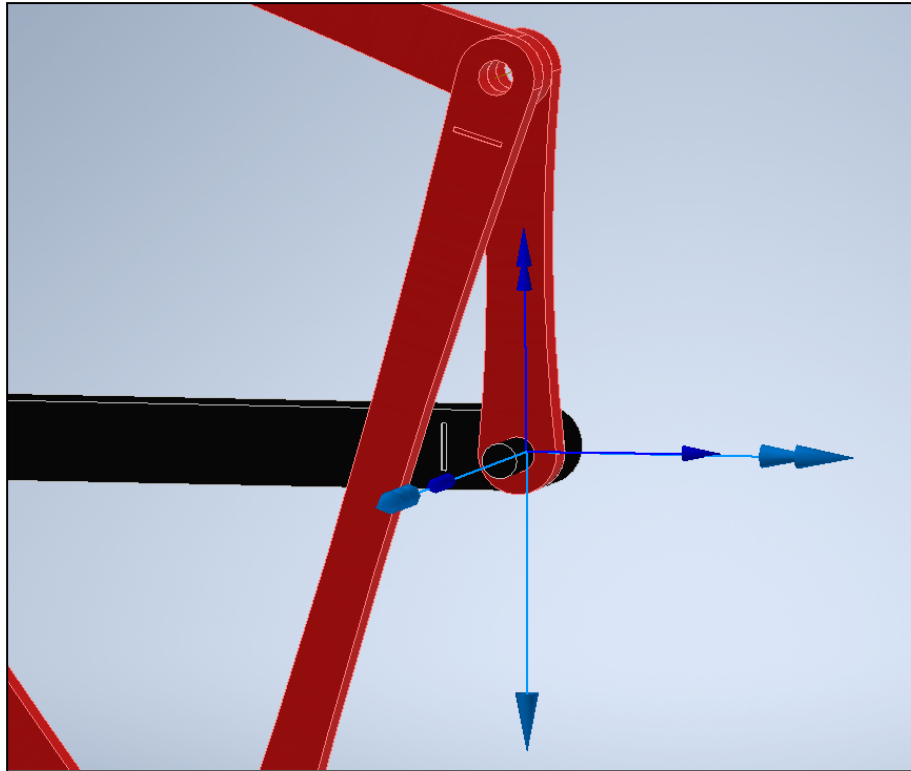


Fig 13.27: Edición ejes Revolución. *Realización propia.*

Como se puede observar en la **Fig 13.26** los ejes Y pertenecientes al sistema de referencia de cada barra son colocados paralelos al eje principal de cada barra. Así las flechas más gruesas son correspondientes al primer elemento de la unión, en este caso el bastidor (Z1), y como se aprecia, el eje Y, queda representado con dos flechas consecutivas, y es paralelo al eje principal del bastidor. Por otro lado el eje Y correspondiente al sistema de referencia de la unión para la barra Z2, también es paralelo al eje principal de dicha barra, en este caso de forma perpendicular al Bastidor. A través de esta definición de sistema de referencia para cada elemento que forma parte de una unión se puede conocer el giro relativo entre ambos, por ejemplo en la **Fig 13.26** se aprecia que existe un desfase entre ambos sistemas de 90° positivos, debido a que se considera el giro antihorario positivo y se toma este siempre desde el sistema de referencia del primer elemento perteneciente a la unión hasta el segundo. Con esta definición descrita es posible obtener el valor para θ_2 definido según la **Fig 13.1**.

El procedimiento de definición de ejes en las uniones es similar en todas y cada una de las Revoluciones. Únicamente se presentará de nuevo el caso de un enlace compuesto por tres elementos para ver como es el carácter de este, sin embargo como se verá este carece de diferencia.

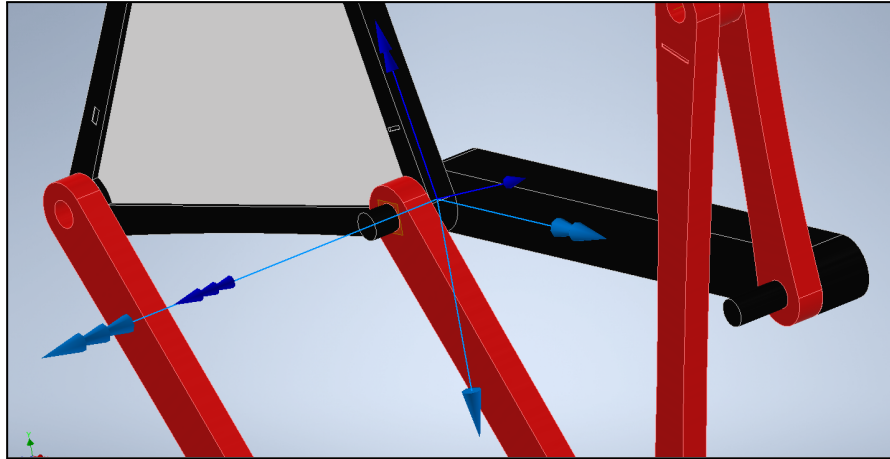


Fig 13.28: Edición ejes Revolución entre elemento Z478 y Z1. *Realización propia.*

En la **Fig 13.27** se muestran la definición de los ejes correspondientes a la unión entre la barra Z478 y Z1. Como se puede observar es similar al proceso de definición de ejes explicado anteriormente. Donde los ejes Y son paralelos al eje principal de cada elemento, entendiéndose en este caso que el eje principal del elemento Z478 es el correspondiente a la barra Z4 mostrado en la **Fig 13.1**, siendo así obtenido el ángulo θ_4 y cuyo valor mostrado en la **Fig 13.27** es mayor de 90° .

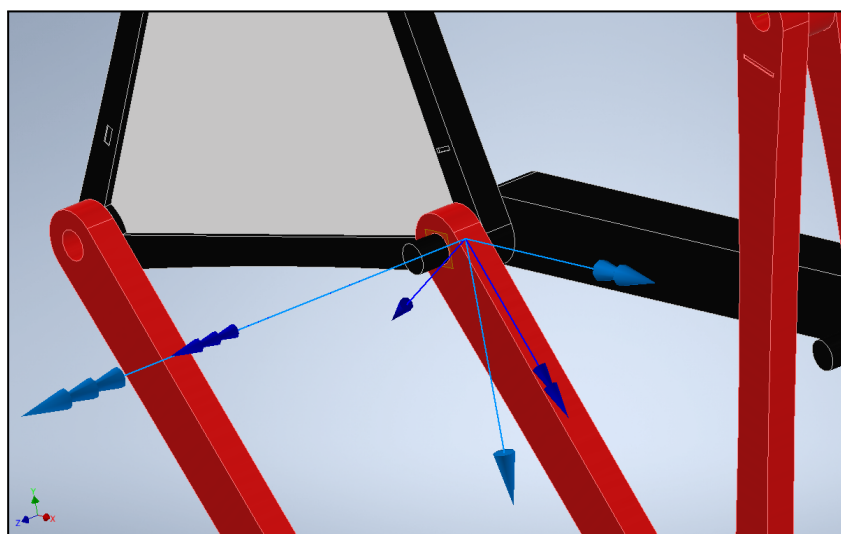


Fig 13.29: Edición ejes Revolución entre elemento Z6 y Z1. *Realización propia.*

Observar en la **Fig 13.28** que la Revolución en esta caso es referida a la barra Z6 y Z1. Esto es importante, ya que es otra cadena cinemática diferente a las anteriores uniones definidas, es decir pertenece en esta ocasión al segundo mecanismo de cuatro barras, que forma parte del Walker. A pesar de que la unión por las restricciones de “Coincidencia” se hayan realizado entre las barras Z478 y Z6, el sistema de referencia anterior para la Revolución que se muestra debe ser el del Bastidor, siendo este sistema el adecuado, tal y como se muestra en la **Fig 13.28** se obtendría el valor para el ángulo θ_6 , el cual es el que se desea según se puede ver en la **Fig 13.1**.

El resto de Revoluciones se deberán definir de forma similar y compatible con la obtención de los ángulos deseados.

Después de que todas las Revoluciones han sido definidas para todas las articulaciones con la orientación adecuada de cada una de los sistemas de referencia, según se ha explicado anteriormente con el criterio fijado, es momento de ejecutar la simulación. A continuación se definen las características de la simulación.

Los objetivos de la simulación son la obtención de las posiciones, velocidades y aceleraciones para el mecanismo Walker. Con estas simulaciones posteriormente se podrán comparar con los resultados obtenidos de forma manual a partir de las fórmulas descritas en el **Capítulo III “Análisis del Mecanismo Andador”**.

Cabe destacar que los datos obtenidos directamente de las fórmulas han sido logrados a partir de una programación en *Python*, más concretamente con *Jupyter Notebook*. Después se hará más hincapié en el desarrollo de la programación en Python. Por lo tanto, como los objetivos son la obtención de la posición, velocidad y aceleración para todos los elementos que forman el Walker, se debe hacer la simulación para una revolución completa de la manivela o Z2.

A partir de la opción Propiedades de la Revolución N°1, y dentro de esta en “Grado de Libertad 1 (R)” y más concretamente en la opción “Editar movimiento impuesto” se puede configurar el giro, velocidad y aceleración para esa misma revolución. Para poder realizar la simulación se entra en las opciones del apartado mostrado y se tiene la siguiente ventana:

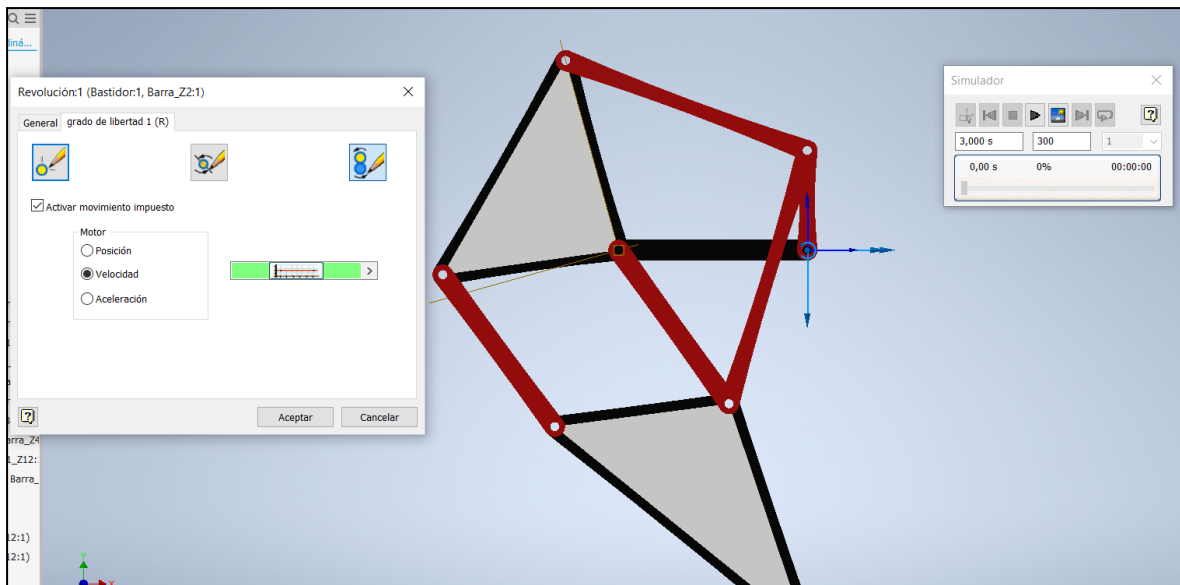


Fig 13.30: Simulación Dinámica>Propiedades>Grado de Libertad 1 (R). *Realización propia.*

Como se puede ver en la ventana que aparece en **Fig 13.29** existen tres opciones con las que poder simular. En esta ocasión se escoge la opción de “*Velocidad*”, la justificación de esta elección es que la entrada de movimiento por la Manivela tiene una velocidad constante y por ello no hay aceleraciones, y si se escogiera la opción de posición únicamente se estudiaría en una determinada posición fija. Como lo que se desea obtener son todos los datos para todas las barras que forman el mecanismo en cuanto a posición, velocidad y aceleración, la opción de velocidad es la indicada. Dentro de esta se pueden configurar ciertos parámetros.

En este punto se debe definir una velocidad, puede ser cualquiera, pero deben coincidir en los dos análisis realizados (Autodesk Inventor y Jupyter Notebook). Para el caso se ha decidido colocar como velocidad de entrada 120 °/seg, durante 3 segundos, lo que equivale a una revolución completa de la Manivela.

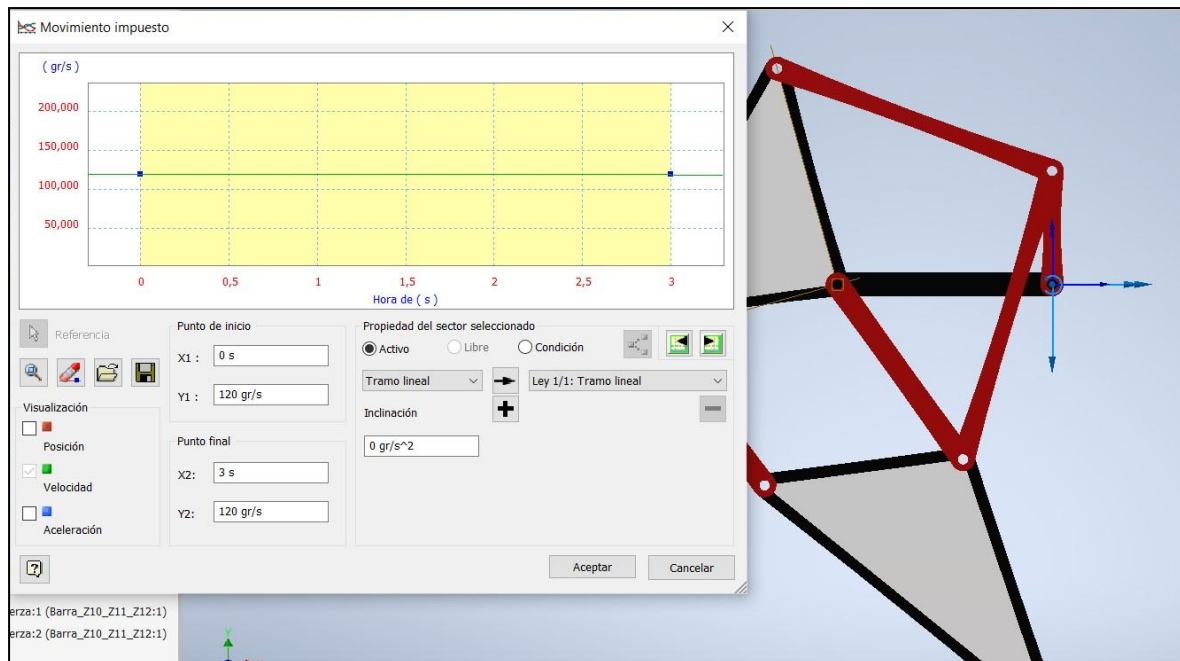


Fig 13.31: Simulación Dinámica, ventana “*Movimiento Impuesto*”. **Realización propia.**

Se puede ver (Fig 13.30) como se ha impuesto la velocidad a través de la opción “*Movimiento Impuesto*”.

Una vez definido el movimiento para la Manivela (Z2), mediante la ventana “*Simulador*” se le da al “*Play*”, haciendo que se ejecute el movimiento impuesto y provocando por tanto que el movimiento de entrada introducido por la barra Z2 accione el movimiento sobre las demás barras debido a las uniones ejecutadas anteriormente. El programa Autodesk Inventor recolecta todos los datos acerca de la posición, velocidad y aceleración; pudiendo exportar todos estos datos a Excel y con este se puede trabajar con dichos datos de una forma más sencilla.

Para poder finalizar este apartado es necesario explicar algo de absoluta relevancia. Los datos obtenidos por Autodesk Inventor sobre las posiciones, velocidades y aceleraciones son aquellos relativos a las uniones o revoluciones ejecutadas, así por ejemplo para la unión entre la barra Z2 y Z3, donde se debería definir como θ_3 , el valor obtenido no es el de este ángulo. Debido a la diferencia con respecto a los sistemas de coordenadas empleados,

estos describen otra posición, son posiciones relativas, se adjunta imagen para una mejor comprensión.

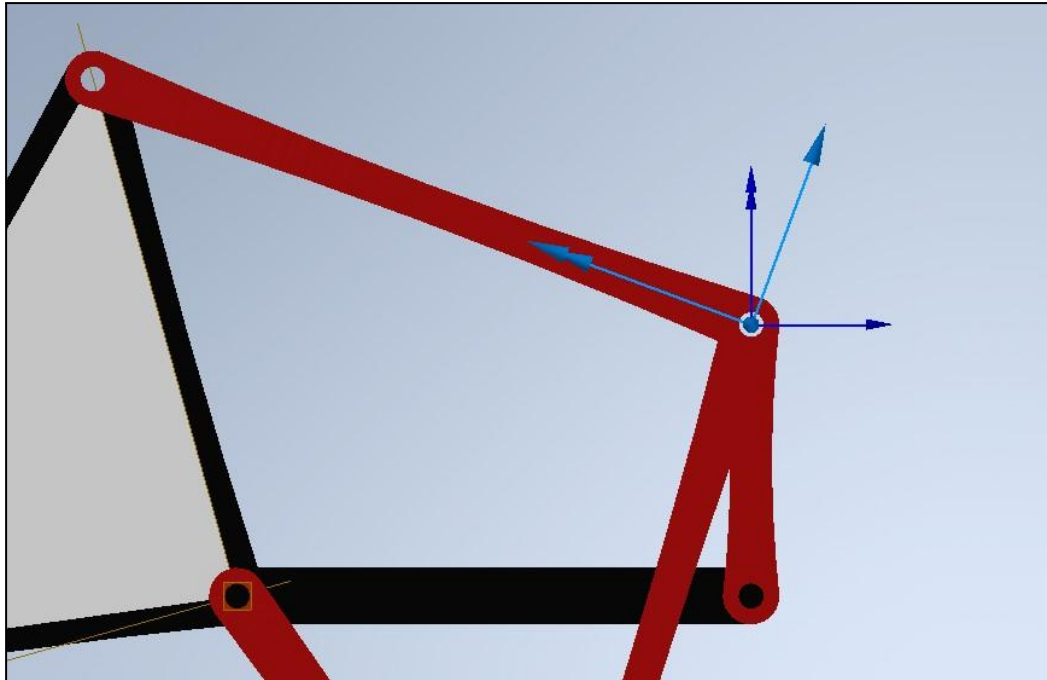


Fig 13.32: Detalle sobre la Revolución de las barras Z2 y Z3. *Realización propia.*

Como se observa en la **Fig 13.31**, la Revolución ejecutada sobre las barras Z2 y Z3 (Revolución 3: Definida en Inventor) para esa posición, Inventor devolverá el ángulo formado por los dos ejes Y de las barras, concretamente de valor para este caso de $-69,59^\circ$ debido al sentido antihorario, sin embargo ese ángulo no corresponde con el ángulo θ_3 indicado en la **Fig 13.1**.

Por lo tanto, el verdadero valor para este ángulo θ_3 sería el que se define en la **Fig 13.3** el eje Y establecido para la barra Z3 y el eje X perteneciente al sistema de referencia de la barra Z2. Por lo tanto y como se puede apreciar en la **Fig 13.31**, para obtener θ_3 , se debe restar al ángulo devuelto por Autodesk Inventor el valor para esa posición de θ_2 , en este caso particular el valor de 90° y al resultado de dicha suma cambiarle de signo, siendo por tanto un valor final de $159,59^\circ$. Esta peculiaridad es debido a que son posiciones relativas y como en el caso de estudio se utiliza la referencia siempre de la horizontal al bastidor, en las sucesivas barras existirán sistemas de referencia que habrá que modificar para obtener los parámetros referenciados según **Fg 13.1**.

Resumiendo se deben comprobar uno a uno los ángulos devueltos por Inventor, los cuales son relativos a la unión ejecutada y no corresponden con los ángulos definidos en la **Fig 13.1**. Teniendo que ejecutar operaciones para poder visualizar los ángulos requeridos.

Una vez se ha hecho el estudio de los ángulos obtenidos con Inventor, se deberán realizar las siguientes operaciones para obtener los ángulos referidos desde la horizontal de Z1

Primero se definen las uniones (Revoluciones) establecidas con Inventor:

- **Revolución 1:** Unión entre Barra Z1 y Z2
- **Revolución 2:** Unión entre Barra Z1 y Z478
- **Revolución 3:** Unión entre Barra Z2 y Z3
- **Revolución 4:** Unión entre Barra Z3 y Z478
- **Revolución 5:** Unión entre Barra Z3 y Z5
- **Revolución 6:** Unión entre Barra Z1 y Z6
- **Revolución 7:** Unión entre Barra Z5 y Z6
- **Revolución 8:** Unión entre Barra Z478 y Z9
- **Revolución 9:** Unión entre Barra Z9 y Z101112
- **Revolución 10:** Unión entre Barra Z6 y Z101112

Ya definidas, cada una de esas Revoluciones devuelven un ángulo con Inventor, estos ángulos se llamarán " α_i " donde " i " hace referencia a la revolución con la que se trata, que dependiendo de las características de la unión, se deberán o no hacer alguna operación, tal y como se ha explicado anteriormente. Las operaciones que se han llevado a cabo son las siguientes:

Revolución Inventor	Ángulo Inventor “ α_i ”	Ángulo final deseado “ θ_i ” (Excel)
Revolución 1	α_1	$\theta_2 = \alpha_1$
Revolución 2	α_2	$\theta_4 = \alpha_2$
Revolución 3	α_3	$\theta_3 = - (\alpha_3 - \theta_2)$
Revolución 4	α_4	-
Revolución 5	α_5	$\theta_5 = - (\alpha_5 - \theta_3) - 360$
Revolución 6	α_6	$\theta_6 = \alpha_6$
Revolución 7	α_7	--
Revolución 8	α_8	$\theta_8 = - (\alpha_8 - \theta_4)$
Revolución 9	α_9	--
Revolución 10	α_{10}	$\theta_{10} = \alpha_{10} + \theta_6 + 180$

Fig 13.1: Cambio en los ángulos del mecanismo Jansen.

En la tercera columna que se muestra en la tabla, son las operaciones que hay que realizar en Excel, para obtener los ángulos deseados. Cabe reseñar que aquellos que muestran un “-” son aquellos ángulos que no son de interés, y por lo tanto no se tratan con ellos, ya que con los ángulos que son de interés se define la totalidad de las cadenas cinemáticas que forman el Walker. Después por ejemplo en la tercera columna en el caso de la Revolución 5 aparece un 360 esto es consecuencia de que el ángulo θ_5 está referido en sentido contrario (Horario) y por ello para obtener el valor deseado y en consecuencia de cómo se han obtenido/definido las revoluciones es necesario introducir ese valor de 360. En la Revolución 10 aparece un 180, consecuencia de que se obtiene el ángulo contrario al deseado, se debe ejecutar dicha operación para lograr conseguir el valor de dicho ángulo con respecto a la horizontal de Z1.

Descartar en una última instancia que como se puede observar, los únicos ángulos en los que se deben llevar a cabo operaciones son aquellos que no están unidos al Bastidor o Z1, y por lo tanto anterior a su propio movimiento no disponen de otro. Situación que no ocurre en los ángulos θ_3 , θ_5 , θ_9 y θ_{10} donde dependen de las posiciones, velocidades y aceleraciones anteriores, constituyendo por ello datos relativos.

13.12 Resultados obtenidos mediante programación en Python [Jupyter Notebook]

El motivo principal por el que se utilizó Python y más concretamente Jupyter Notebook para la obtención de los resultados referidos al análisis de posición, velocidad, aceleración, además del análisis dinámico es porque gracias a este lenguaje de programación resulta más sencillo la obtención de todos los datos mencionados para una revolución completa de la manivela o Z2, debido a la utilización de bucles (for), condicionales (if) y funciones (def). Por otro lado, también se pueden destacar otras ventajas igualmente interesantes como por ejemplo que tanto el uso del lenguaje de programación en Python como el propio entorno de trabajo (*FrameWork*) de Jupyter Notebook son de código abierto, además de tener una curva de aprendizaje menos drástica que otros lenguajes, haciendo que su aprendizaje sea más rápido. Por último entre las ventajas de Jupyter Notebook, aparte de ser de código abierto, están los posibles análisis aislados de casillas que se pueden realizar, haciendo que únicamente se ejecuten partes del código y no de forma completa; también la capacidad de comunicarse con otros softwares como Excel (a través de librerías) o la capacidad de realizar diagramas y gráficos dinámicos con los que presentar y ordenar los datos obtenidos.

Con este apartado se pretende presentar de una forma general y no específica el código empleado, los motivos de ello son básicamente que se está programando las ecuaciones presentadas en el **Capítulo III** y sería una constante repetición de lo ya explicado. Sin embargo si se hará hincapié en el propio código utilizado referido especialmente a las librerías, bucles, condicionales y funciones desarrolladas. Por otro lado, también existirá en este mismo documento un **Anexo específico** dedicado a la programación en Python, donde se puede consultar todo el código y donde a su vez existen etiquetas y comentarios que facilitan la comprensión del mismo.

A partir de este punto se realiza una explicación general del código desarrollado:

En primer lugar y al principio de todo el código se suelen colocar todas aquellas librerías necesarias para llevar a cabo la programación deseada. En este caso particular se emplearán las librerías “*math*”, “*numpy*”, “*matplotlib*”, “*pandas*” y “*operator*”. Cada una de ellas tienen una función o funciones específicas necesarias para la programación del caso que se contempla.

```

In [2]: #-----#
        #Librerías utilizadas#
        #-----#

import math # Para poder utilizar expresiones matemáticas como PI, el N° e, Cos, Sin...
import numpy as np #Para poder ejecutar calculo numericos, con matrices...

#-----#

import matplotlib.pyplot as plt #Para poder llevar a cabo gráficas
plt.style.use('seaborn') #Es el estilo que he escogido para los gráficos

#Con el siguiente comando logras que los gráficos sean DINÁMICOS y no estáticos
%matplotlib notebook

#-----#

import pandas as pd #A partir de esta librería se podrán extraer datos de Excel

# Con esto seleccionamos la ruta donde está el Excel con el que queremos trabajar
path = 'C:/Users/Usuario/Desktop/Angel/TFM/Diseño/Datos_Posicion_Inventor_MOD_2.xlsx'

import operator #Para trabajar con funciones específicas de Diccionarios

```

Fig 13.33: Bloque de código referido a las librerías empleadas. *Realización propia.*

Como se puede ver en la **Fig 13.32** se importan las librerías nombradas anteriormente. Donde la librería “*math*” se importa para poder utilizar las funciones relativas a las operaciones referidas al *coseno* y al *seno*, así como al empleo de el *número Pi*, *número E*, el paso de Radianes a Grados o viceversa. La librería “*numpy*” se importa para poder llevar a cabo cálculos con matrices y otros cálculos numéricos, más adelante se explicarán en detalle. Después la librería “*matplotlib*” permite la realización de multitud de gráficas y diagramas, además de también una multitud de parámetros con los que poder personalizar las mismas. Posteriormente existe la librería “*pandas*” que permite la comunicación, paso de datos y valores de Excel. Por último, la librería “*operator*” se empleará para poder utilizar funciones específicas enfocadas a Diccionarios como por ejemplo la obtención del valor máximo y mínimo dentro de un Diccionario.

Después se utilizan varias cajas de programación, para definir datos principales del análisis referidos a longitudes de barras, ángulos, velocidades y aceleraciones de partida, tal y como se muestra a continuación:

```

1º Análisis de Posición:

In [7]: #Definición de las barras del mecanismo, observese las medidas en la primera imagen adjuntada:

#Están en METROS

a1=0.57858
b1=0.63858 #z4
c2=0.61395 #z6
d2=0.57702 #z8
e2=0.80169 #z7 |
f2=0.61242 #z9
g2=0.57087 #z10
h2=1.04480 #z11
i=0.77091 #z12
j1=0.83709 #z3
k2=0.86016 #z5
l1=0.20157
m1=0.32313 #z2
AE=0.61272 #z1
    
```

Fig 13.34: Bloque de código referido a los datos de partida. **Realización propia.**

```

In [8]: #DATOS DE ENTRADA primer mecanismo

z1=AE
z2=m1
z3=j1
z4=b1

#Segundo Mecanismo
z5=k2
z6=c2

#Tercer Mecanismo
z8=d2
z9=f2
z10=g2
z12 = i

#POSICIÓN
Theta1 = 180 #Cte, debido a la disposición del mecanismo. Bastidor = Z1
Theta2 = 90

Theta1_rad = math.radians(Theta1) #Se pasa a Radianes como consecuencia de que Python trabaja con ellos
Theta2_rad = math.radians(Theta2)

#VELOCIDAD
DTheta2_gra = 120 #grados/seg
DTheta2_rad = math.radians(DTheta2_gra) # rad/seg

#ACELERACIÓN
DDTheta2_gra = 0 # rad/seg^2
DDTheta2_rad = math.radians(DDTheta2_gra) # rad/seg

print(f" \n ·Theta1_rad = {Theta1_rad}")
print(f" \n ·Theta2_rad = {Theta2_rad}")
print(f" \n ·La Velocidad en rad/seg de DTheta2 = {DTheta2_rad}")
print(f" \n ·La Aceleración en rad/seg de DDTheta2 = {DDTheta2_rad}\n")

DiccionarioFinal = {}
DiccionarioFinal_rad = {}
    
```

Fig 13.35: Bloque de código de datos de partida, N°2. **Realización propia.**

Como se puede apreciar tanto en la **Fig 12.33** como en la **Fig 12.34**, simplemente se definen los datos de partida que inician el movimiento del mecanismo, además de datos geométricos necesarios para los primeros análisis. Cabe destacar únicamente la definición de Diccionarios, los cuales son comandos que posee Python que a su vez poseen multitud de posibilidades para almacenar datos. Su característica principal es que guarda los datos por pares, uno de ellos denominado “*Key*” y otro “*Value*”, siendo “*Key*” el principal parámetro y “*Value*” el secundario. Mediante este comando se pueden guardar pares de datos relacionados entre sí por ejemplo {*Nombre: Ángel*}, donde “*Nombre*” es el parámetro “*Key*” y “*Ángel*” corresponde con “*Value*”. Pero tiene mucho más potencial este comando, ya que en vez de que en el parámetro “*Value*” haya únicamente un valor, se puede definir en él una lista, donde se definen varios valores como por ejemplo varios valores de ángulos o varias velocidades para los distintos ángulos que componen el mecanismo, lo cual si es de interés en este caso.

Destacar en un último lugar que se hacen dos diccionarios uno para tratar los datos en radianes y otro en grados el motivo de ello, es que al igual que sucede con Excel o Wolfram Mathematica, Python trabaja con radianes por lo tanto, se ha optado por dejar un diccionario para ir almacenando los datos en radianes y trabajar con ellos. Una vez se hayan obtenido los valores se pasan a grados guardandolos a su vez en otro Diccionario, consecuencia de que es mucho más intuitivo el uso de grados que radianes.

Las siguientes cajas de programación ya están relacionadas directamente con la obtención de los valores de posición, velocidad y aceleración de una revolución completa para la manivela (Z2) empleando las ecuaciones descritas en el **Capítulo III**. De nuevo únicamente se explicará una única vez, sobre todo para mostrar cómo se emplean en esta situación los bucles (for), donde estos se repiten continuamente para los diferentes casos. Eso sí, siempre de la mano con las ecuaciones correspondientes a cada situación o mejor dicho a cada cadena cinemática, también descrita en el **Capítulo III**. En resumen se explica, a continuación, cómo se obtienen los valores de θ_3 , sirviendo de ejemplo.

Tal y como se vio en el **Capítulo III**, se necesitan las ecuaciones **Ec.12**, **Ec.13** y **Ec.14** para obtener θ_3 . Estas a su vez dependen de θ_2 , y cómo θ_2 varía, ya que realiza una revolución completa. Estas ecuaciones irán dando valores diferentes dependiendo del valor de entrada

de θ_2 . Por ello en este caso se emplean listas vacías, en un primer momento para ir almacenando los valores de estas ecuaciones según se vaya recorriendo el bucle.

```
In [10]: #-----#
# PRIMER MECANISMO #
#-----#

#Se continua con Los cálculos para toda una revolución

lista_a = []
lista_b = []
lista_c = []

Diccionario = {'a':"", 'b':"", 'c':""}

for valueTheta2 in listaTheta2_rad:

    a = 4*(z3**2)*((z2**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad-valueTheta2)+(z1**2))

    lista_a.append(round(a,5))

#-----#

    b = 4*z3*(z2*math.sin(valueTheta2) - z1*math.sin(Theta1_rad))*(z2**2 - 2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad - valueTheta2) + z1**2)

    lista_b.append(round(b,5))

#-----#

    c = (((z2**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad-valueTheta2)+(z1**2)+(z3**2)-(z4**2))**2)-4*(z3**2)*((z2**2)*((math.cos(valueTheta2)

    lista_c.append(round(c,5))

#-----#

print(f"{lista_a} \n")
print(f"{lista_b} \n")
print(f"{lista_c} \n")

Diccionario['a'] = lista_a
Diccionario['b'] = lista_b
Diccionario['c'] = lista_c

#Los introduzco en un diccionario donde las tengo controladas

print(f"{Diccionario} \n")
```

Fig 13.36: Programación desarrollada para la obtención de θ_3 . *Realización propia.*

Como se ve en la **Fig 13.35**, se emplea un bucle *for* para recorrer todos los valores de θ_2 , para sustituirlos después en cada una de las tres ecuaciones, es decir el bucle empieza con el primer valor para θ_2 (Los valores van de 90° a 450°, describiendo una revolución completa, en radianes) este primer valor es sustituido en las tres ecuaciones una a una, y cuando esta devuelve un valor se guarda en la respectiva lista que le corresponde, para después una vez acabado el bucle ser metida cada lista en un parámetro “Value”, para las “Keys” definidas como “a”, “b” y “c”. De esta forma se tiene en un mismo Diccionario bien ordenado todos los valores de las tres ecuaciones necesarias para conseguir obtener los valores de θ_3 .

```

#----- Cálculo de Theta_3 -----#
cont = 0 #Funciona como un CONTADOR que se incrementa
listaTheta3_suma = [] #Necearias para almacenar todos Los valores GRAD
listaTheta3_restas = []

listaTheta3_suma_rad = [] #Necearias para almacenar todos Los valores en RAD
listaTheta3_restas_rad = []

for value in range(0,361):

    a = Diccionario['a'][cont] #con esta línea de código puedes obtener Los distintos valores dentro de Las listas de cada CLAVE
    b = Diccionario['b'][cont]
    c = Diccionario['c'][cont]

    # Existen dos posibles soluciones para Theta 3:
    Num = (-b+math.sqrt((b**2)-4*a*c))/(2*a)
    Num_bis = (-b-math.sqrt((b**2)-4*a*c))/(2*a)

    #En radianes sería:
    Theta3_suma = math.asin(Num)
    Theta3_restas = math.asin(Num_bis)

    #Se introducen en lstas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para continuar con Los cálculos
    listaTheta3_suma_rad.append(round(Theta3_suma,5))
    listaTheta3_restas_rad.append(round(Theta3_restas,5))

    #En GRADOS sería:
    Theta3_1_grados = math.degrees(Theta3_suma)
    Theta3_2_grados = math.degrees(Theta3_restas)

    #Teniendo en cuenta que se emplea un ARCSeno:
    Theta3_1 = 180 - Theta3_1_grados
    Theta3_2 = 180 - Theta3_2_grados

    #Se introducen en lstas diferentes
    listaTheta3_suma.append(round(Theta3_1,5))
    listaTheta3_restas.append(round(Theta3_2,5))

    cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print('-----')
print(f"listaTheta3_suma = {listaTheta3_suma}\n")
print(f"listaTheta3_restas = {listaTheta3_restas}\n")

DiccionarioFinal['Theta3_1'] = listaTheta3_suma
DiccionarioFinal['Theta3_2'] = listaTheta3_restas

print(f"{DiccionarioFinal}\n")

```

Fig 13.37: Programación desarrollada para la obtención de θ_3 , N^o2. **Realización propia.**

En esta nueva figura (**Fig 13.36**), se vuelve a realizar un bucle para esta vez pasar por todos los valores de las ecuaciones anteriormente guardadas en un único Diccionario. Posteriormente aparece la ecuación para la obtención de θ_3 , en esta ocasión la **Ec.16**. Únicamente destacar el hecho de que se obtienen los valores de θ_3 a través de un *arcsin* existen dos soluciones posibles, diferenciadas entre sí por 180° , además de dos soluciones iniciales debidas a la naturaleza misma de la definición de θ_3 ; por eso aparecen cuatro posibles soluciones para θ_3 . Donde posteriormente solo una será la correcta o indicada para el valor introducido de θ_2 . Por último se almacenan los valores de θ_3 tanto en radianes como en grados en dos diccionarios distintos.

El mismo procedimiento mediante la utilización de bucles *for*, Diccionarios y Listas se emplean para obtener todas las posiciones de los diferentes ángulos, así como las velocidades y aceleraciones.

En resumen y como conclusión del análisis de posición, velocidad y aceleración en Python, se emplean las ecuaciones descritas en el **Capítulo III**, pero para poder aplicar una revolución completa es necesario hacer uso de bucles *for*, con un posterior empleo de Listas y Diccionarios para almacenar de forma correcta y organizada todos valores obtenidos. Para más información relativa a estas partes del análisis referidas a la programación consultar el **Anexo correspondiente**.

13.13. Comparación de los resultados en el análisis de posición, velocidad y aceleración

Como ya se ha comentado en anteriores apartados para el análisis de posición, velocidad y aceleración se han empleado dos métodos diferentes para la obtención de los resultados. El motivo principal de ello es la comparación entre ambos métodos para lograr obtener una veracidad y seguridad de que los valores obtenidos son los correctos. Además de que con la realización del diseño en Autodesk Inventor se consiguen otros resultados de interés como la simulación del mecanismo y planos detallados sobre los modelos ejecutados.

Por lo tanto en este apartado se comparan los valores obtenidos con Python [*Análisis matemático*] y con Autodesk Inventor [*Procedimiento CAD y CAE*]. Para lograr comparar ambas situaciones se han ejecutado gráficas que presentan los valores obtenidos por ambos métodos. Las gráficas han sido desarrolladas a partir de Jupyter Notebook por lo que los datos referidos al análisis con Python, ya se encontraban a disposición para ejecutar las gráficas mencionadas. Por otro lado, para poder trabajar con los datos modificados obtenidos de Autodesk Inventor se debe recurrir a la librería “*pandas*” en Python para trabajar con los datos existentes en una hoja Excel.

Una vez que se han podido importar los datos de la hoja Excel a Jupyter Notebook, se pueden ejecutar las gráficas comparativas entre los valores desarrollados por ambos métodos. Antes de mostrar los resultados de las gráficas, es necesario comentar una serie de especificaciones. La primera es que sobre el eje X para todas las gráficas se utilizarán los valores para el ángulo θ_2 , el motivo de dicha utilización es consecuencia directa de que

todos los parámetros que se expresarán dependen del valor de entrada para θ_2 . Después y como ya se ha comentado la librería empleada para la obtención de dichos gráficos es “*matplotlib*” y por último se denominan a los valores obtenidos por Python como “*teóricos*” mientras que a los obtenidos mediante el software de Autodesk Inventor como “*Inventor*”. Se muestran a continuación las gráficas relativas a la comparación entre valores obtenidos con Python y con Autodesk Inventor para el análisis de posición.

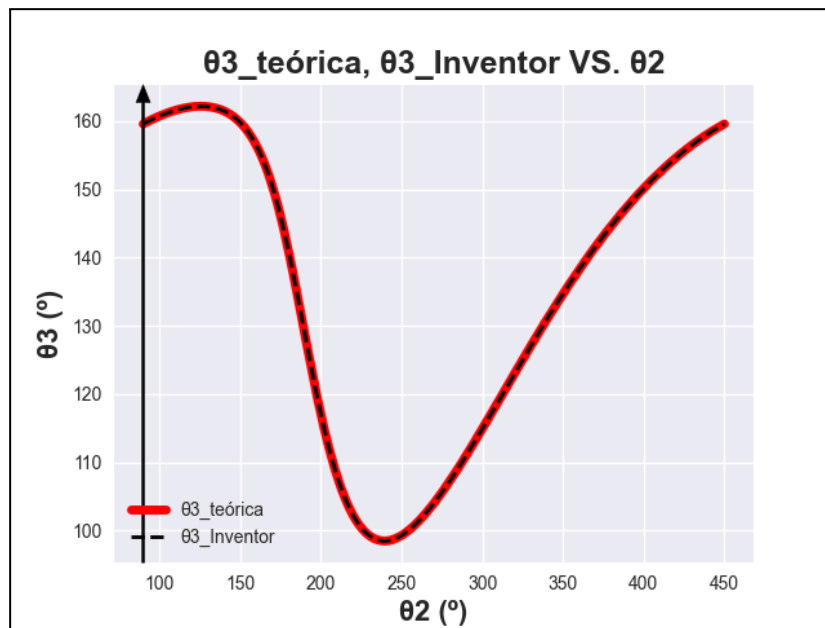


Fig 13.38: Gráfica referente a θ_3 teórica, θ_3 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

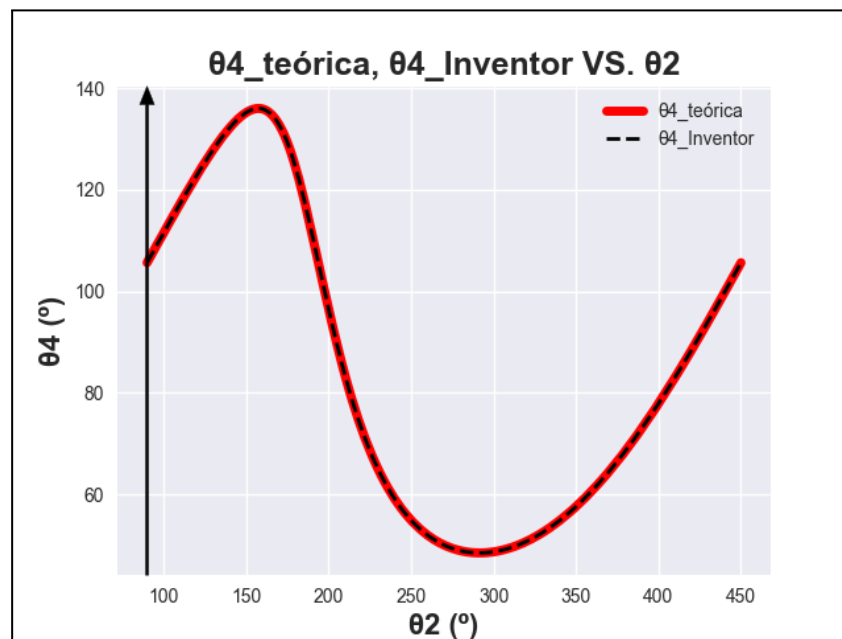


Fig 13.39: Gráfica referente a θ_4 teórica, θ_4 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

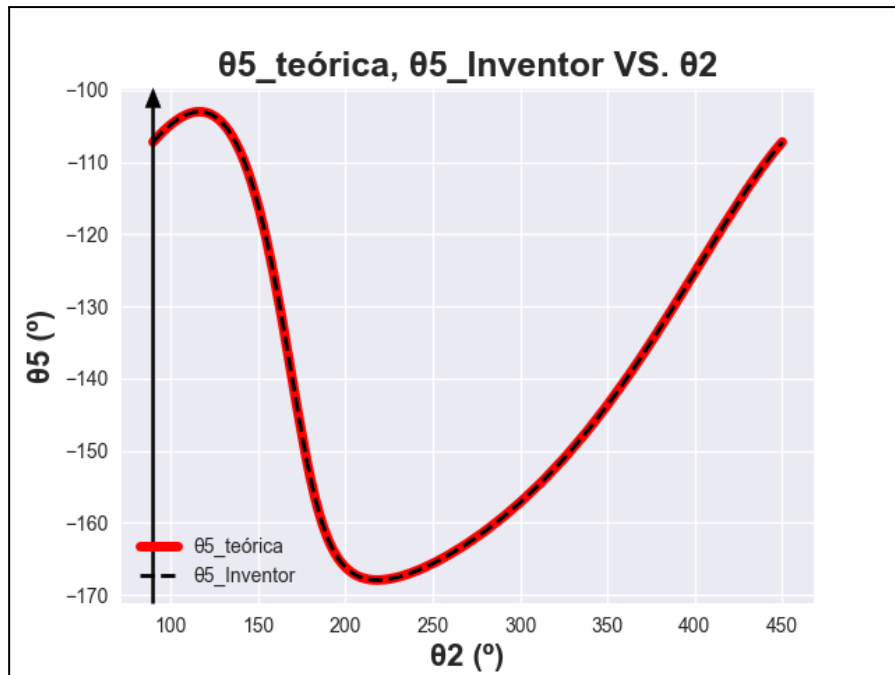


Fig 13.40: Gráfica referente a θ5 teórica, θ5 Inventor VS. θ2. *Realización propia.*

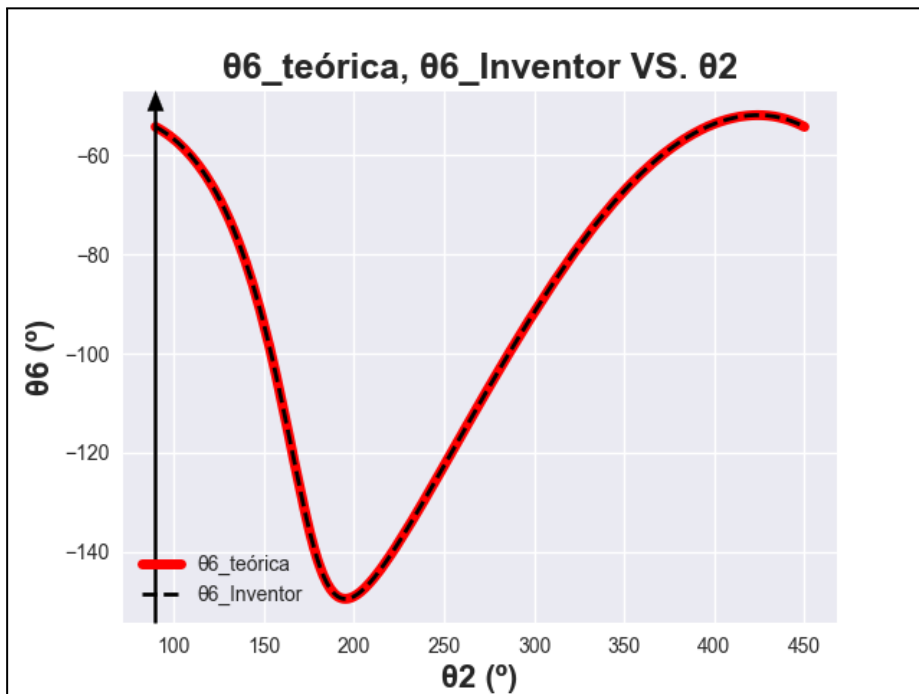


Fig 13.41: Gráfica referente a θ6 teórica, θ6 Inventor VS. θ2. *Realización propia.*

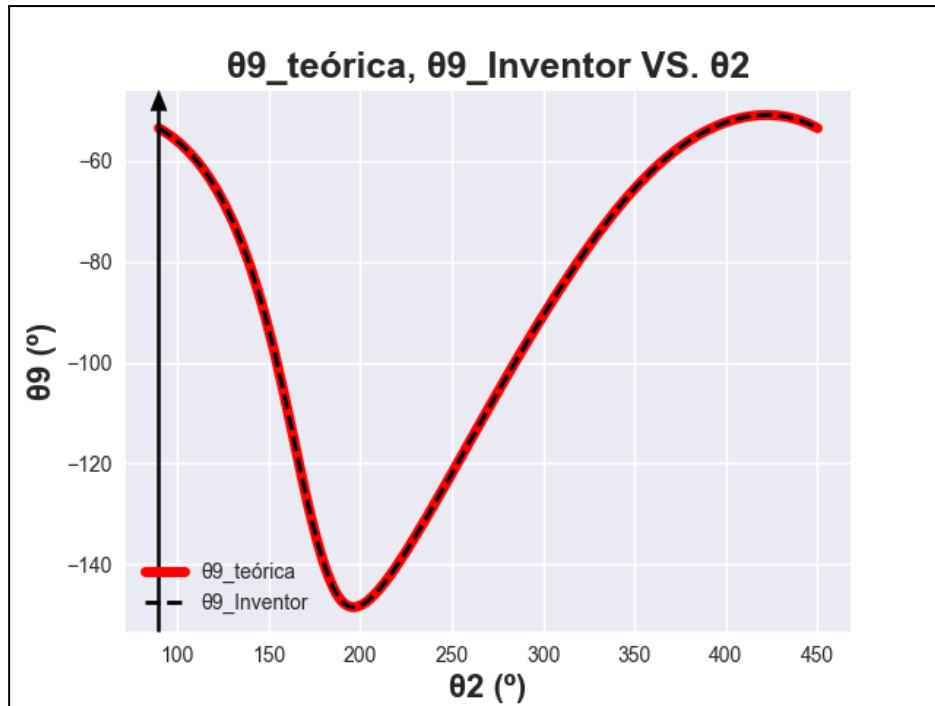


Fig 13.42: Gráfica referente a θ₉ teórica, θ₉ Inventor VS. θ₂. *Realización propia.*

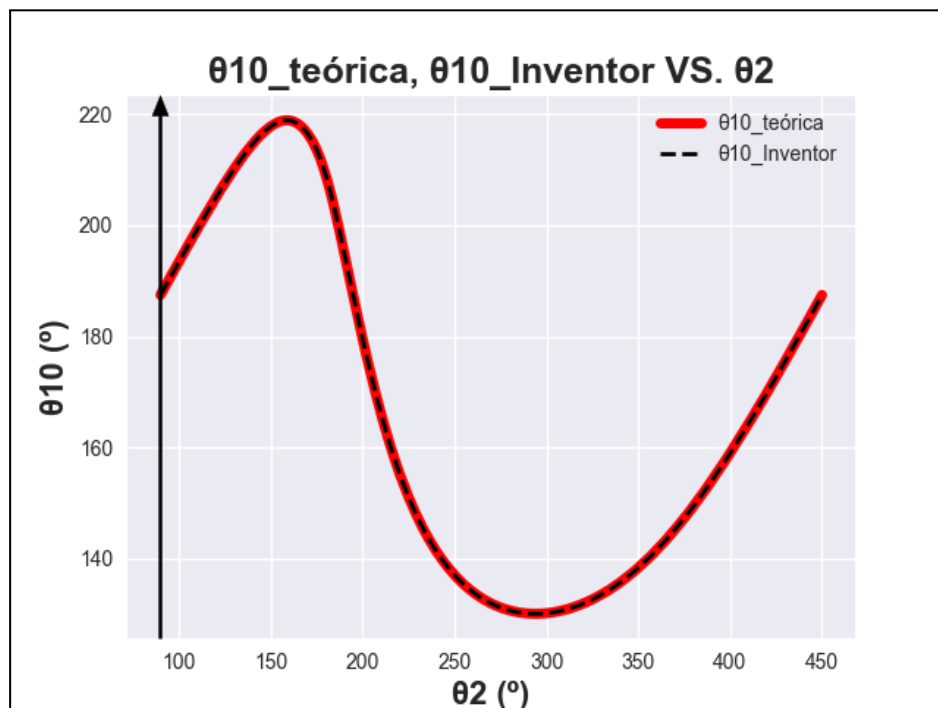


Fig 13.43: Gráfica referente a θ₁₀ teórica, θ₁₀ Inventor VS. θ₂. *Realización propia.*

A continuación, se mostrarán las gráficas relativas a la comparación entre valores obtenidos con Python y con Autodesk Inventor para el análisis de velocidad.

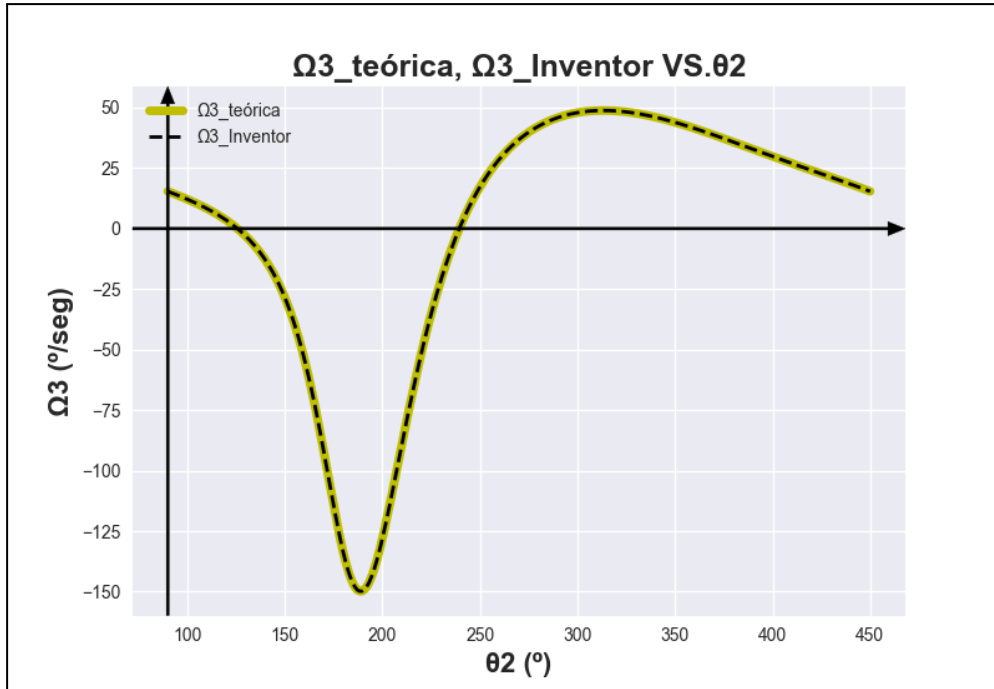


Fig 13.44: Gráfica referente a Ω_3 teórica, Ω_3 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

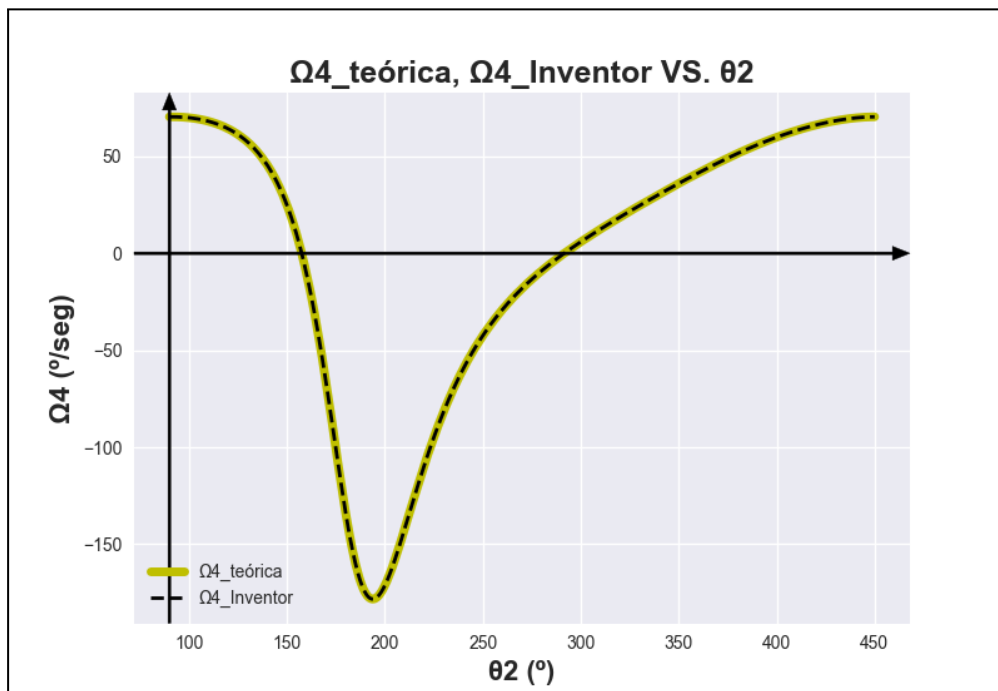


Fig 13.45: Gráfica referente a Ω_4 teórica, Ω_4 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

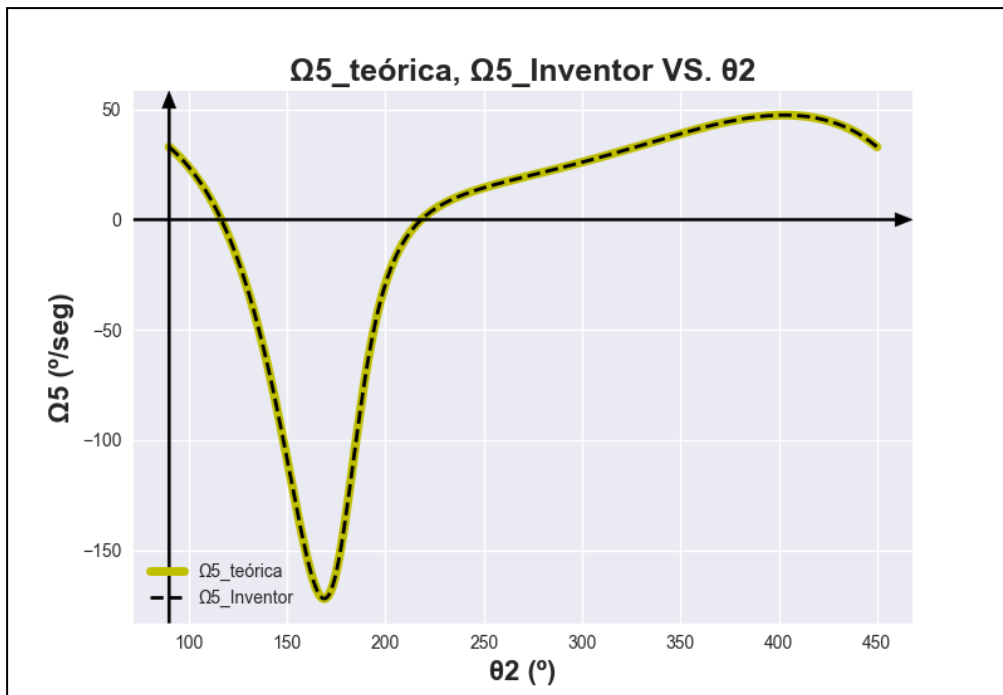


Fig 13.46: Gráfica referente a Ω_5 teórica, Ω_5 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

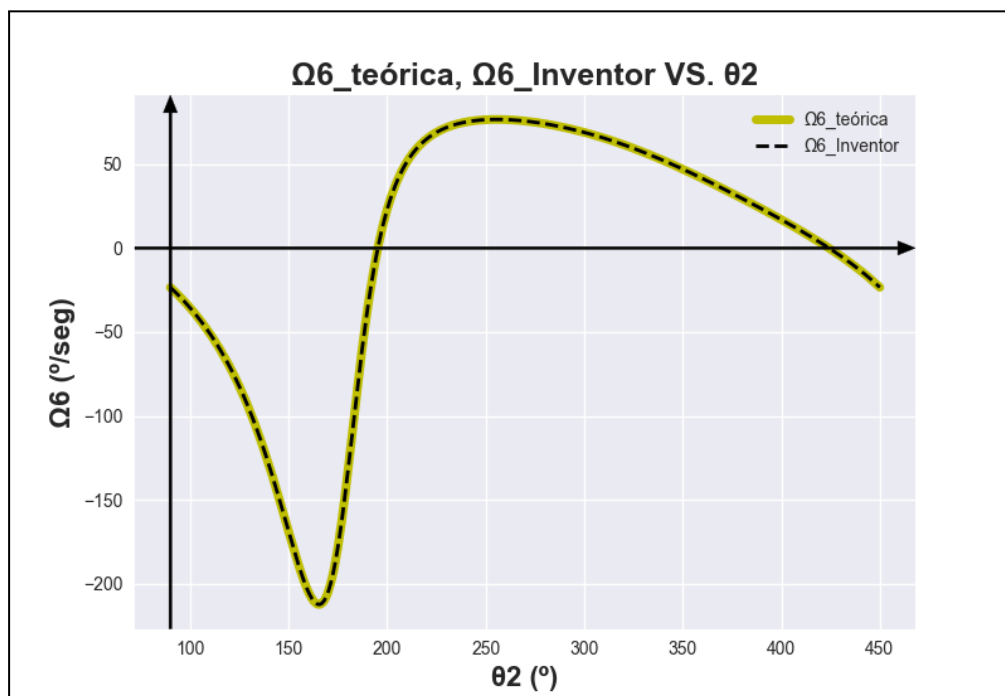


Fig 13.47: Gráfica referente a Ω_6 teórica, Ω_6 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

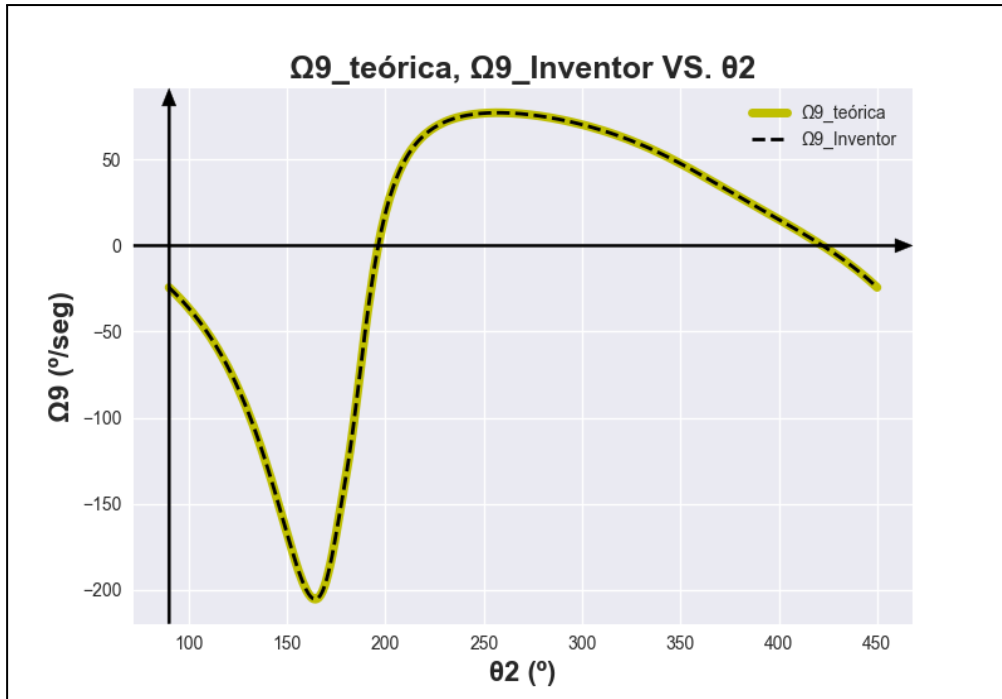


Fig 13.48: Gráfica referente a Ω_9 teórica, Ω_9 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

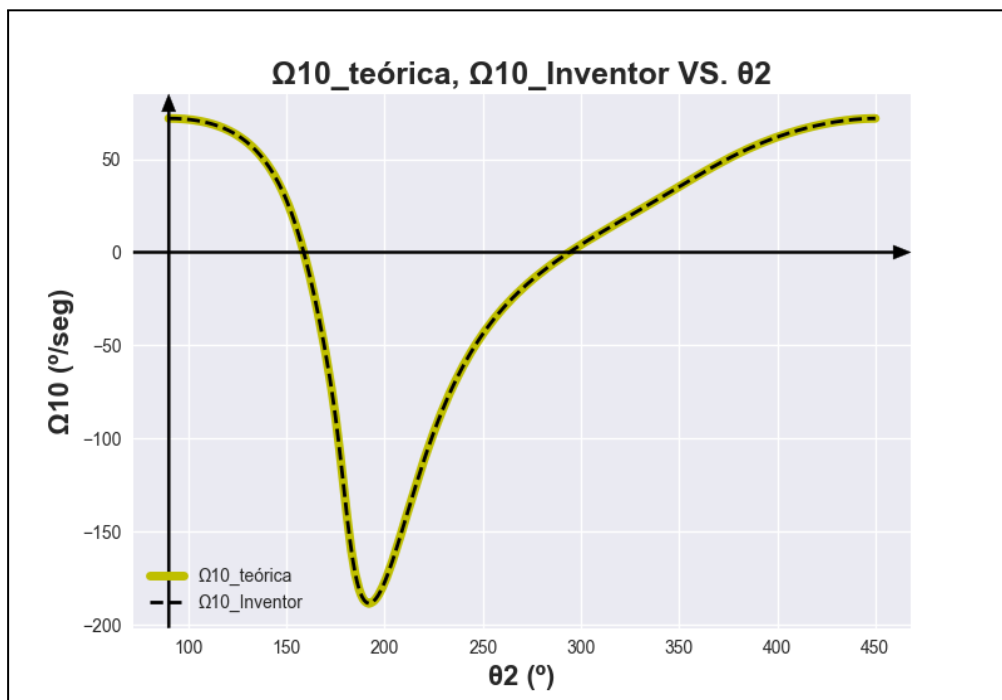


Fig 13.49: Gráfica referente a Ω_{10} teórica, Ω_{10} Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

A continuación, se mostrarán las gráficas relativas a la comparación entre valores obtenidos con Python y con Autodesk Inventor para el análisis de aceleración.

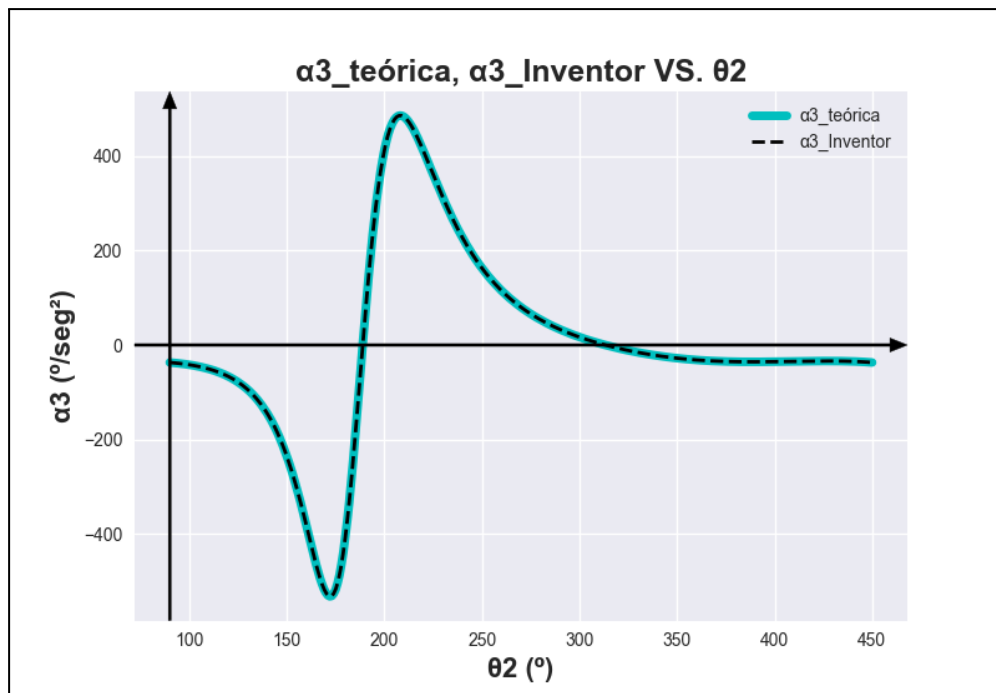


Fig 13.50: Gráfica referente a α_3 teórica, α_3 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

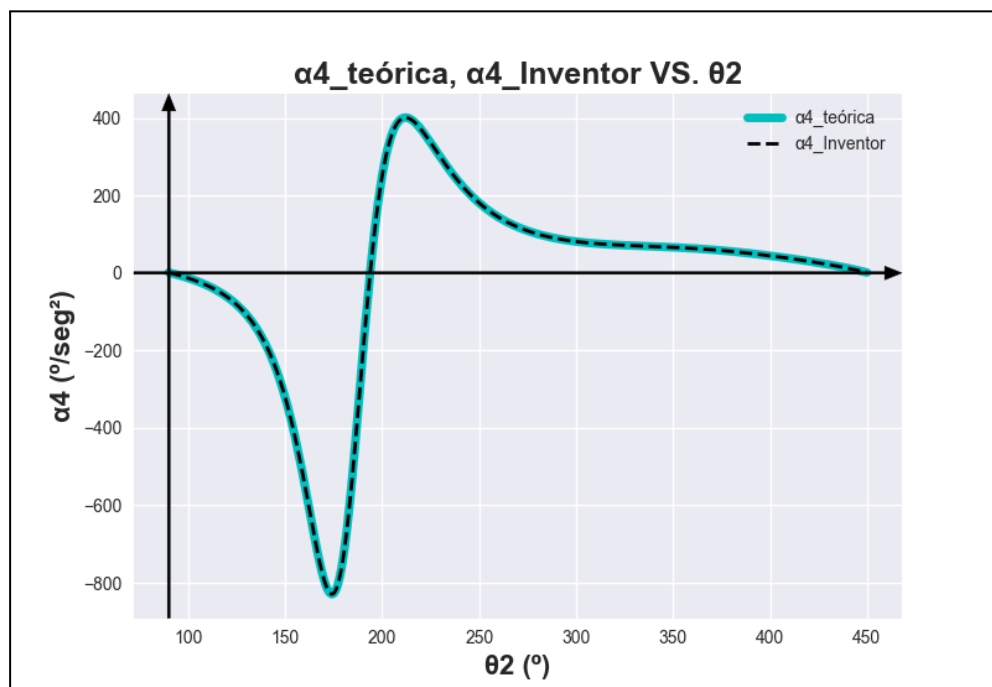


Fig 13.51: Gráfica referente a α_4 teórica, α_4 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

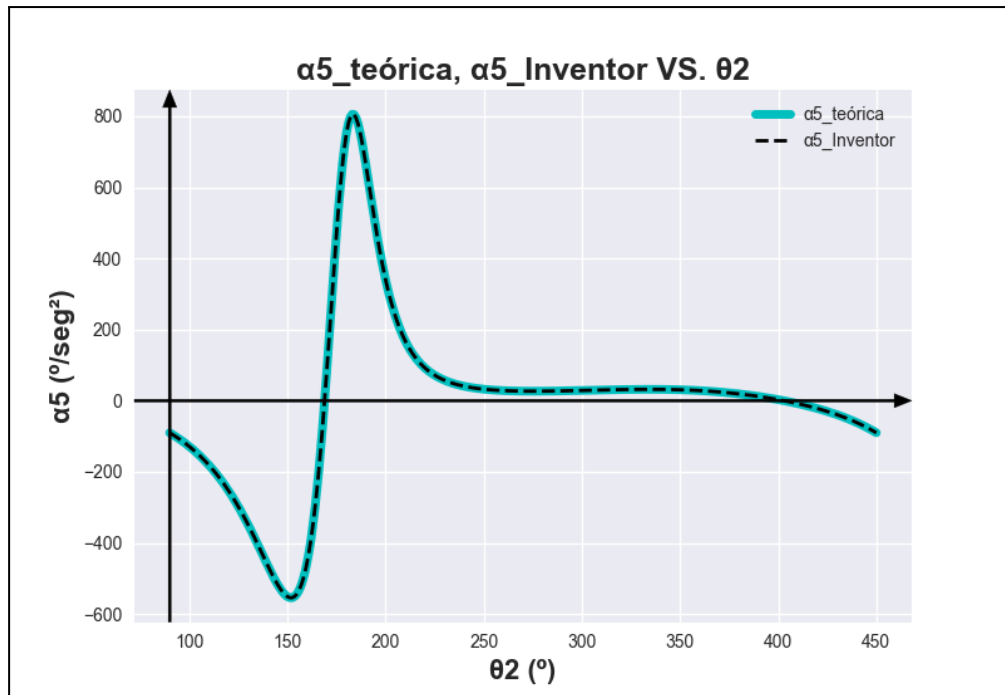


Fig 13.52: Gráfica referente a α_5 teórica, α_5 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

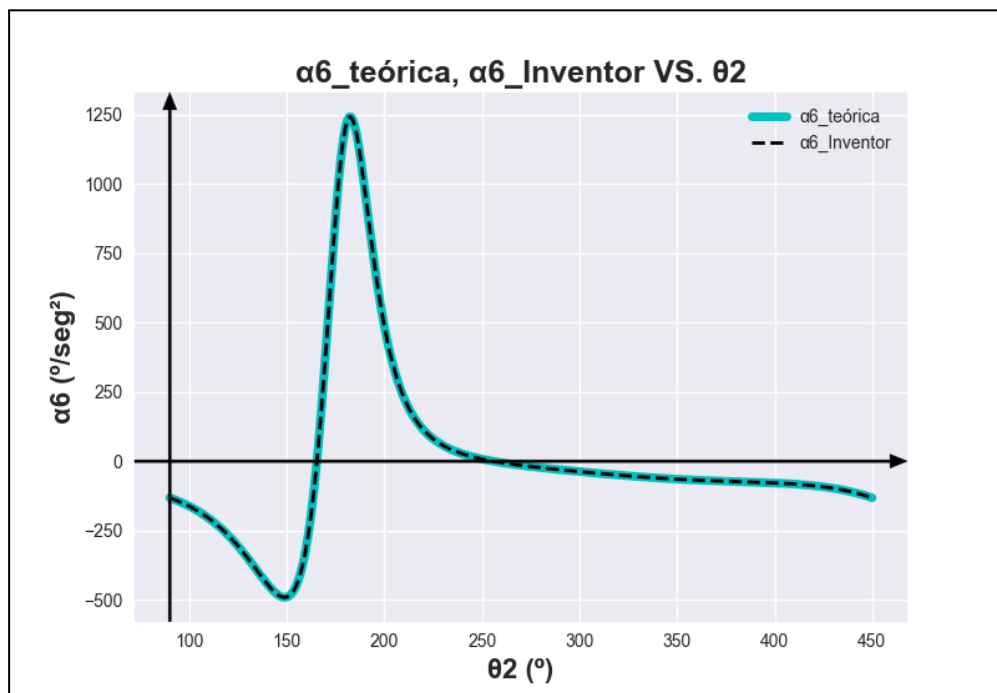


Fig 13.53: Gráfica referente a α_6 teórica, α_6 Inventor VS. θ_2 . *Realización propia.*

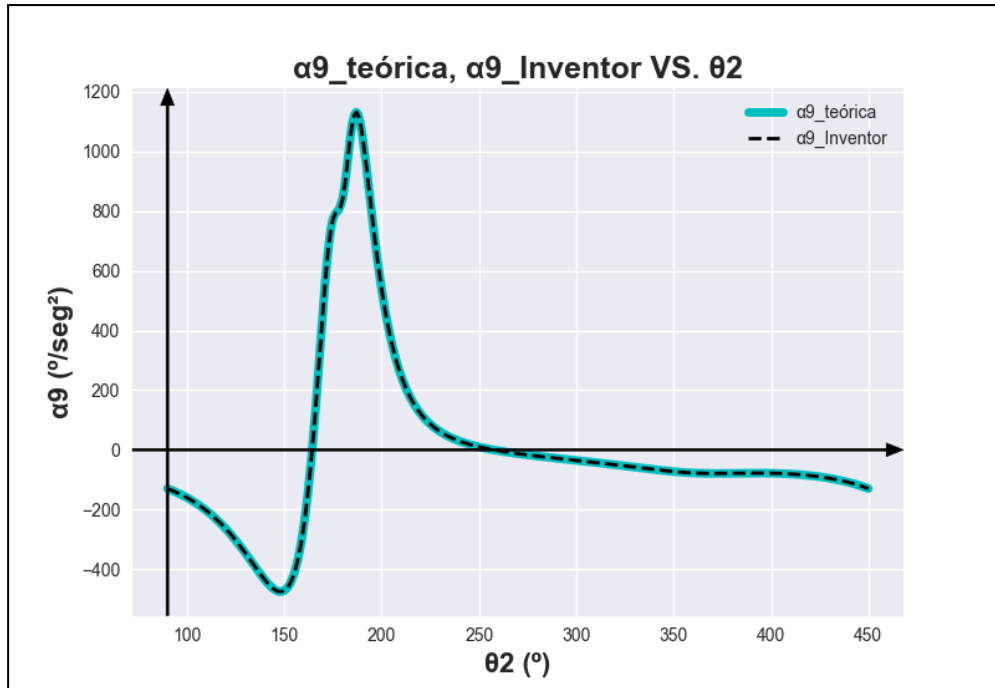


Fig 13.54: Gráfica referente a α9 teórica, α9 Inventor VS. θ2. *Realización propia.*

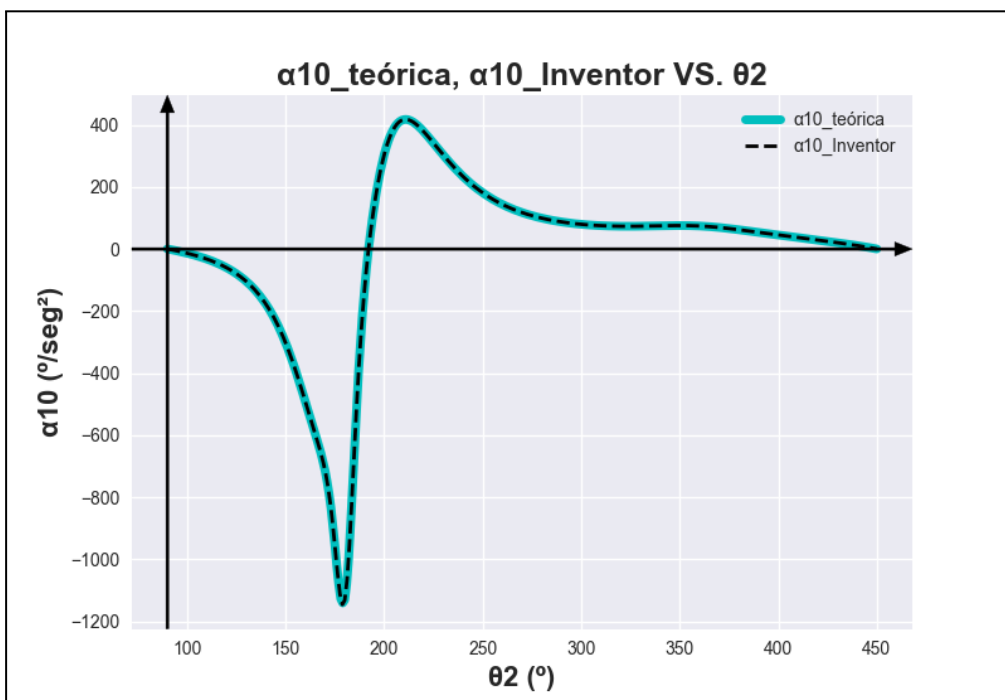


Fig 13.55: Gráfica referente a α10 teórica, α10 Inventor VS. θ2. *Realización propia.*

CAPÍTULO V. Diseño final de las barras del mecanismo Jansen

14. Diseño y dimensionamiento de las barras Jansen

Una vez que se han resuelto las incógnitas referidas tanto a las fuerzas que aparecen en cada una de las barras que forman el mecanismo y el torque necesario para que el mecanismo realice una revolución completa. El siguiente paso es diseñar el mecanismo Jansen real, es decir no únicamente siendo una composición de barras con la que poder ejecutar el análisis cinemático, si no un sistema donde ya se piense tanto en el montaje real como en su fabricación.

Se debe comprobar por ende en este apartado que las distintas barras soportan las fuerzas máximas que se han obtenido con el análisis dinámico. Este en ocasiones es un proceso iterativo donde se comprueban y dimensionan una a una todas las barras para que cumplan con las restricciones.

Es por ello que aquí únicamente se expondrá el resultado final siendo el siguiente:

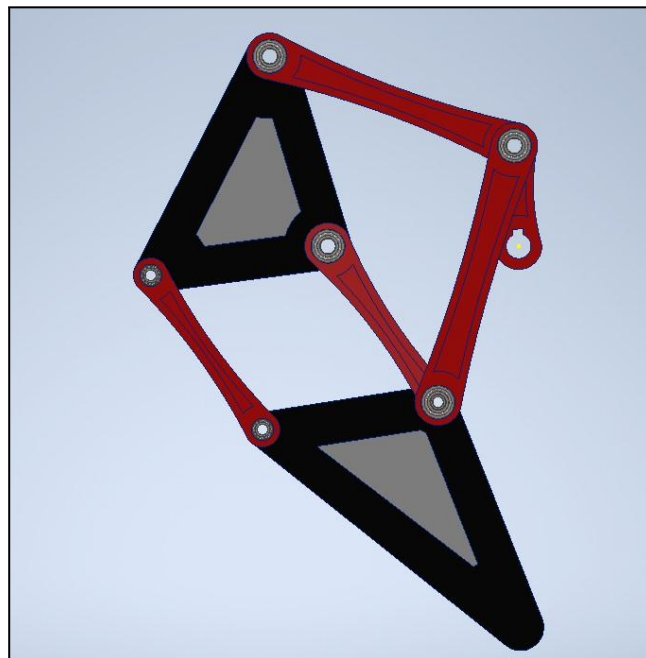


Fig 14.1: Mecanismo Jansen diseño final. *Realización propia.*

Como se puede apreciar en la **Fig 14.1**, existen diferencias apreciables con respecto al anterior diseño (**Fig 13.24**). Donde se destacan el grosor de las barras y la existencia de rodamientos.

A continuación se expondrá el método seguido para la ejecución del análisis de esfuerzos en cada barra comprobando así si soportan dichos esfuerzos.

Para comenzar los esfuerzos máximos presentados en cada barra se han expuesto anteriormente en la tabla correspondiente en el **apartado 12.9**.

Se comienza con la barra Z2 donde su diseño final es:

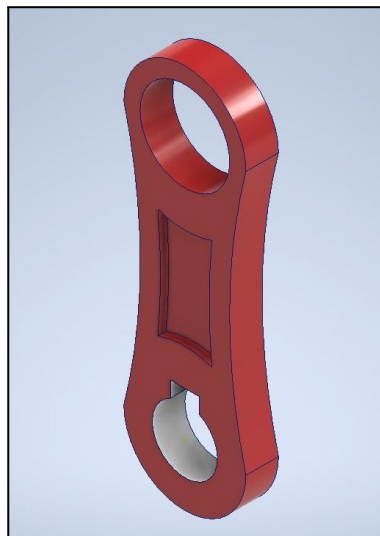


Fig 14.2: Barra Z2 Diseño Final. *Realización propia.*

Una vez realizado el diseño, a través del entorno de Autodesk Inventor conocido como *Análisis de Tensión*, se podrá comprobar que la barra Z2 soporta los esfuerzos que se desarrollan sobre ella.

Antes de mostrar los resultados es necesario comentar las características de las barras. Están constituidas de Aluminio 6061 y su espesor actual es de 40 mm. Después se cogen los valores máximos de los esfuerzos según la tabla anteriormente nombrada y se simula.

Se debe hacer mención en este análisis a varios hechos. Por un lado, los esfuerzos máximos desarrollados en ambos extremos de la barra no se producen en el mismo instante si no que se producen en instantes distintos como se ve en la tabla mencionada apartado 12.9. Sin embargo y como método de sobredimensionamiento para las barras, se tomarán los esfuerzos máximos expuestos en cada extremo como si se desarrollan en un mismo instante. Existen varios motivos para ejecutarlo de esta manera, entre ellos; menor tiempo empleado de iteración, ya que si no habría que hacer varias hipótesis para cada barra,

sobredimensionar de forma lógica y coherente y por último, estos esfuerzos aunque se producen en diferentes instantes, están muy cercanos temporalmente entre sí.

Después la posición donde se producen esos esfuerzos máximos es crucial en el análisis ya que, varía la forma de comportamiento de la barra. No es lo mismo que exista una situación donde la barra esté en una posición de 90° y la suma de momentos flectores en el centro de la propia barra sea 0 para la componente Y y se lleguen a valores máximos de momento en la componente X; que se de otra posición donde tenga la barra un ángulo dado y por tanto ambas componentes tendrán notoriedad en el sumatorio de momentos para su CDM.

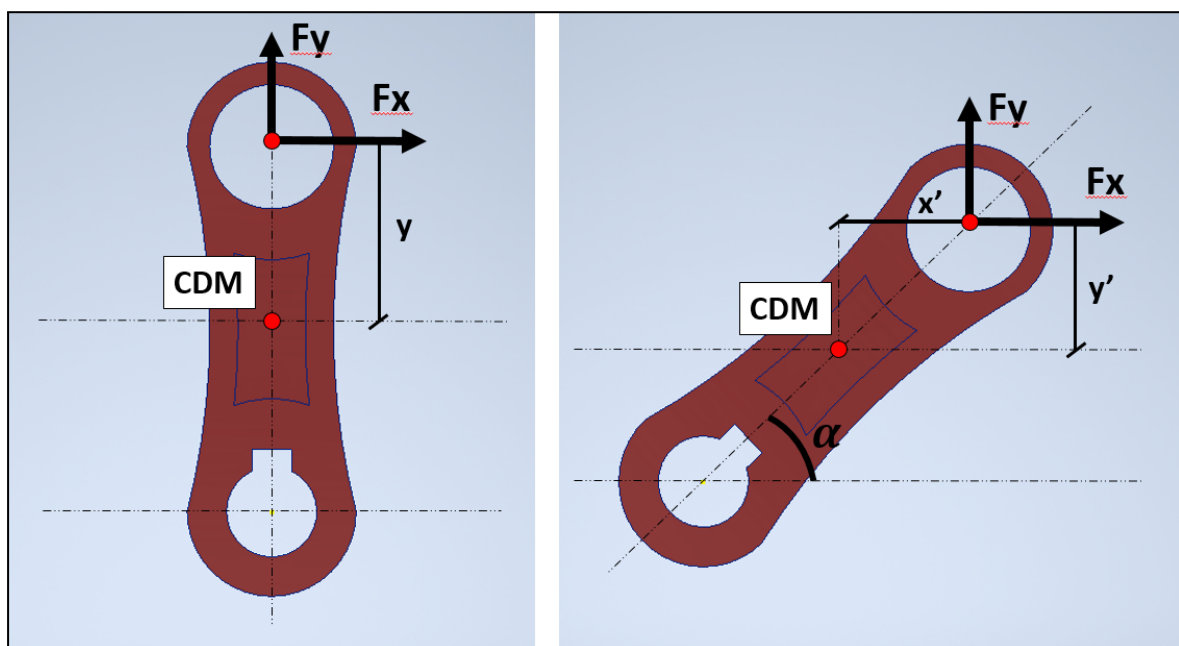


Fig 14.3: Explicación de la posición de la barras en el análisis de tensión. *Realización propia.*

En cuanto al tema de la posición de las barras en el análisis es mucho más cómodo aplicarles el ángulo a las fuerzas, que girar las barras en el entorno de simulación de Autodesk Inventor. A su vez también se debe tener en cuenta que precisamente la barra Z2 hace de nexo entre la primera cadena cinemática y la segunda por lo tanto en uno de sus extremos tendrá varias fuerzas en cada componentes. Esto hecho sucede también en la barra Z5.

Por último el análisis se realizó de la siguiente forma. Como restricciones se impusieron; una restricción fija sobre una de las caras de la barra. La razón por la cual se coloca esta restricción y no una de pasador por ejemplo en los extremos con agujero, siendo esta última la que Autodesk Inventor considera como una articulación; es porque se pretende comprobar que la barra sometida a los esfuerzos máximos en un instante de tiempo los

soportaría. Por lo tanto, simplemente se utiliza una restricción fija para poder simular el análisis de tensión, de lo contrario no se podría simular porque no existirán restricciones suficientes y el software lo detecta, desembocando en una simulación fallida. Todo esto es consecuencia de que se está en un análisis estático y no dinámico.

En este punto hay que darse cuenta de que los esfuerzos que generará la restricción fija son las reacciones de la barra a consecuencia de las acciones que se aplican a ella (Principio de acción-reacción Newton).



Fig 14.4: Restricción fija para las Barras. *Realización propia.*

Después se introducen en ambos extremos las fuerzas máximas obtenidas en el análisis dinámico con el ángulo correspondiente (en este caso 389° donde se producen las máximas; **Apartado 12.9**) y se simula. Destacar en este momento que el ángulo de posición de cada barra en un instante, no es el ángulo que se necesita para descomponer las fuerzas. Es a través del mismo que se obtiene un segundo ángulo para poder ejecutar dicha descomposición de fuerzas.

También es necesario destacar que el momento de entrada que se introduce con el motor se debe colocar en este análisis también, ya que es el par de mantenimiento de la posición.

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z2:

Extremo Z2	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
E	$E_{x12} = 6387.5$	$398^\circ \Rightarrow 90 - (398 - 360) + 180 = 232^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $E_{x,x} = -3932,23$ · $E_{x,y} = -5033,02$
E	$E_{y12} = 938,18$	$398^\circ \Rightarrow 90 - (398 - 360) + 90 = 142^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $E_{y,x} = -313,63$ · $E_{y,y} = 245,03$
E	$T_{ent} = 1055.7 \text{ N}\cdot\text{m}$	Sentido Antihorario	-
G	$G_{x32} = 4044.32$	$398^\circ \Rightarrow 90 - (398 - 360) = 52^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{x23,x} = 2489,93$ · $G_{x23,y} = 3186,97$
G	$G_{y32} = 2593.9$	$398^\circ \Rightarrow 90 - (398 - 360) + 90 + 180 = 322^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{y23,x} = 2044,02$ · $G_{y23,y} = -1596,96$
G	$G_{x52} = 2488,3$	$398^\circ \Rightarrow 90 - (398 - 360) = 52^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{x25,x} = 1531,95$ · $G_{x25,y} = 1960,81$
G	$G_{y52} = 2876,3$	$398^\circ \Rightarrow 90 - (398 - 360) + 90 = 142^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{y25,x} = -2266,56$ · $G_{y25,y} = 1770,83$

Tabla 14.1: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z2.

Mencionar que se han nombrado las fuerzas con dos subíndices, el primero para definir de dónde viene la fuerza con la que se trabaja y el segundo hace referencia a la nueva componente calculada para el nuevo sistema de referencia. Así por ejemplo, **$E_{x,x}$** significa que la fuerza proviene del extremo E de la barra que era la componente del eje X en un primer momento y que tras transformarla para el cambio de sistema de referencia es la componente X ya transformada de la componente E_x .

Para comprender mejor lo ejecutado se adjunta la siguiente figura:

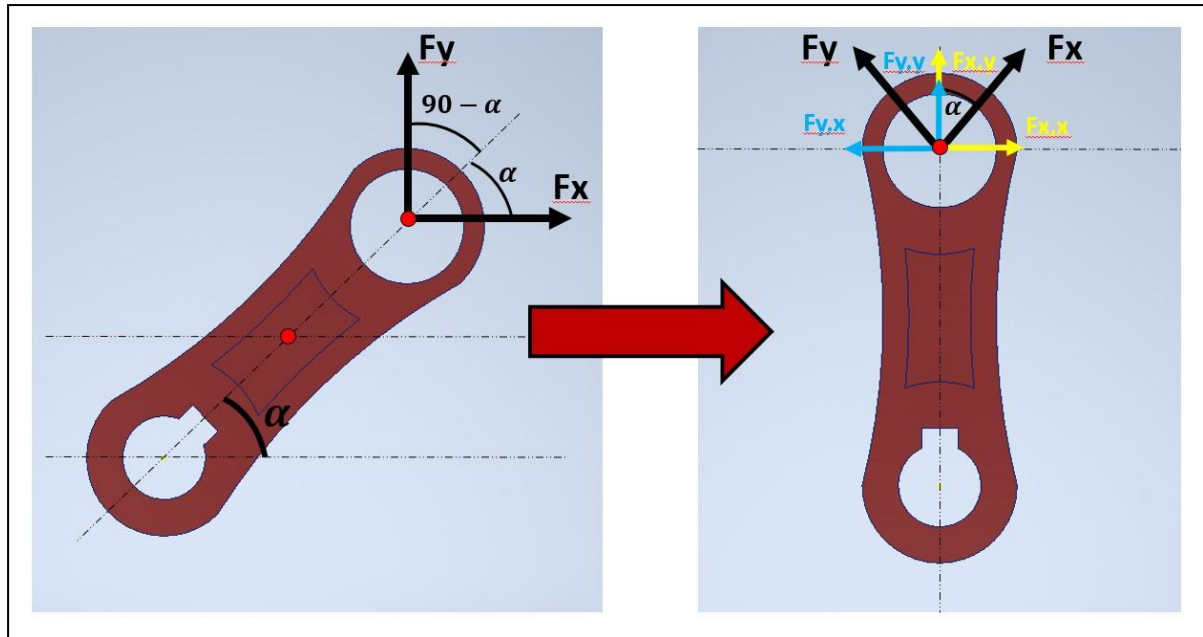


Fig 14.5: Cambios de coordenadas en las fuerzas para el análisis de tensión. *Realización propia.*

Como se aprecia en la **Fig 14.5**. De cada componente inicial que se tiene en cada barra se descomponen en dos, para poder ejecutar un sumatorio de fuerzas en la posición de análisis (Barras con 90°)

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z2:

Extremo Z2	Componente final	Fuerza Resultante
E	X	$\cdot Ex = Ex,x + Ey,x = - 3932,23 - 313,63 = - 4245,86 \text{ N}$
E	Y	$\cdot Ey = Ex,y + Ey,y = - 5033,02 + 245,03 = - 4787,99 \text{ N}$
E	Tent = 1055.7 N*m	$\cdot Tent = 1055.7 \text{ N*m}$
G	X	$\cdot Gx = Gx23,x + Gy23,x + Gx25,x + Gy25,x = 2489,93 + 2044,02 + 1531,95 - 2266,56 = 3799,34 \text{ N}$
G	Y	$\cdot Gy = Gx23,y + Gy23,y + Gx25,y + Gy25,y = 3186,97 - 1596,96 + 1960,81 + 1770,83 = 5321,65 \text{ N}$

Tabla 14.2: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z2.

Ahora con las resultantes de las fuerzas se pasa al análisis tensional:

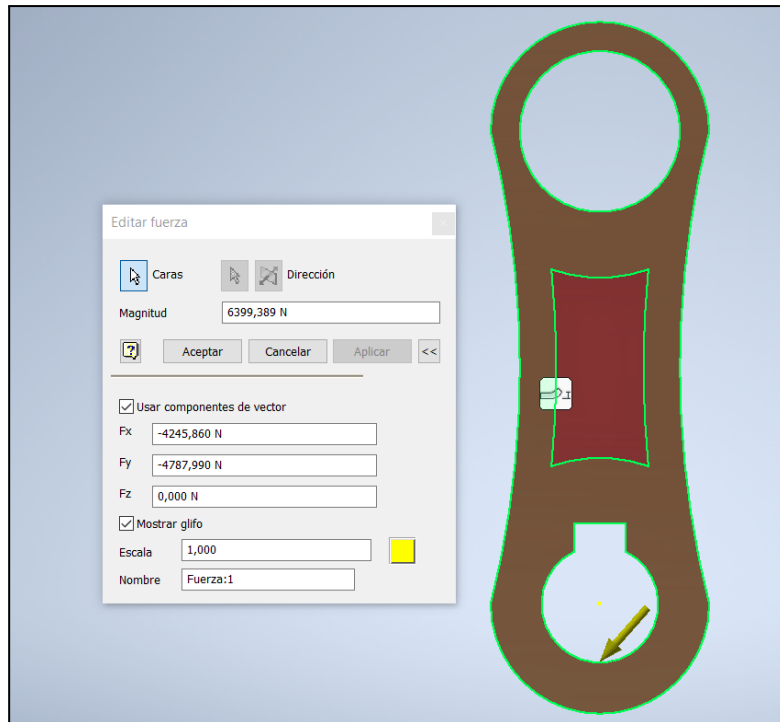


Fig 14.6: Fuerzas en el extremo E de la Barra Z2. *Realización propia.*

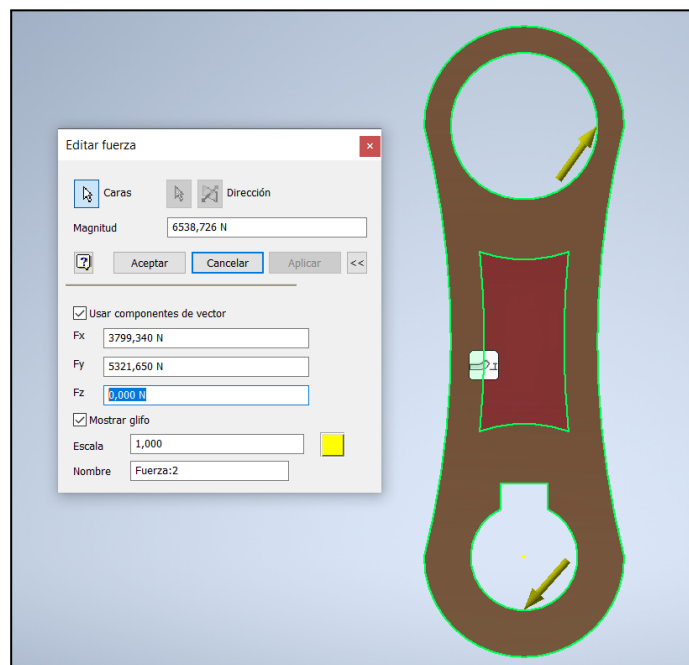


Fig 14.7: Fuerzas en el extremo G de la Barra Z2. *Realización propia.*

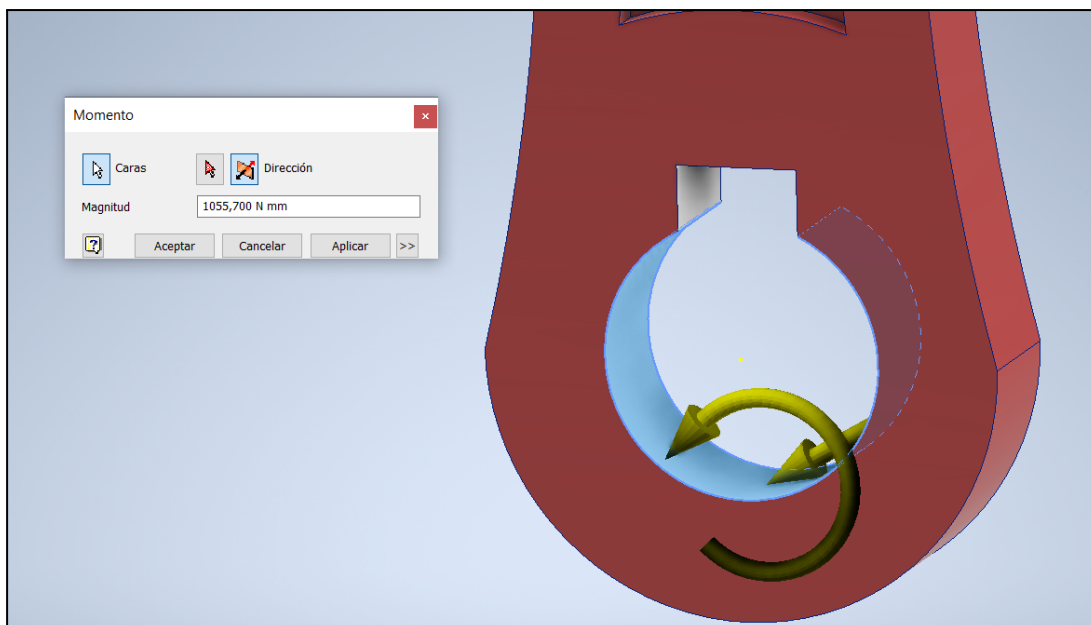


Fig 14.8: Momento en el extremo E de la Barra Z2. *Realización propia.*

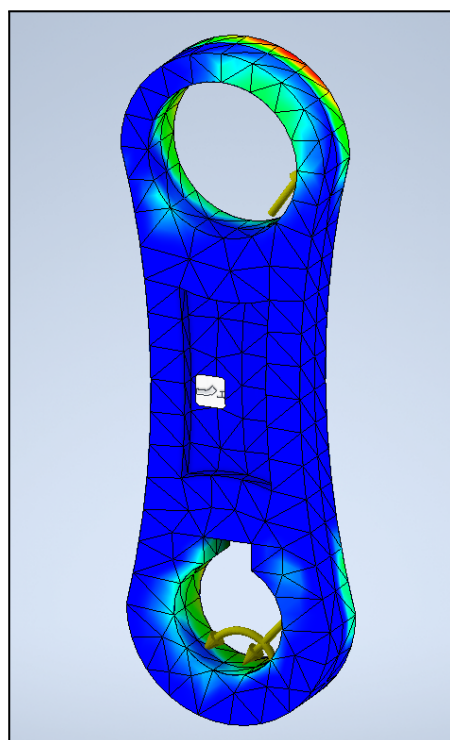


Fig 14.9: Análisis de tensión para la barra Z2. *Realización propia.*

Donde el resumen de los resultados según Autodesk Inventor es el siguiente:

Material(es)		
Nombre	Aluminio 6061	
General	Densidad de masa	2,7 g/cm ³
	Límite de elasticidad	275 MPa
	Resistencia máxima a tracción	310 MPa
Tensión	Módulo de Young	68,9 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33 su
	Módulo cortante	25,9023 GPa
Nombre(s) de pieza	BarraZ2_Real.ipt	

Fig 14.10: Características físicas Aluminio 6061. *Realización propia.*

Resumen de resultados		
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1537710 mm ³	
Masa	4,15183 kg	
Tensión de Von Mises	0,0101749 MPa	2,69913 MPa
Primera tensión principal	-1,44228 MPa	3,41244 MPa
Tercera tensión principal	-4,34458 MPa	1,09328 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00204261 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-1,90967 MPa	1,48689 MPa
Tensión XY	-0,734945 MPa	0,572706 MPa
Tensión XZ	-0,99344 MPa	0,90465 MPa
Tensión YY	-1,90967 MPa	1,48689 MPa
Tensión YZ	-0,996571 MPa	1,06115 MPa
Tensión ZZ	-3,8772 MPa	3,01883 MPa
Desplazamiento X	-0,000861577 mm	0,00139411 mm
Desplazamiento Y	-0,00093874 mm	0,00174047 mm
Desplazamiento Z	-0,000538786 mm	0,000443119 mm
Deformación equivalente	0,00000139345 su	0,0000390776 su
Primera deformación principal	0,000000758112 su	0,0000371695 su
Tercera deformación principal	-0,0000470021 su	-0,000000959129 su
Deformación XX	-0,0000149815 su	0,0000149969 su
Deformación XY	-0,0000141869 su	0,0000110551 su
Deformación XZ	-0,0000191767 su	0,0000174628 su
Deformación YY	-0,0000141239 su	0,0000171768 su
Deformación YZ	-0,0000192372 su	0,0000204837 su
Deformación ZZ	-0,00003798 su	0,0000295716 su

Fig 14.11: Resumen análisis de tensión Barra Z2. *Realización propia.*

Como se puede observar en la **Fig 14.11** los coeficientes de seguridad tienen un valor de 15, por lo que la barra Z2 soporta los esfuerzos que se presentan sobre ella. A nivel constructivo y si fuese necesario por ejemplo para abaratar costes sería conveniente disminuir el grosor de las barras hasta que el coeficiente de seguridad sea de valor 5. El valor de C.S de 5 es debido a que es un elemento dinámico, si fuese estático con un C.S de valor 2 o 3 sería suficiente, pero como estamos en un elemento dinámico se da la fatiga de los materiales debida al movimiento constante.

Para el resto de barras que componen el mecanismo se procede de similar forma. Comprobando una a una que los coeficientes de seguridad son adecuados. Únicamente matizar de forma breve que cada barra tiene su ángulo donde llega a máximos valores expuestos. Los valores que aparecen en al **apartado 12.9** son los referidos para el ángulo θ_2 .

Tabla resumen de ángulo de rotación donde se producen los esfuerzos máximos en cada barra.

Barra	Ángulos
Z3	$\theta_3 = 149^\circ$
Z478	$\theta_4 = 77^\circ$
Z5	$\theta_5 = -126^\circ$
Z6	$\theta_6 = -54^\circ$
Z9	$\theta_9 = -52^\circ$
Z101112	$\theta_9 = 158^\circ$

Tabla 14.3: Ángulos donde se producen los máximos esfuerzos en cada barra.

Se realiza el análisis para la barra Z3:

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z3:

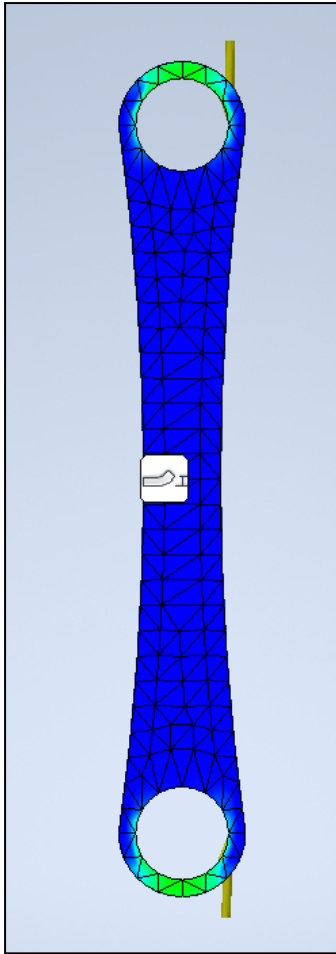
Extremo Z3	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
G	$G_{x23} = 4044.32$	$149^\circ \Rightarrow -59^\circ + 180^\circ = 121^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{x,x} = -2082,98$ · $G_{x,y} = 3466,66$
G	$G_{y23} = 2593,9$	$149^\circ \Rightarrow 31^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{y,x} = 2223,41$ · $G_{y,y} = 1335,96$
H	$H_x = 4040,8$	$149^\circ \Rightarrow -59^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $H_{x,x} = 2080,75$ · $H_{x,y} = -3462,96$
H	$H_y = 2559,5$	$149^\circ \Rightarrow 31^\circ + 180^\circ = 211^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $H_{y,x} = -2193,92$ · $H_{y,y} = -1318,24$

Tabla 14.4: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z3.

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z3:

Extremo Z3	Componente final	Fuerza Resultante (N)
G	X	$G_x = G_{x,x} + G_{y,x} = -2082,98 + 2223,41 = 140,43$
G	Y	$G_y = G_{x,y} + G_{y,y} = 3466,66 + 1335,9 = 4802,56$
H	X	$H_x = H_{x,x} + H_{y,x} = 2080,75 - 2193,92 = -113,17$
H	Y	$H_y = H_{x,y} + H_{y,y} = -3462,96 - 1318,24 = -4781,2$

Tabla 14.5: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z3.



☐ Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	2981350 mm ³	
Masa	8,04965 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000258353 MPa	1,69963 MPa
Primera tensión principal	-0,369184 MPa	2,31973 MPa
Tercera tensión principal	-2,10416 MPa	0,580083 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00151957 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-0,850698 MPa	0,928062 MPa
Tensión XY	-0,402288 MPa	0,41187 MPa
Tensión XZ	-0,315515 MPa	0,308195 MPa
Tensión YY	-0,768534 MPa	0,723788 MPa
Tensión YZ	-0,774176 MPa	0,788504 MPa
Tensión ZZ	-1,8657 MPa	2,23833 MPa
Desplazamiento X	-0,000432902 mm	0,000439482 mm
Desplazamiento Y	-0,00148506 mm	0,00148748 mm
Desplazamiento Z	-0,000312347 mm	0,000404759 mm
Deformación equivalente	0,000000000367912 su	0,0000234571 su
Primera deformación principal	0,000000000121283 su	0,0000271795 su
Tercera deformación principal	-0,0000253537 su	-0,000000000433407 su
Deformación XX	-0,0000131213 su	0,0000045845 su
Deformación XY	-0,0000077655 su	0,00000795047 su
Deformación XZ	-0,0000060905 su	0,00000594919 su
Deformación YY	-0,00000887007 su	0,0000103085 su
Deformación YZ	-0,0000149442 su	0,0000152208 su
Deformación ZZ	-0,0000208268 su	0,0000257569 su

Fig 14.12: Resumen análisis de tensión Barra Z3. *Realización propia.*

Se realiza el análisis para la barra Z5:

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z5:

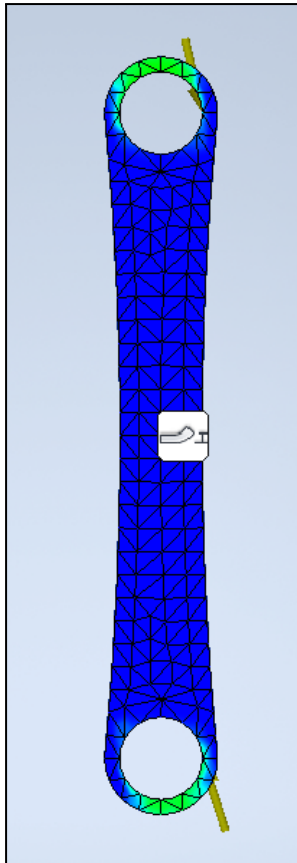
Extremo Z5	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
G	$G_{x25} = 2488,3$	$-126^\circ \Rightarrow 54^\circ + 180^\circ = 234^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{x,x} = -1462,41$ · $G_{x,y} = -2012,83$
G	$G_{y25} = 2876,3$	$-126^\circ \Rightarrow 144^\circ + 180^\circ = 324^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $G_{y,x} = 2326,73$ · $G_{y,y} = -1690,47$
N	$N_{x65} = 17604,3$	$-126^\circ \Rightarrow 54^\circ + 180^\circ = 234^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $N_{x65,x} = -10347,37$ · $N_{x65,y} = -14241,94$
N	$N_{y65} = 24534,25$	$-126^\circ \Rightarrow 144^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $N_{y65,x} = -19848,42$ · $N_{y65,y} = 14420,72$
N	$N_{x105} = 19713,4$	$-126^\circ \Rightarrow 54^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $N_{x105,x} = 11587,25$ · $N_{x105,y} = 15948,48$
N	$N_{y105} = -21660,97$	$-126^\circ \Rightarrow 144^\circ + 180^\circ = 324^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $N_{y105,x} = 17524,09$ · $N_{y105,y} = -12732$

Tabla 14.6: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z5.

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z5:

Extremo Z5	Componente final	Fuerza Resultante (N)
G	X	$G_x = G_{x,x} + G_{y,x} = -1462,41 + 2326,73 = 864,32$
G	Y	$G_y = G_{x,y} + G_{y,y} = -2012,83 - 1690,47 = -3703,3$
N	X	$N_x = N_{x65,x} + N_{y65,x} + N_{x105,x} + N_{y105,x} = -10347,37 - 19848,42 + 11587,25 + 17524,09 = -1084,45$
N	Y	$N_y = N_{x65,y} + N_{y65,y} + N_{x105,y} + N_{y105,y} = -14241,94 + 14420,72 + 15948,48 - 12732 = 3395,26$

Tabla 14.7: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z5.



Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	3269700 mm ³	
Masa	8,82818 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000829049 MPa	1,3095 MPa
Primera tensión principal	-0,24296 MPa	2,11456 MPa
Tercera tensión principal	-1,5345 MPa	0,763096 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00118317 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-0,654812 MPa	0,949628 MPa
Tensión XY	-0,347734 MPa	0,285153 MPa
Tensión XZ	-0,300114 MPa	0,290862 MPa
Tensión YY	-0,56625 MPa	0,949628 MPa
Tensión YZ	-0,610201 MPa	0,565194 MPa
Tensión ZZ	-1,32439 MPa	1,92803 MPa
Desplazamiento X	-0,000502182 mm	0,000484103 mm
Desplazamiento Y	-0,00114871 mm	0,00105043 mm
Desplazamiento Z	-0,000244262 mm	0,000316011 mm
Deformación equivalente	0,00000000119227 su	0,0000185946 su
Primera deformación principal	0,000000000471944 su	0,0000224872 su
Tercera deformación principal	-0,0000192502 su	-0,000000000287209 su
Deformación XX	-0,0000100443 su	0,00000425876 su
Deformación XY	-0,00000671243 su	0,0000055044 su
Deformación XZ	-0,00000579319 su	0,00000561461 su
Deformación YY	-0,00000759685 su	0,00000724707 su
Deformación YZ	-0,0000117789 su	0,0000109101 su
Deformación ZZ	-0,000015568 su	0,0000199432 su

Fig 14.13: Resumen análisis de tensión Barra Z5. *Realización propia.*

Se realiza el análisis para la barra Z478:

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z478:

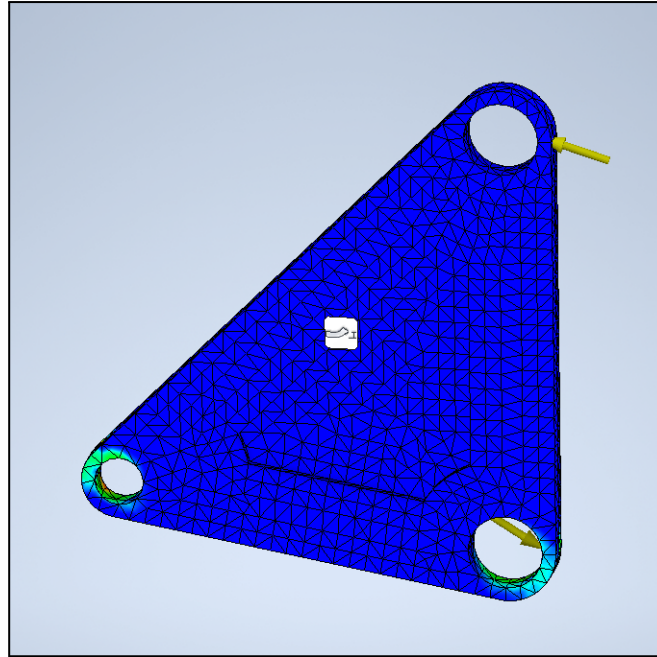
Extremo Z478	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
H	$H_x = 4040,8$	$77^\circ \Rightarrow 13^\circ + 180^\circ = 193^\circ$	· $H_{x,x} = -3937,23$ · $H_{x,y} = -908,98$
H	$H_y = 2559,5$	$77^\circ \Rightarrow 113^\circ$	· $H_{y,x} = -1000,08$ · $H_{y,y} = 2356,03$
A	$A_x = 22996,4$	$77^\circ \Rightarrow 13^\circ$	· $A_{x,x} = 22407$ · $A_{x,y} = 5173,06$
A	$A_y = 27666,95$	$77^\circ \Rightarrow 113^\circ + 180^\circ = 293^\circ$	· $A_{y,x} = 10810,34$ · $A_{y,y} = -25467,56$
L	$L_x = 19027,9$	$77^\circ \Rightarrow 13^\circ + 180^\circ = 193^\circ$	· $L_{x,x} = -18540,22$ · $L_{x,y} = -4280,35$
L	$L_y = 25339,6$	$77^\circ \Rightarrow 113^\circ$	· $L_{y,x} = -9900,97$ · $L_{y,y} = 23325,22$

Tabla 14.8: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z478.

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z478:

Extremo Z478	Componente final	Fuerza Resultante (N)
H	X	$H_x = H_{x,x} + H_{y,x} = -3937,23 - 1000,08 = -4937,31$
H	Y	$H_y = H_{x,y} + H_{y,y} = -908,98 + 2356,03 = 1447,05$
A	X	$A_x = A_{x,x} + A_{y,x} = 22407 + 10810,34 = 33217,34$
A	Y	$A_y = A_{x,y} + A_{y,y} = 5173,06 - 25467 = -20293,94$
L	X	$L_x = L_{x,x} + L_{y,x} = -18540,22 - 9900,97 = -28441,19$
L	Y	$L_y = L_{x,y} + L_{y,y} = -4280,35 + 23325,22 = 19044,87$

Tabla 14.9: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z478.



☐ **Resumen de resultados**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	10878400 mm ³	
Masa	29,3716 kg	
Tensión de Von Mises	0,000124926 MPa	17,2171 MPa
Primera tensión principal	-8,89629 MPa	18,9039 MPa
Tercera tensión principal	-27,4523 MPa	4,59896 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0118735 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-11,995 MPa	7,63191 MPa
Tensión XY	-3,85276 MPa	4,38473 MPa
Tensión XZ	-6,68377 MPa	6,2269 MPa
Tensión YY	-11,995 MPa	7,74344 MPa
Tensión YZ	-4,38555 MPa	5,82643 MPa
Tensión ZZ	-24,3536 MPa	15,6178 MPa
Desplazamiento X	-0,0104004 mm	0,0101115 mm
Desplazamiento Y	-0,00722076 mm	0,00613587 mm
Desplazamiento Z	-0,00318374 mm	0,00254646 mm
Deformación equivalente	0,000000016085 su	0,000248471 su
Primera deformación principal	0,0000000151222 su	0,000224166 su
Tercera deformación principal	-0,000298377 su	-0,000000000836644 su
Deformación XX	-0,0000854158 su	0,000108988 su
Deformación XY	-0,0000743711 su	0,00008464 su
Deformación XZ	-0,000129019 su	0,0001202 su
Deformación YY	-0,0000662532 su	0,000105432 su
Deformación YZ	-0,0000846557 su	0,00011247 su
Deformación ZZ	-0,000238561 su	0,000163131 su

Fig 14.14: Resumen análisis de tensión Barra Z478. *Realización propia.*

Se realiza el análisis para la barra Z6:

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z6:

Extremo Z6	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
A	$A_{x_B6} = 17605,4$	$- 54^\circ \Rightarrow - 36^\circ + 180^\circ = 144^\circ$	· $A_{x,x} = -14242,74$ · $A_{x,y} = 10347,96$
A	$A_{y_B6} = 24566,2$	$- 54^\circ \Rightarrow 54^\circ$	· $A_{y,x} = 14439,65$ · $A_{y,y} = 19874,47$
N	$N_{x56} = 17604,3$	$- 54^\circ \Rightarrow - 36^\circ$	· $N_{x,x} = 14241,94$ · $N_{x,y} = -10347,37$
N	$N_{y56} = 24534,25$	$- 54^\circ \Rightarrow 54^\circ + 180^\circ = 234^\circ$	· $N_{y,x} = -14420,87$ · $N_{y,y} = -19848,63$

Tabla 14.10: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z6.

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z6:

Extremo Z6	Componente final	Fuerza Resultante (N)
A	X	$A_x = A_{x,x} + A_{y,x} = -14242,74 + 14439,65 = 196,91$
A	Y	$A_y = A_{x,y} + A_{y,y} = 10347,96 + 19874,47 = 30222,43$
N	X	$N_x = N_{x,x} + N_{y,x} = 14241,94 - 14420,87 = -178,93$
N	Y	$N_y = N_{x,y} + N_{y,y} = -10347,37 - 19848,63 = -30196$

Tabla 14.11: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z6.

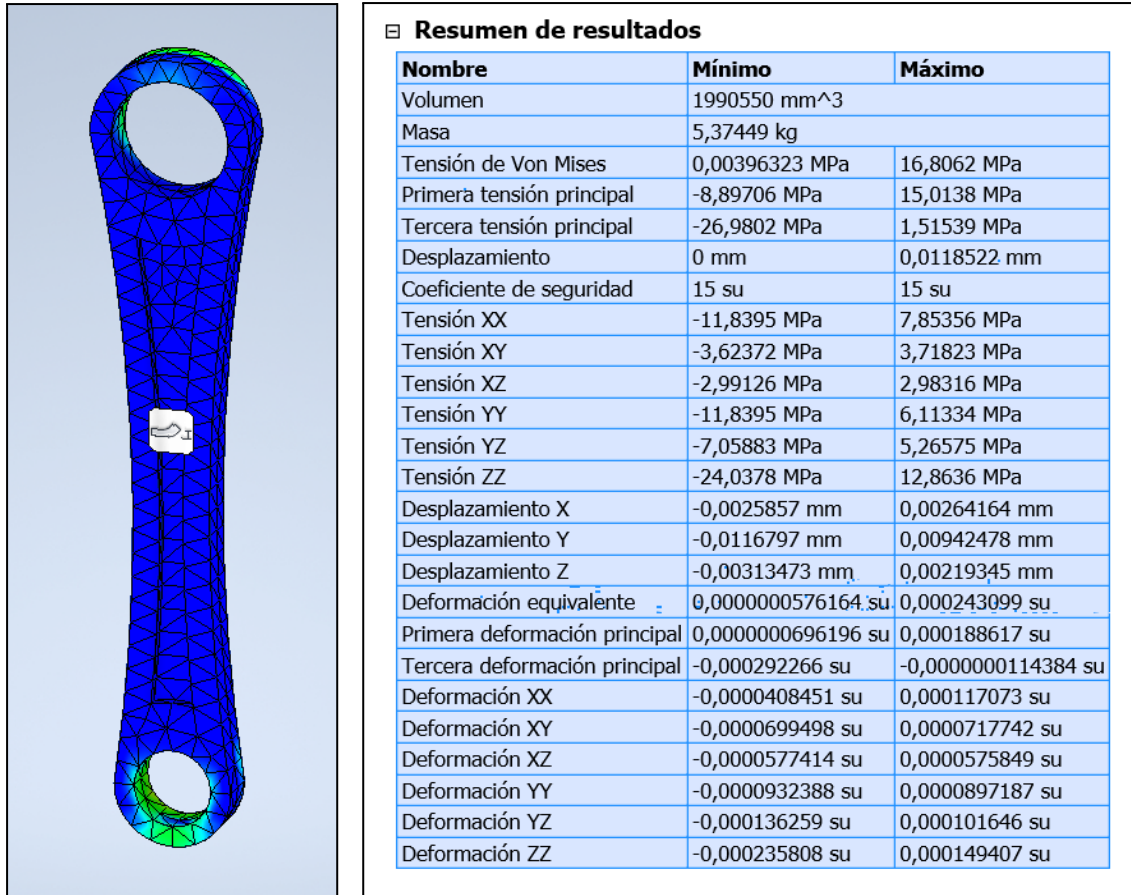


Fig 14.15: Resumen análisis de tensión Barra Z6. *Realización propia.*

Se realiza el análisis para la barra Z9:

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z9:

Extremo Z9	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
L	$L_x = 19027,9$	$-52^\circ \Rightarrow -38^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $L_{x,x} = 14994,19$ · $L_{x,y} = -11714,74$
L	$L_y = 25339,6$	$-52^\circ \Rightarrow 52^\circ + 180 = 232^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $L_{y,x} = -15600$ · $L_{y,y} = -19967,88$
P	$P_x = 19028,7$	$-52^\circ \Rightarrow -38^\circ + 180^\circ = 142^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $P_{x,x} = -14994,27$ · $P_{x,y} = 11714,81$
P	$P_y = 25368,3$	$-52^\circ \Rightarrow 52^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> · $P_{y,x} = 15618,29$ · $P_{y,y} = 19990,49$

Tabla 14.12: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z9.

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z9:

Extremo Z9	Componente final	Fuerza Resultante (N)
L	X	$L_x = L_{x,x} + L_{y,x} = 14994,19 - 15600 = -605,81$
L	Y	$L_y = L_{x,y} + L_{y,y} = -11714,74 - 19967,88 = -31682,62$
P	X	$P_x = P_{x,x} + P_{y,x} = -14994,27 + 15618,29 = 624,02$
P	Y	$P_y = P_{x,y} + P_{y,y} = 11714,81 + 19990,49 = 31705,3$

Tabla 14.13: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z9.

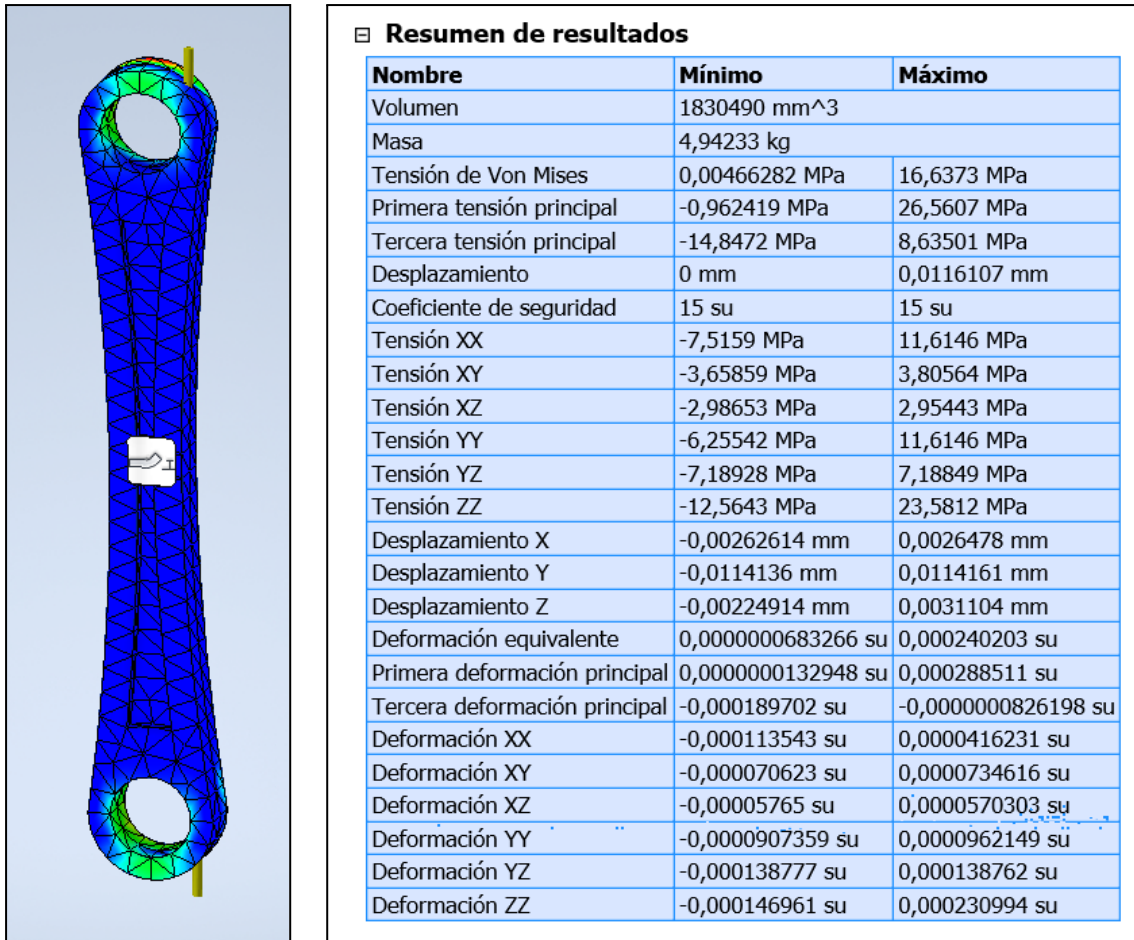


Fig 14.16: Resumen análisis de tensión Barra Z9. *Realización propia.*

Se realiza el análisis para la barra Z101112:

Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z101112:

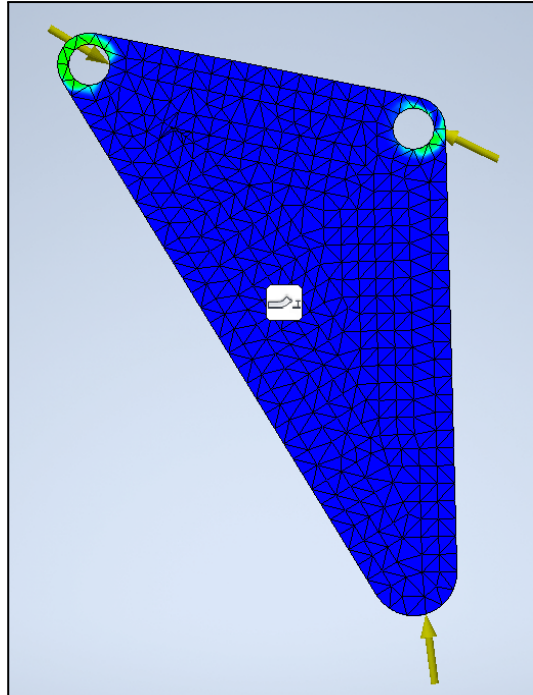
Extremo Z101112	Fuerza Módulo (N)	Ángulo con respecto horizontal (°)	Componentes (N)
P	$P_x = 19028,7$	$158^\circ \Rightarrow 22^\circ$	· $P_{x,x} = 17642,45$ · $P_{x,y} = 7128,01$
P	$P_y = 25368,3$	$158^\circ \Rightarrow 112^\circ + 180^\circ = 292^\circ$	· $P_{y,x} = 9503,02$ · $P_{y,y} = -23520,8$
N	$N_{x510} = 19713,4$	$158^\circ \Rightarrow 22^\circ + 180^\circ = 202^\circ$	· $N_{x,x} = -18277,95$ · $N_{x,y} = -7384,77$
N	$N_{y510} = 21660,97$	$158^\circ \Rightarrow 112^\circ$	· $N_{y,x} = -8114,34$ · $N_{y,y} = 20083,7$
Q	$Q_x = 1550$	$158^\circ \Rightarrow 22^\circ$	· $Q_{x,x} = 1066,26$ · $Q_{x,y} = 430,8$
Q	$Q_y = 4430$	$158^\circ \Rightarrow 112^\circ$	· $Q_{y,x} = -1659,51$ · $Q_{y,y} = 4107,42$

Tabla 14.14: Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z101112.

Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales barra Z101112:

Extremo Z101112	Componente final	Fuerza Resultante (N)
P	X	$P_x = P_{x,x} + P_{y,x} = 17642,45 + 9503,02 = 27145,47$
P	Y	$P_y = P_{x,y} + P_{y,y} = 7128,01 - 23520,8 = -16392,79$
N	X	$N_x = N_{x,x} + N_{y,x} = -18277,95 - 8114,34 = -26392,29$
N	Y	$N_y = N_{x,y} + N_{y,y} = -7384,77 + 20083,7 = 12698,93$
Q	X	$Q_x = Q_{x,x} + Q_{y,x} = 1066,26 - 1659,51 = -593,25$
Q	Y	$Q_y = Q_{x,y} + Q_{y,y} = 430,8 + 4107,42 = 4538,22$

Tabla 14.15: Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z101112.



☐ **Resumen de resultados**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	13099200 mm ³	
Masa	35,368 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000392276 MPa	13,3018 MPa
Primera tensión principal	-0,653541 MPa	17,8082 MPa
Tercera tensión principal	-13,2099 MPa	3,36482 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0109288 mm
Coficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-8,40177 MPa	5,66827 MPa
Tensión XY	-4,34267 MPa	3,78863 MPa
Tensión XZ	-5,68117 MPa	6,01549 MPa
Tensión YY	-6,72628 MPa	6,28585 MPa
Tensión YZ	-4,28521 MPa	3,14197 MPa
Tensión ZZ	-9,82792 MPa	16,9386 MPa
Desplazamiento X	-0,00824961 mm	0,00942951 mm
Desplazamiento Y	-0,00626729 mm	0,00348068 mm
Desplazamiento Z	-0,00198199 mm	0,00289833 mm
Deformación equivalente	0,00000000514921 su	0,000182859 su
Primera deformación principal	0,00000000277991 su	0,000211214 su
Tercera deformación principal	-0,000182797 su	-0,00000000451153 su
Deformación XX	-0,000128635 su	0,0000662011 su
Deformación XY	-0,0000838281 su	0,0000731331 su
Deformación XZ	-0,000109666 su	0,000116119 su
Deformación YY	-0,000113491 su	0,0000704378 su
Deformación YZ	-0,0000827188 su	0,0000606505 su
Deformación ZZ	-0,000121415 su	0,000194429 su

Fig 14.17: Resumen análisis de tensión Barra Z101112. *Realización propia.*

Como conclusión de este apartado, se ve que en todos los análisis las barras soportan de forma holgada los esfuerzos que se han planteado. Tal y como se comentó anteriormente si se desea disminuir el coste de fabricación, una de las opciones es disminuir el material de las barras que forman el mecanismo Jansen. Sin embargo esto no se ha hecho debido a que es un sistema dinámico y no estático; por lo tanto entra de nuevo en juego la fatiga de los materiales y después porque también se ha hecho una estimación de las cargas. Es más que posible que esas cargas en el futuro sean mayores. Es por ello que no se ha considerado disminuir el C.S para que después en un futuro sea necesario volver a ejecutar el análisis tensional.

15. Selección de rodamientos para el mecanismo Jansen

Para la selección de los rodamientos necesarios para un correcto giro entre barras, se ha tomado como base la documentación pertinente sobre el tema del fabricante SKF [42], además de la calculadora de selección que este dispone [43].

Antes de comenzar con las selecciones es necesario comentar ciertos aspectos necesarios para la propia selección de Rodamientos.

1. La dirección de las cargas que se desean que soporten los rodamientos es esencial, diferenciándose entre cargas radiales y axiales. Las cargas radiales son aquellas cuya dirección es perpendicular al eje principal del rodamiento mientras que las cargas axiales son aquellas cuya dirección es paralela al eje del rodamiento. Esto es esencial, porque está relacionado con el ángulo de contacto, es decir el ángulo con el que los elementos móviles (Bolas, rodillos, agujas...) están en contacto con los aros, tanto interior como exterior. De tal forma que por ejemplo los rodamientos de bolas al tener poco contacto, siendo este únicamente en un punto, apenas pueden llegar a soportar cargas axiales, mientras que por otro lado los rodamientos de rodillos cónicos, al tener mayor ángulo de contacto estos soportan mejor las cargas axiales. Estos dos tipos de rodamientos serán los empleados en este proyecto.

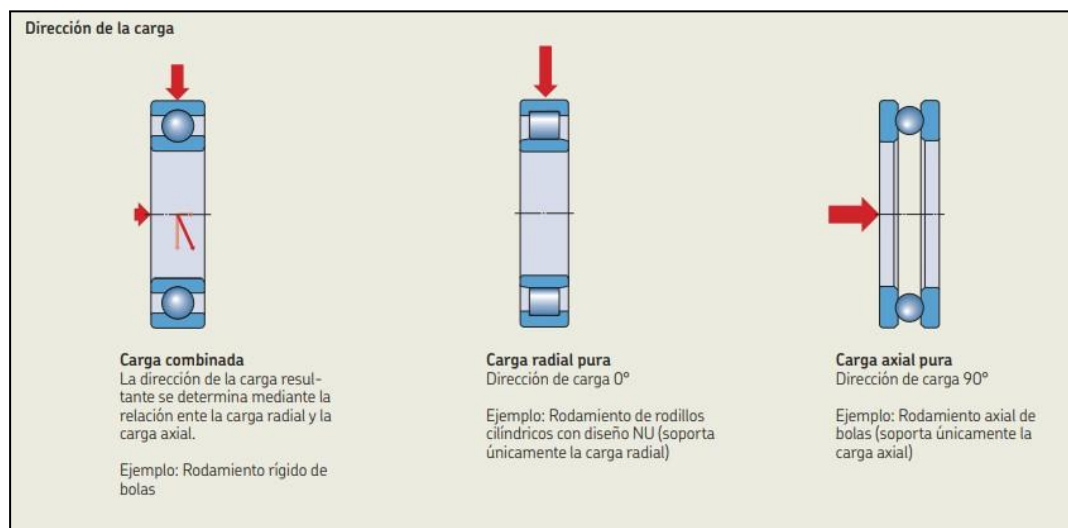


Fig 15.1: Tipos de cargas en Rodamientos. [42].

2. Por el mismo motivo del ángulo de contacto, se debe tener en cuenta que los rodamientos con mayor contacto, tendrán más fricción y por ende más calor producido al girar. Desembocando en que a mayor ángulo de contacto menor

velocidad de giro será admisible. Resumiendo, los rodamientos de bolas admiten velocidades mayores a los rodamientos de rodillos cónicos.

- Existen varios criterios de selección de los rodamientos. Los más usuales son a partir de la *Vida Nominal* de estos o por la *Carga Estática*. En esta ocasión y tal como afirma el manual de SKF en las páginas 87 y 104 [42]. Como en el mecanismo Jansen la velocidad es reducida ($n < 10$ rpm) el método de selección de rodamientos es por *Carga Estática*.

La capacidad de carga estática básica C_0 se define en la norma *ISO 76* como la carga que da lugar a un determinado valor de tensión de contacto en el centro de mayor carga de contacto entre los elementos rodantes y el camino de rodadura. Estas tensiones producen una deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura, que equivale aproximadamente a 0,0001 del diámetro del elemento rodante. Las cargas son puramente radiales para los rodamientos radiales, y son axiales y centradas para los rodamientos axiales. En los casos donde se den cargas combinadas, tanto axiales como radiales se debe emplear la *Carga Estática equivalente* o P_0 [pag 105, 42].

- El factor de seguridad de carga estática S_0 se define como:

$$s_0 = C_0 / P_0 \quad \text{Ec. 126}$$

Donde:

- s_0 = factor de seguridad estática
- C_0 = Capacidad de carga estática básica requerida [kN]
- P_0 = Carga estática equivalente del rodamiento [kN]

Donde por tanto C_0 es la variable que pertenece a cada rodamiento, es decir la carga estática máxima donde el funcionamiento debe ser el correcto y P_0 es la carga que se desea que soporte dicho rodamiento. Los valores orientativos para S_0 proporcionados por [42] son los siguientes:

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0 , para cargas continuas y/u ocasionales, rodamientos de bolas				
Certeza del nivel de carga	Movimiento continuo			Movimiento poco frecuente
	Aceptación de deformación permanente			Aceptación de deformación permanente
	Sí	Algunas	No	Sí
Certeza alta Por ejemplo, carga por gravedad y sin vibración.	0,5	1	2	0,4
Certeza baja Por ejemplo, pico de carga.	$\geq 1,5$	$\geq 1,5$	≥ 2	≥ 1

Fig 15.2: Valores admitidos para Factor de seguridad estática en Rodamientos de bolas. [42].

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0 , para cargas continuas y/u ocasionales, rodamientos de rodillos ¹⁾				
Certeza del nivel de carga	Movimiento continuo			Movimiento poco frecuente
	Aceptación de deformación permanente			Aceptación de deformación permanente
	Sí	Algunas	No	Sí
Certeza alta Por ejemplo, carga por gravedad y sin vibración.	1	1,5	3	0,8
Certeza baja Por ejemplo, pico de carga.	$\geq 2,5$	≥ 3	≥ 4	≥ 2

Fig 15.3: Valores admitidos para Factor de seguridad estática en Rodamientos de rodillos. [42].

- Por último y como sobredimensionamiento, debido a la transmisión posterior de correas, cadenas o engranajes se debe aplicar un factor de 1,2 para aumentar las cargas, consecuencia de la utilización de los métodos de transmisión de potencia [pag 93, 42]. Sin embargo como elección propia se ha tomado como coherente para el cálculo aplicar este coeficiente de mayoración a todas las cargas y en todos los casos de selección de rodamientos, para mayor seguridad.

Una vez que se han presentado las nociones básicas necesarias para la selección de rodamientos se continúa con la propia selección de los rodamientos para el mecanismo Jansen.

Para empezar y tal y como se ha expuesto la velocidad del mecanismo Jansen en *rpm* va a ser menor a 10 rpm, por lo que se selecciona a través de la *Carga Estática*. Después se desea seleccionar el mismo rodamiento para todo el conjunto, ya que de esta forma su construcción y ensamblaje serán más sencillos. Por lo tanto, es necesario conocer cuál es el rodamiento más desfavorable y a partir de este seleccionar el rodamiento que se colocará en todas las barras.

A través de la programación en Python se consigue saber que la carga más desfavorable es la que se sitúa en el extremo *A* del elemento ternario Z478. Dónde está únicamente tiene una componente radial y no axial. El valor de dicha carga es de 35976,305 N. Aplicando el factor de mayoración nombrado anteriormente se tiene que:

$$F_{Radial} = 35976.305 * 1,2 = 43171,6 N \simeq 43.17 kN$$

Una vez sabiendo la carga radial a la que se debe enfrentar el rodamiento, se procede a utilizar la calculadora SKF [43]. Donde se introduce el rango de dimensiones aproximado (dependiente del diseño del mecanismo Jansen), y a partir de estas restricciones dimensionales se muestran los rodamientos que las cumplen. Para después que se escoja uno de los posibles rodamientos, introducir la carga estática equivalente más desfavorable en la situación de estudio y la propia calculadora establece la compatibilidad de dicha elección. Para el caso que se presenta la selección no fue un rodamiento de bolas, ya que la C_0 que presentaban no era lo suficiente alta para asegurar los valores admitidos del coeficiente de seguridad S_0 , figuras **Fig 15.2** y **Fig 15.3**. Por ello al final se ha seleccionado un rodamiento de rodillos, denominado en SKF como “*Cylindrical roller bearing*”. Se presentan sus características.

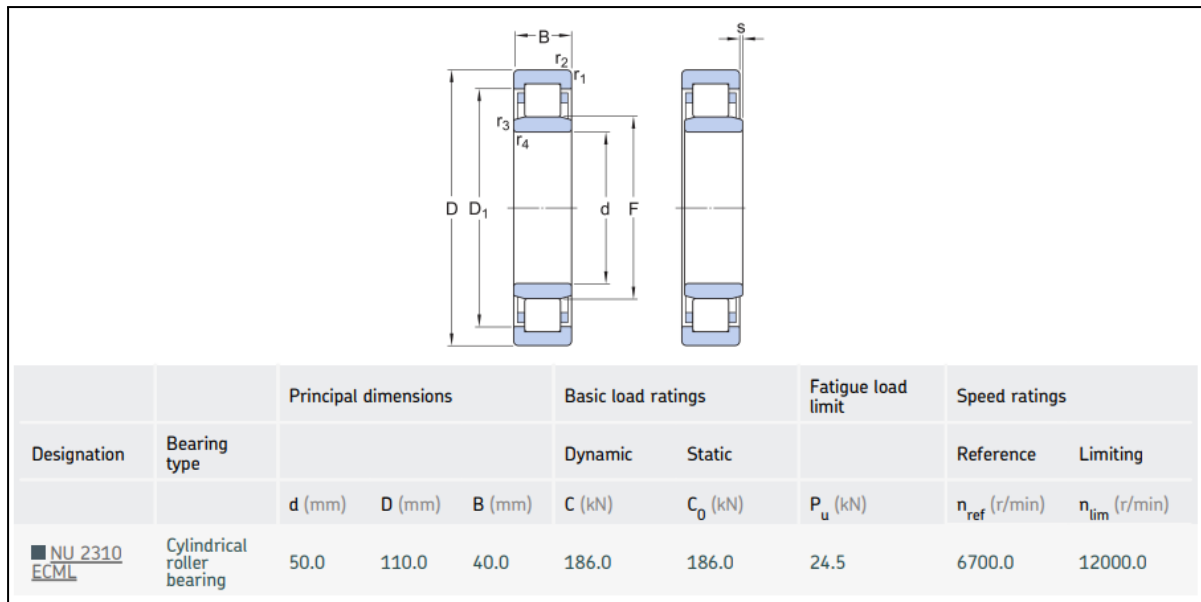


Fig 15.4: Selección Rodamiento Mecanismo Jansen. [43].

Donde la situación a la que se le somete es la siguiente:

	Forces	Speed	Temperature		Case weight
	Radial (F _r) (kN)	(r/min)	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)	
LC1	43.0	10.0	70	65	1

Fig 15.5: Condiciones de selección Rodamiento. [43].

Y los resultados de la selección son los siguientes:

3.1. Loads & static safety				
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	S ₀	P (kN)	P ₀ (kN)
■ NU 2310 ECML	4.33	4.33	43.0	43

3.2. Bearing minimum load				
Designation	Reaction forces		Minimum load	Requirements
	Radial F _r (kN)	Axial F _a (kN)	F _{rm} (kN)	
■ NU 2310 ECML	43.0	0.0	1.5	met?

Fig 15.6: Resultados finales de la selección de rodamientos para mecanismo Jansen. [43].

Comentar que el S_0 está por encima del valor de cuatro, lo que se observa en la **Fig 15.6**. Por lo tanto, cumpliendo con los valores indicados en la **Fig 15.2**. A su vez también se comprueba que cumple con la carga mínima que debe colocarse en el rodamiento para que este funcione adecuadamente.

Sin embargo y lamentándolo mucho por motivos de ensamblaje, construcción y colisión entre eslabones para tres de los rodamientos que componen el mecanismo Jansen se debe colocar otro rodamiento. Como consecuencia de ello es el choque entre barras, por lo que se colocará en las barras Z6, Z9 y Z101112 unos rodamientos con un anillo exterior más pequeño. Concretamente en los extremos L, N y P.

Como de nuevo no se pretende colocar muchos tipos de rodamientos únicamente se colocará uno para estos tres casos. Siendo la situación más desfavorable la que se produce en el extremo L de la barra Z9. Donde la carga tiene un valor de 31687,405 N. Una vez aplicado el coeficiente de mayoración queda con un valor de:

$$F_{Radial} = 31687.405 * 1,2 = 38024.9 N \approx 38 kN$$

De nuevo se utiliza la herramienta proporcionada por SKF para seleccionar el rodamiento, teniendo como resultado:

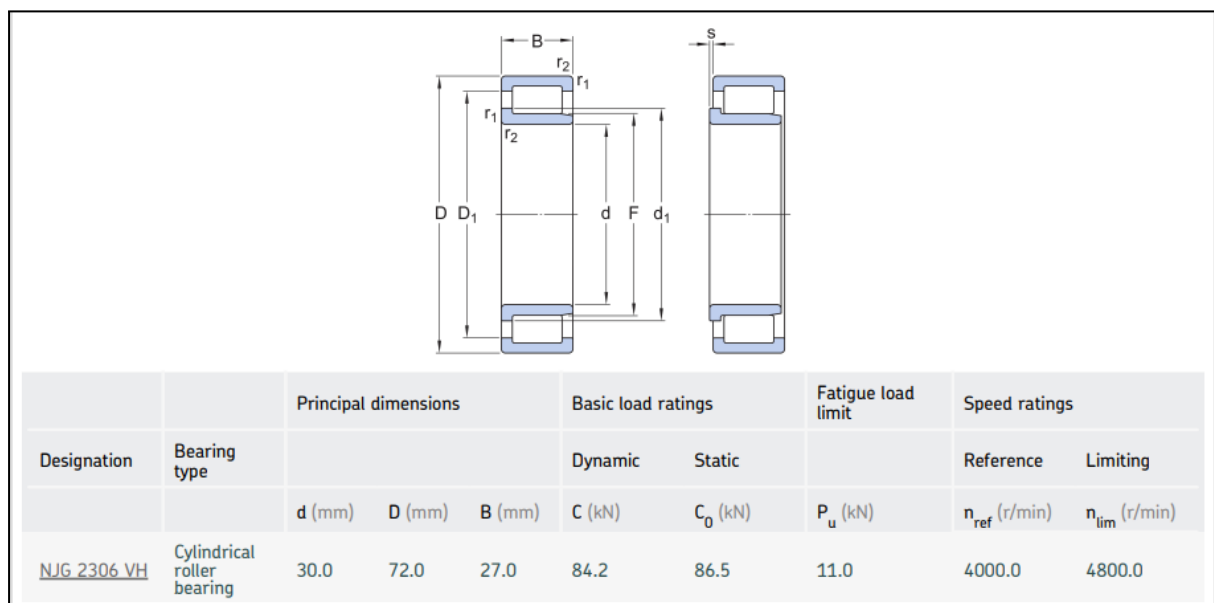


Fig 15.7: Selección de rodamiento para los extremos L, N y P, para las barras Z6, Z9 y Z101112. [43].

Se exponen las condiciones de trabajo:

	Forces		Speed	Temperature		Case weight
	Radial (F_r) (kN)	Axial (F_a) (kN)	(r/min)	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)	
LC1	38.0	0.0	10.0	70	65	1

Fig 15.8: Condiciones de selección rodamiento para extremos L, N y P, en las barras Z6, Z9 y Z101112. [43].

3.1. Loads & static safety				
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
<u>NJG 2306 VH</u>	2.22	2.28	38.0	38

3.2. Bearing minimum load				
Designation	Reaction forces		Minimum load	Requirements
	Radial	Axial		
	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	met?
<u>NJG 2306 VH</u>	38.0	0.0	0.533	yes

Fig 15.9: Resultados finales de selección de rodamientos para los extremos L, N y P, en las barras Z6, Z9 y Z101112. [43].

Comentar únicamente sobre esta última selección que vuelve a ser en esta ocasión un rodamiento de rodillos y no de bolas, el motivo es claro ya que se necesitaba una reducción de los anillos para poder evitar las colisiones en el mecanismo. Y como es lógico al tener una línea entera de apoyo en el rodamiento y no un único punto como sucede en el de bolas, los rodamientos con elementos rodantes en forma de rodillo soportan mayores cargas con menores tamaños.

Después el factor de seguridad estático, S_0 , es superior a dos; por lo tanto también cumple las restricciones presentes en la **Fig 15.2**. Observar en una última instancia la reducción conseguida de anillos entre una selección y otra.

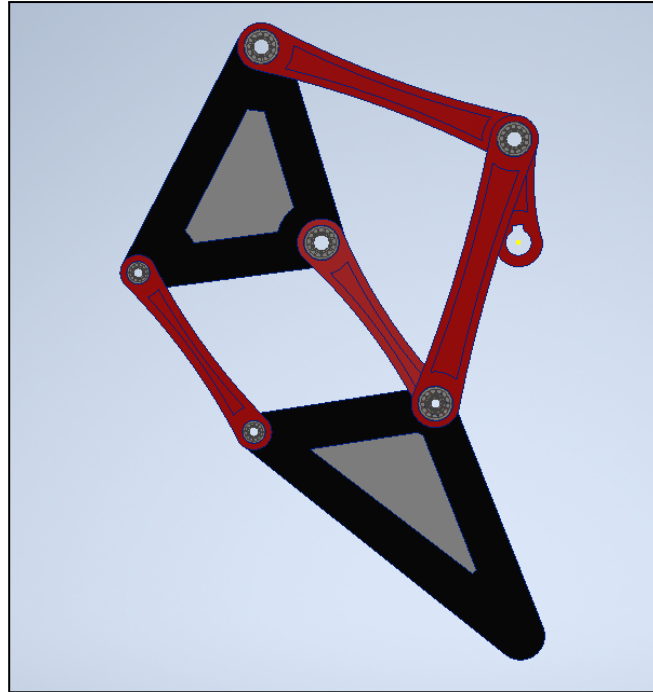


Fig 15.10: Mecanismo Jansen aislado con la selección de rodamientos. *Realización propia*

CAPÍTULO VI. Diseño y cálculo del sistema de potencia

16. Diseño y cálculo del sistema de transmisión de potencia para el Walker.

Para una única pata Jansen es necesario un torque máximo de 1056 Nm. Cómo es posible que en un mismo módulo de cuatro patas, dos estén apoyadas necesitando dicho par. El par necesario para esas dos patas Jansen es de 2112 Nm en un mismo instante. Considerando que cada módulo tiene 4 patas Jansen y este será movido por un único motor, las otras dos patas sobrantes no necesitarán el torque máximo, pero se estima que al menos si necesitarán el máximo torque que que está fuera de la zona de propulsión, este par sería de 200 Nm. Por lo tanto, el torque necesario del motor es de $2112 + (200 \cdot 2) = 2512$ Nm.

Después se estima una velocidad constante sobre la manivela (Z2) de 4 rpm, debido a que no es necesario altas velocidades para reproducir el movimiento de caminar con este tipo de mecanismos.

Por último en esta primera versión se llevarán a cabo en tres grupos de potencia, constituidos por dos sistemas de engranajes rectos y uno de engranaje-tornillo. El motivo de esta elección para una primera versión del robot, es la iteración de varios intentos de conseguir la potencia deseada, siendo necesario como mínimo 3 grupos de transmisión de potencia. En el futuro seguramente estos tres se dividan en más para ocupar un menor espacio.

Por consiguiente se comienza con el cálculo de dichos sistemas de potencia. Se desea una Potencia final tal que:

$$P_{nec} = 2512 \text{ Nm} * 4 \text{ rpm} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{2 \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = 1053 \text{ W} = 1.06 \text{ kW}$$

Suponiendo un rendimiento en cada sistema de transmisión de potencia del 0,82, siendo este bajo, comparado con lo usual que suele estar por encima de 0,85 o incluso 0,9. Por lo que teniendo en cuenta este rendimiento y el número de sistemas de potencia que se emplean se tiene que se necesita una potencia final de:

$$P_{Total} = \frac{1.06 \text{ kW}}{0,82 \cdot 0,82 \cdot 0,82} = 1,92 \text{ kW} \simeq 2 \text{ kW}$$

Siendo para el sistema formado por engranaje-tornillo sin fin:

$$P_{Eng-Torn} = \frac{1.06 kW}{0.82} = 1.3 kW$$

Siguiendo para el sistema formado por el primer engranaje reductor:

$$P_{Eng-Red_1} = \frac{1.3 kW}{0.82} = 1.59 kW$$

Y finalmente para el sistema formado por el segundo engranaje reductor:

$$P_{Eng-Red_2} = \frac{1.59 kW}{0.82} = 1.94 kW$$

Una vez estimada la Potencia que necesita el motor eléctrico para cada módulo de cuatro patas, es hora de seleccionar un motor adecuado. En este caso se ha seleccionado un Servomotor AC cuya potencia es de 2 kW y una velocidad de 2000 rpm.



Fig 16.1: Servomotor seleccionado para cada módulo de 4 patas Jansen. [44]

With or Without Brake	Without Brake
Servo Power	2000W
Frame Size	130x130mm
Shaft Diameter	22mm h6
Rated Speed	2000RPM(nN)
Maximum Speed	3000RPM(max)
Rated Torque	9.55 Nm
Rotor Inertia	14.59 x 10 ⁻⁴ kg-m ²

Fig 16.2: Características del servomotor seleccionado para cada módulo de 4 patas Jansen. [44]

Como se puede ver en esta ocasión el modelo sería **ECMA-K11320RS**. Cuya potencia es algo superior a la necesaria y cuya velocidad es muy alta para el valor que se desea conseguir de 4 rpm. Es por ello que es necesario un sistema de potencia, no solo para transmitirla, sino para aumentar su par y disminuir su velocidad.

Para comenzar esta vez con el cálculo de cada sistema de potencia por separado, se empieza por el que está más cerca del motor. El motivo es porque ahora se parte de valores reales y seleccionados en un motor y no en estimaciones sobre el consumo de potencia. Este diseño y cálculo se hace a través de Autodesk Inventor, ya que tiene un módulo específico para ello. Resultando con ello más fácil de llevar a cabo y con un tiempo menor para dicho diseño. Por supuesto dicho módulo cuenta con la Normativa **AGMA (7)**.

Por lo tanto, los parámetros de entrada del sistema de potencia formado por engranajes reductores es el siguiente:

- **P = 2 kW**
- **n = 2000 rpm**
- **$\eta = 0,82$**

Se introducen los parámetros de partida en el módulo. A partir del número de dientes y por tanto, de la relación de transmisión del par de engranajes se obtienen los parámetros de salida. Cabe destacar que el número de dientes mínimo según las diferentes normativas está entre 16 o 17 dientes.

En esta ocasión se decidió colocar 45 dientes en el primer engranaje y 145 dientes en el segundo logrando una relación de transmisión (**θ**) de $620,29/2000 = 0.31$, o lo que es lo mismo $\frac{1}{3}$ aproximadamente. A su vez este módulo también devuelve las fuerzas que se desarrollan en él, lo cual es muy interesante, ya que posteriormente será verdaderamente útil para el cálculo de ejes y rodamientos de los sistemas de potencia. Otros factores con los que se puede '*jugar*' es el grosor de los mismos rodamientos, en este caso se decidió un espesor de 50 mm.

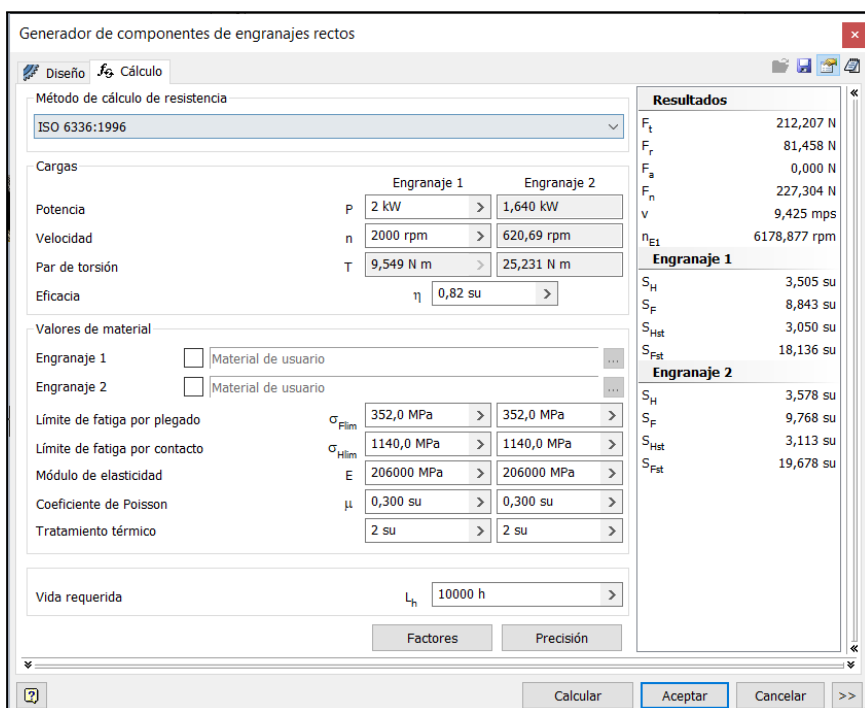
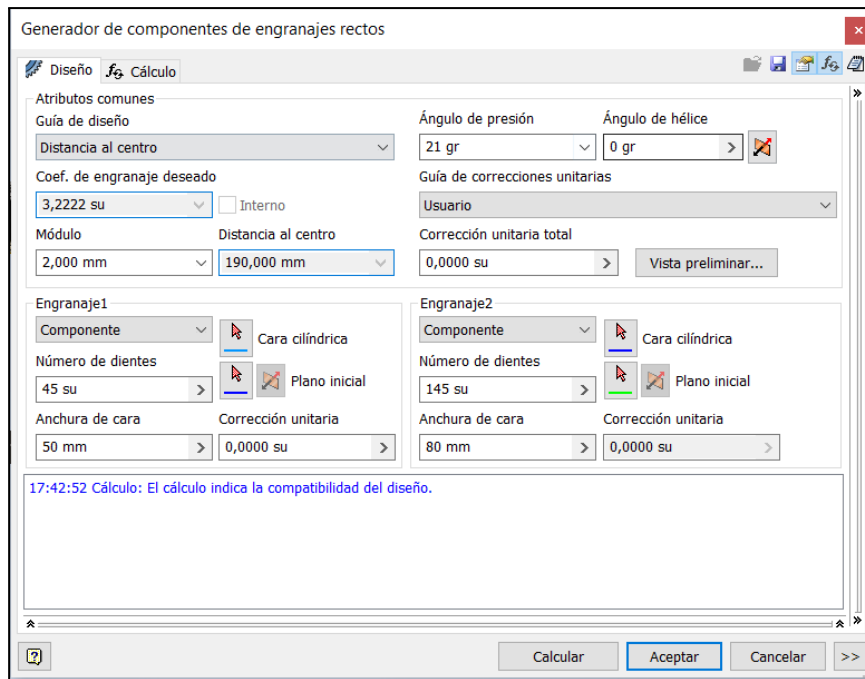


Fig 16.3: Módulo de cálculo de Autodesk Inventor para engranajes rectos. Resumen del cálculo del sistema de engranajes reductor cercano al motor. **Realización propia**

Una vez calculado el primer sistema de engranajes reductor, se continúa con el segundo, denominado de aquí en adelante como *sistema de engranaje reductor intermedio*. El motivo por el cual se necesitan más sistemas de potencia, se ha comentado anteriormente pero se recalca de forma breve. Los motivos son que con un único sistema de transmisión de potencia no es viable, ya que ocuparía mucho espacio y se necesitaría una relación de transmisión elevada. Por otro lado, tampoco es viable constructivamente.

El sistema de engranaje reductor intermedio tiene los siguientes datos de entrada:

- **$P = 2 * 0.82 = 1,64 \text{ kW}$**
- **$n = 620,69 \text{ rpm}$**
- **$\eta = 0,82$**
- **$T = 25,23 \text{ Nm}$**

Es necesario prestar atención al hecho de que estos parámetros de entrada para este segundo sistema de potencia, son los parámetros de salida del primer sistema de potencia deseado, tal y como se puede ver en la **Fig 16.3**.

Se repite el mismo proceso de cálculo en esta segunda ocasión con Autodesk Inventor y se obtiene lo siguiente:

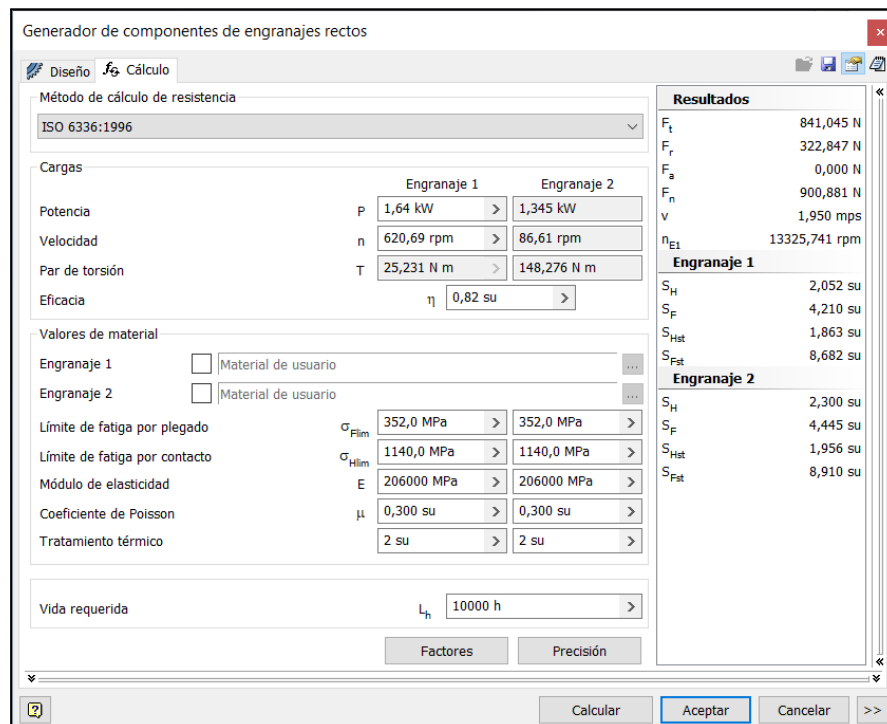
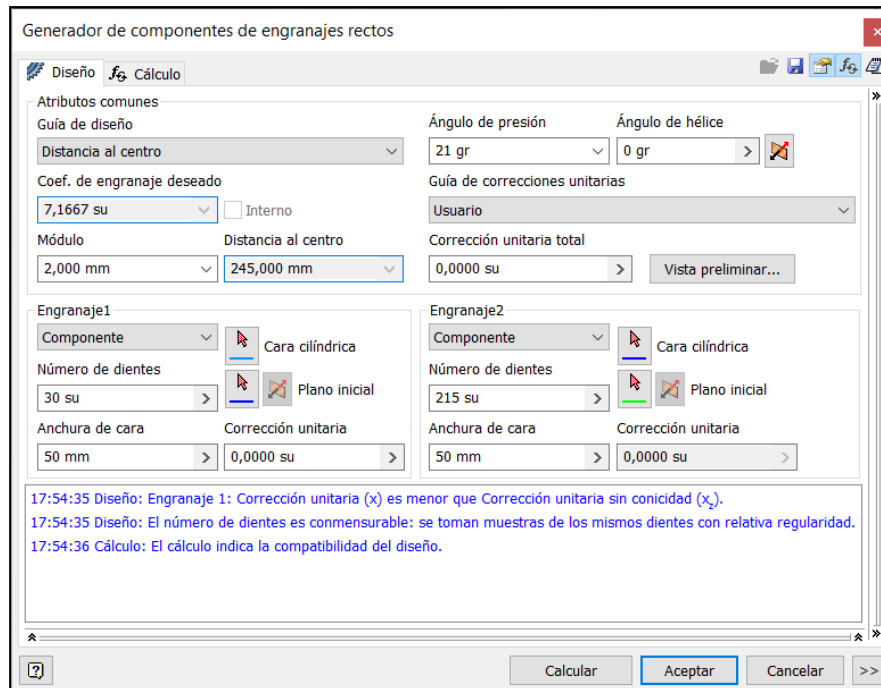


Fig 16.4: Módulo de cálculo de Autodesk Inventor para engranajes rectos. Resumen del cálculo del sistema de engranajes reductor intermedio. *Realización Propia.*

Destacar que cómo se desea reducir la velocidad y aumentar el torque, para llegar a la situación deseada, es necesario volver a comenzar esta segunda etapa de transmisión de potencia con un engranaje menor al que continua. Resultando en una disminución de la velocidad y un aumento de torque. Observar estas consideraciones con los datos expuestos en la **Fig 16.4**. También es conveniente observar cómo la potencia va disminuyendo consecuencia de los rendimientos establecidos.

La última etapa del sistema de transmisión con engranajes es un sistema formado por un engranaje y un tornillo sin fin. El uso de este sistema de transmisión de potencia en este último caso es por varios motivos, entre los cuales destacan la capacidad que tiene del paso de potencia de una dirección perpendicular a otra, además de que es un método ideal como reductor de velocidad consecuencia de su relación de transmisión. Ya que esta depende del único *filete* que posee el tornillo, haciendo que se den relaciones de transmisión donde se producen grandes cambios.

Después también es necesario expresar para apartados posteriores que este tipo de sistemas de potencia provocan tres fuerzas, al contrario que en los engranajes rectos donde únicamente se dan dos fuerzas (Radial y Tangencial). A su vez también es una cuestión importante, que el ángulo de conducción debe ser mayor a 6° para asegurar una correcta transmisión.

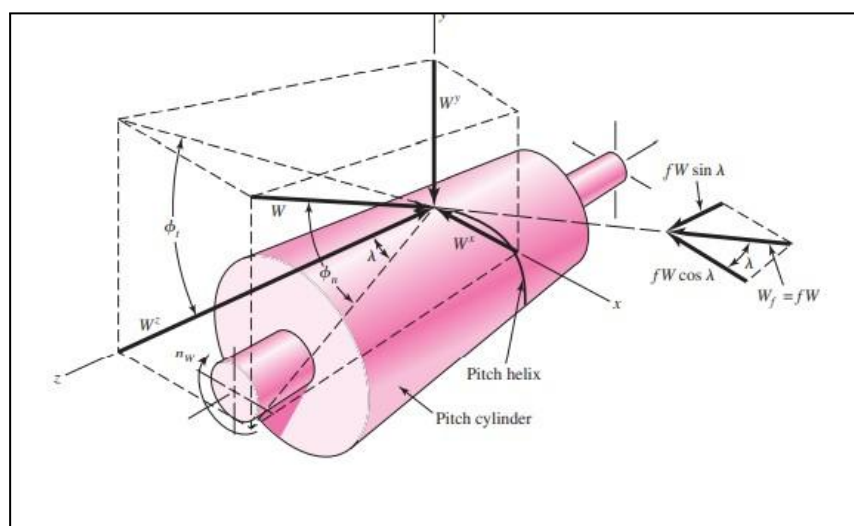


Fig 16.5: Fuerzas que aparecen en el sistema de transmisión Engranaje -Tornillo sin fin. [45]

Una vez justificado el uso del sistema engranaje - tornillo sin fin se continúa con su diseño y cálculo. El sistema cuenta con los siguientes datos de entrada:

- **$P = 1,34 \text{ kW}$**
- **$n = 86,61 \text{ rpm}$**
- **$\eta = 0,82$**
- **$T = 148,27 \text{ Nm}$**

De nuevo siendo estos parámetros de entrada los parámetros de salida del sistema de potencia anterior. El cálculo con Autodesk Inventor es el siguiente:

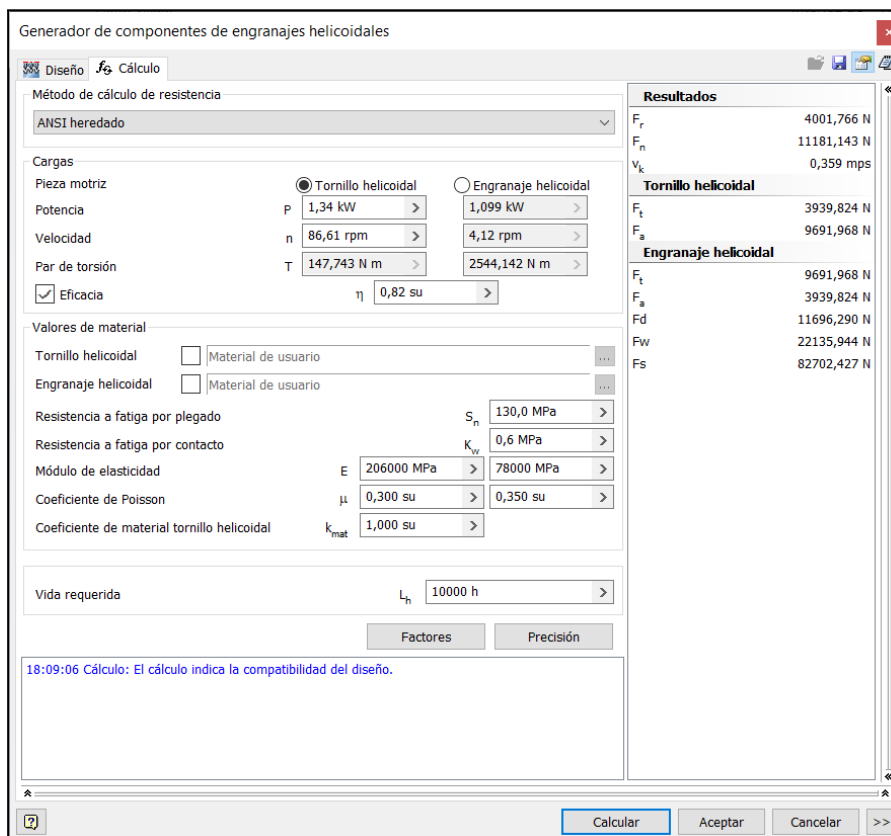
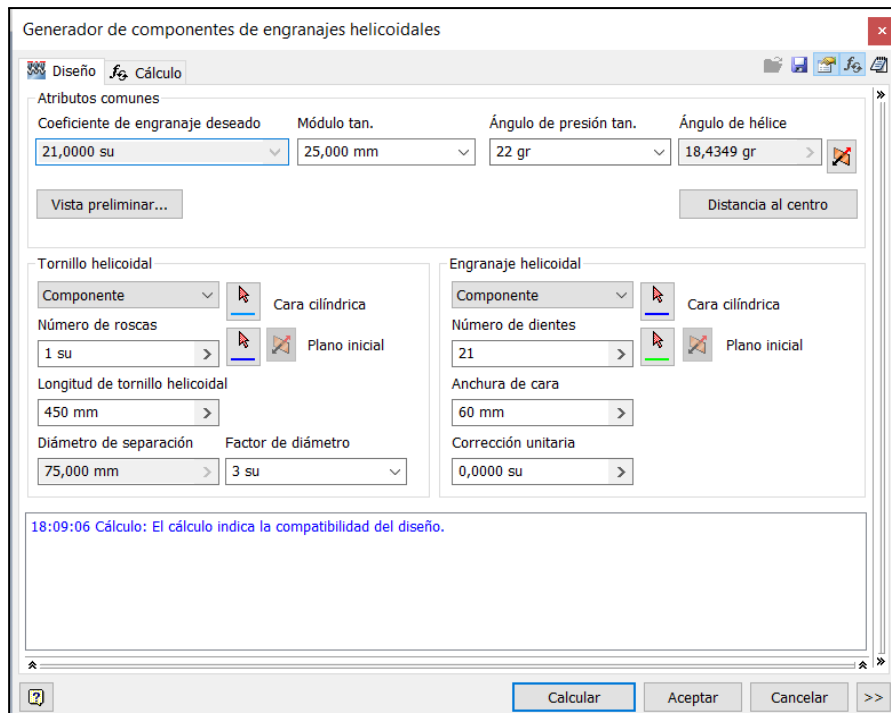


Fig 16.6: Módulo de cálculo de Autodesk Inventor para Engranaje-Tornillo sin fin. Resumen del cálculo del sistema final de potencia Engranaje-Tornillo sin fin. *Realización propia*

Como se observa en la **Fig 16.5** la potencia de salida es de 1.099 kW, una velocidad de 4,12 rpm y 2544 Nm. Estos valores de salida son compatibles con los requerimientos deseados para mover cada módulo de cuatro patas.

Siendo el sistema de transmisión de potencia final el siguiente:

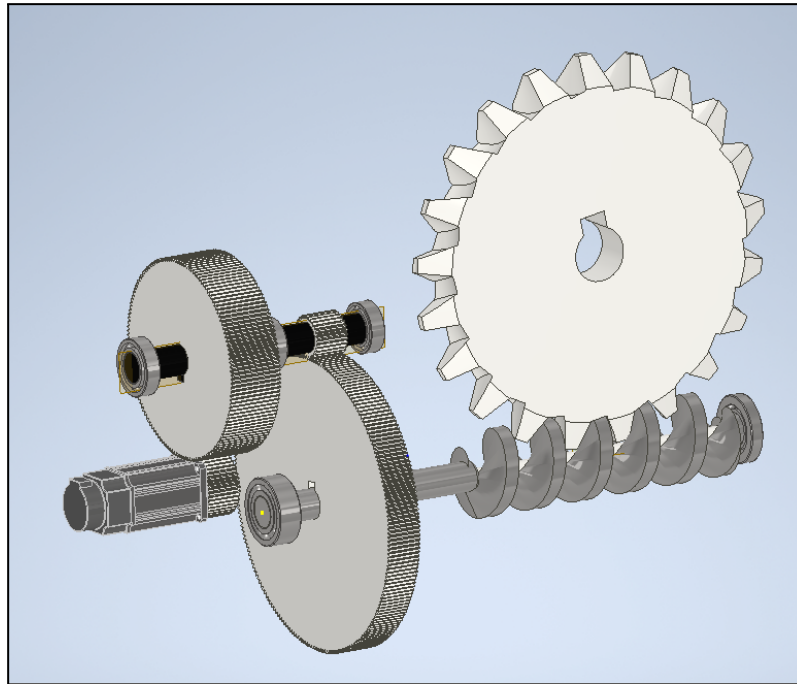


Fig 16.7: Sistema de transmisión de potencia completo. *Realización Propia.*

Se adjunta tabla resumen sobre las características de los sistemas de transmisión diseñados en este apartado:

Nombre	Pot. Ent (kW)	Pot. Sal (kW)	Vel. Ent (rpm)	Vel. Sal (rpm)	Par Sal (Nm)	NºDientes E.Conductor / Nº de dientes E.Conducido
Sistema de Engranaje Reductor Motor	2	1,64	2000	620,69	25,23	45 / 145
Sistema de Engranaje Reductor Motor	1,64	1,345	620,69	86,61	148,27	30 / 215
Sistema Engranaje-Tornillo Sin fin	1,345	1,10	86,61	4,12	2544	1 / 21

Tabla 16.1: Resumen de los datos de cada sistema de potencia diseñado. *Realización propia*

Para acabar y transmitir la potencia hasta las cuatro patas a la vez se utilizarán cuatro cadenas de metal. Será un único diseño para las cuatro cadenas que se deben colocar. Cabe destacar algo importante y es que no se pueden utilizar medidas cualesquiera de cadena, ya que los eslabones que forman la cadena definen las longitudes entre los discos de esta. De tal modo que esto interfiere directamente con las longitudes hasta las cuatro manivelas de los cuatro mecanismos Jansen. Es algo que se debe tener en cuenta a la hora del ensamblaje y construcción del mismo robot, ya que afecta al diseño del Bastidor principal.

Como cuestiones que se deben tener en cuenta a la hora del cálculo y diseño de cadenas son:

- Se recomienda que el *número mínimo de dientes* en los discos sea de 12 dientes para cadenas donde la velocidad es baja.
- Existen varios factores que corrigen la potencia que se transmite, sin embargo estos ya los considera el módulo que se utiliza de Autodesk Inventor, por lo que se facilita el trabajo. Sin embargo se toma como ejemplo el siguiente coeficiente en función del motor que dota de giro a las cadenas.

Tabla N° 1 (Coeficiente f1)				
Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento	
			Motor de combustión interna Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Fig 16.8: Ejemplo de coeficientes para cadena de transmisión. [46]

Para el caso presente el coeficiente es igual a 1, por la situación que se presenta en el caso planteado. Estos datos están obtenidos de un fabricante [46].

- El rendimiento de las cadenas utilizadas será de “0,9”, siendo habitual considerar este valor en este tipo de sistemas de transmisión.

- En el caso particular que se presenta en este Proyecto, las cadenas únicamente sirven para transmitir el momento, no para transformarlo, es por este motivo por el cual los dientes de los dos discos empleados son iguales. Generando por tanto, una relación de transmisión 1:1.
- Los parámetros de partida para el dimensionamiento de una cadena metálica son; la potencia que se desea transmitir, la velocidad de transmisión y las condiciones de trabajo. Afectando estas últimas a los factores de corrección. Como se puede ver se conocen ya estos datos, consecuencia del diseño del propio sistema de potencia.
- Es recomendado por los fabricantes que el número de pasos y por tanto de eslabones, entre los discos que sujetan y hacen girar la cadena no sean mayor a 80, ya que existirían problemas con la flecha que la propia cadena genera. En este tipo de casos se deben utilizar cadenas en serie. En el caso del presente proyecto la distancia no es tan grande.

Conocidos estas características básicas para un correcto diseño de cadenas metálicas, se continúa con el módulo específico de Autodesk Inventor para su dimensionamiento y cálculo. El resultado del módulo de Autodesk Inventor es el siguiente:

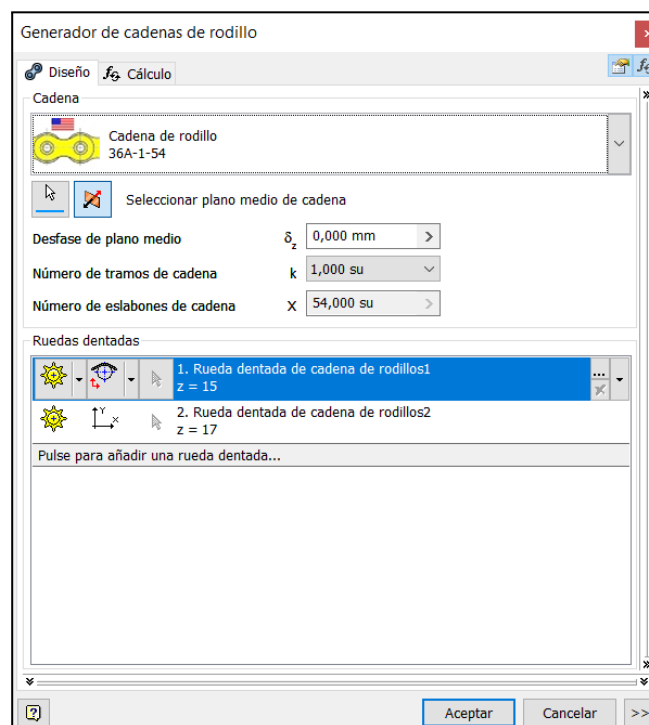


Fig 16.9: Diseño y cálculo de la cadena metálica, ventana N°1. *Realización Propia.*

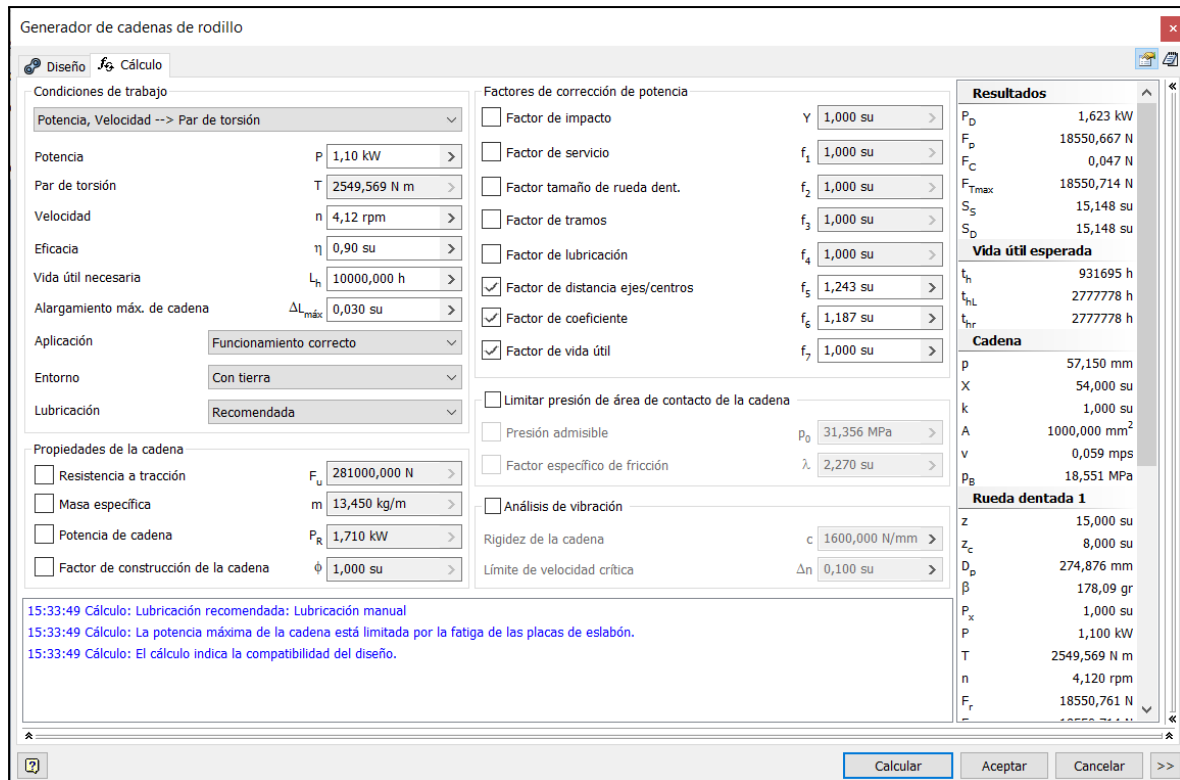


Fig 16.10: Diseño y cálculo de la cadena metálica, ventana N°2. *Realización Propia.*

A continuación, se comentan las **Fig 16.8** y **Fig 16.9**. En la primera se seleccionan el número de dientes para ambos discos, donde se puede observar que el disco de entrada posee 15 dientes y el de salida 17; esta diferencia de dos dientes es únicamente para bajar de manera casi anecdótica la velocidad y aumentar el par. Después también se fija la distancia entre centros de discos, en este caso produce 58 eslabones de cadena. Y por último se escoge un tipo de cadena, en este caso, la cadena escogida es la denominada como **36A-1-54**. La elección de esta cadena es un paso posterior una vez que conoces qué esfuerzos y por lo tanto qué tensiones se desarrollan sobre la misma.

Para la **Fig 16.9** se deben comentar varios aspectos. Para comenzar en las condiciones de trabajo se establecen los datos de entrada ya comentados durante el proceso de diseño. Como se ve también se han rellenado los campos de *Aplicación*, *Entorno* y *Lubricación*. Con estos campos definidos se rellenan automáticamente los factores que se ven a la derecha. Dándole a “*calcular*”, realiza los cálculos pertinentes para conocer las características mínimas que debe tener la cadena que se debe seleccionar y también los esfuerzos y tensiones que en la cadena se producen (Lateral derecho).

Estos últimos son muy importantes para el posterior cálculo de ejes y rodamientos que soportan y acompañan al sistema de transmisión de potencia. Como último paso es seleccionar la cadena que cumpla con los requisitos expuestos y el cálculo y diseño habría terminado. Se muestra las características de la cadena escogida:

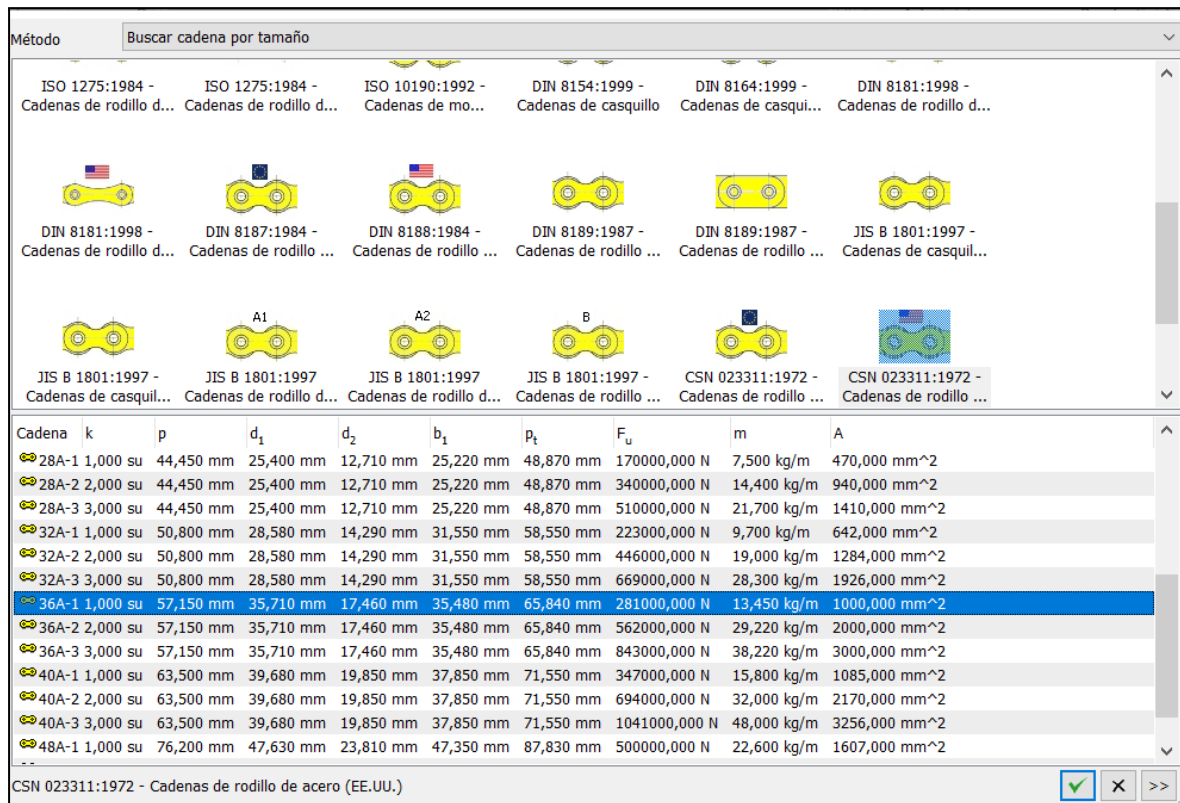


Fig 16.11: Selección de la cadena metálica, ventana N°3. *Realización Propia.*

Se aprecia que la cadena seleccionada cumple por demás la resistencia a tracción (F_u). En futuras versiones probablemente se deba ajustar mejor esta selección. El motivo de en esta ocasión de no ajustarlo de manera más fina es que también se tiene que calcular como se ha comentado antes con las distancias constructivas y por lo tanto dependientes de “p”. Siendo la cadena seleccionada la que mejor cumplía con este requisito.

Por último, se adjuntan varias imágenes del sistema de potencia completo, con todos los elementos que lo componen, para tener una visión general de esta parte del robot:

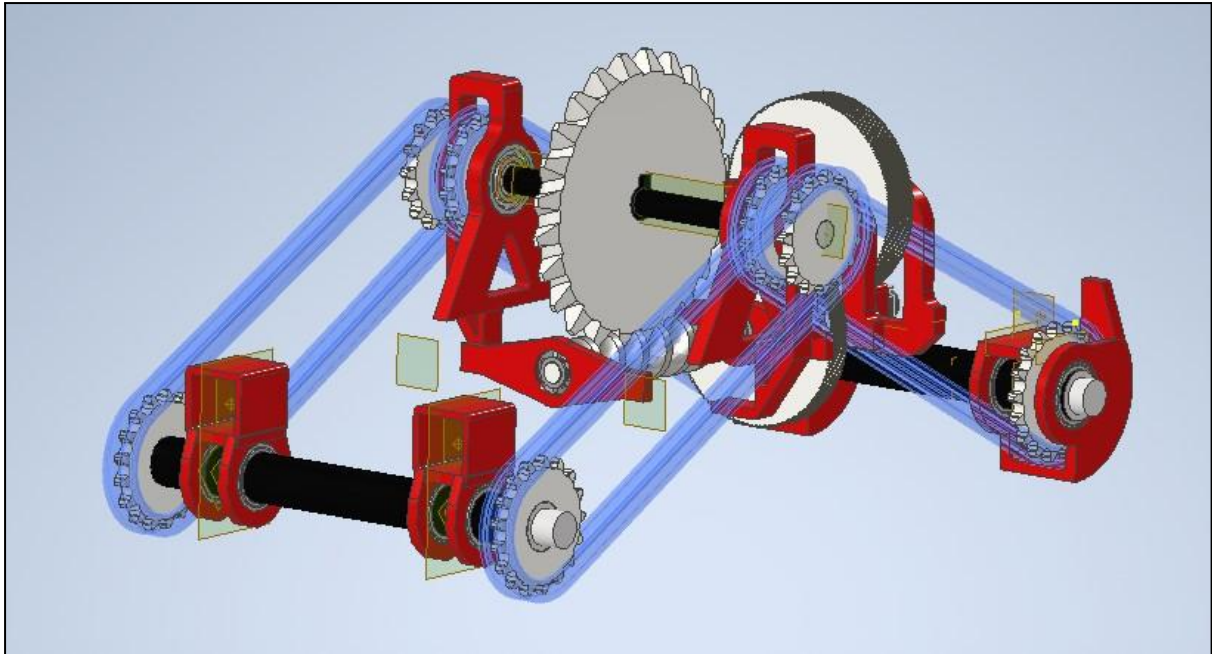


Fig 16.12: Sistema de potencia terminado. *Realización Propia.*

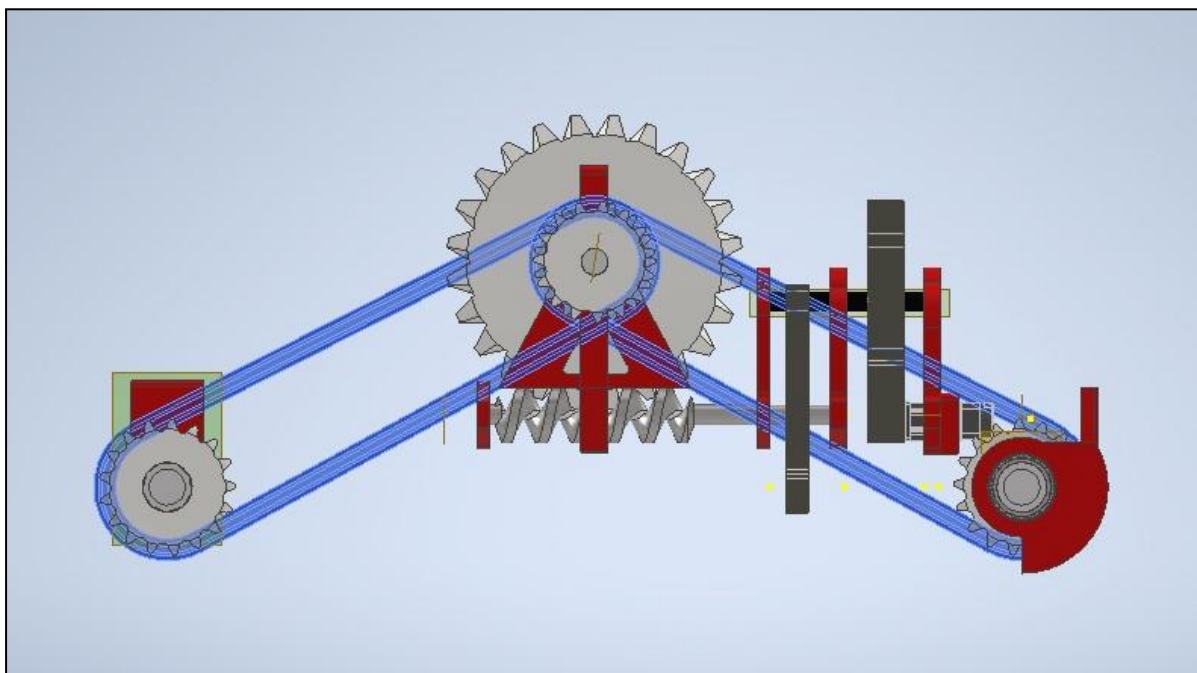


Fig 16.13: Sistema de potencia terminado, vista de perfil. *Realización Propia.*

Únicamente comentar de la **Fig 16.12**, la sucesión de elementos que componen el sistema. De derecha a izquierda se puede ver el motor ensamblado, para después transmitir el giro al primer sistema de engranajes rectos que se eleva por encima. Más adelante se observa el segundo sistema de potencia formado por engranajes rectos y denominado anteriormente como “*sistema de potencia intermedio*”. Más a la izquierda se encuentra el sistema de transmisión de potencia formado por el engranaje y el tornillo sin fin. Observar que el

movimiento en este caso entra por el tornillo sin fin para salir por el engranaje. Por último, el movimiento sale por el engranaje del tercer sistema de potencia para distribuirlo mediante cadenas metálicas a las cuatro manivelas de los mecanismos Jansen que forman parte de un módulo de cuatro patas.

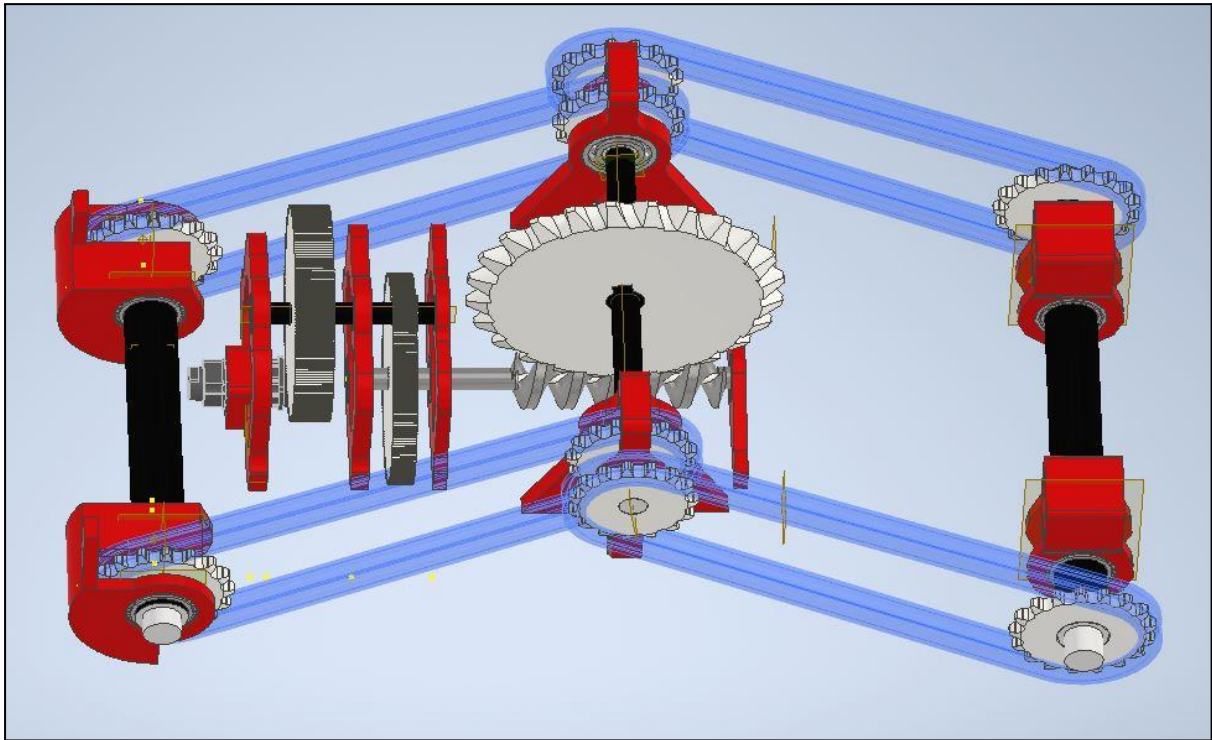


Fig 16.14: Sistema de potencia terminado, vista en planta. *Realización Propia.*

17. Diseño y cálculo de ejes y rodamientos que forman parte del sistema de potencia.

Como se puede observar en las figuras **Fig 16.11**, **16.12** y **16.13** existen otros elementos complementarios que forman parte del sistema de transmisión de potencia y son fundamentales. En este apartado se tratará el diseño y cálculo de ejes y rodamientos auxiliares.

La sucesión de pasos es la siguiente:

- Cálculo de ejes, con coeficientes de seguridad suficientes para asegurar la no rotura de los mismos, además de unas deformaciones no excesivas para el correcto funcionamiento del mecanismo.
- Obtención de los esfuerzos desarrollados en los apoyos de los ejes, es decir en los lugares donde se ubican los rodamientos.
- Selección de rodamientos, mediante la herramienta de SKF.

El cálculo de los ejes se realizará mediante el entorno dentro de Autodesk Inventor, conocido como *Análisis de Tensión*. Para poder ejecutar dichos análisis es necesario modificar de forma parcial los ejes, con el objetivo de posteriormente ubicar de forma correcta en el módulo mencionado tanto rodamientos como fuerzas que actúan en dichos ejes.

Se comienza por el primer eje que aparece en el sistema de transmisión de potencia, siendo este el que se encuentra soportando tanto el segundo engranaje (*Engranaje grande*) del primer sistema de potencia, como el engranaje pequeño de entrada del segundo sistema de potencia o sistema de potencia intermedio.

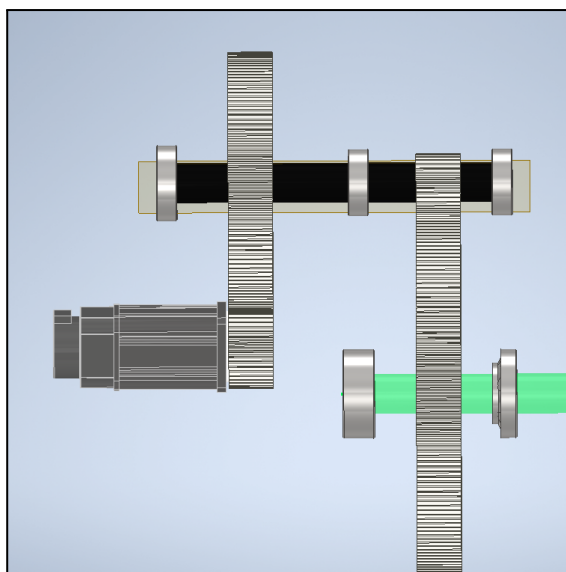


Fig 17.1: Primer eje del sistema de transmisión de potencia. *Realización Propia.*

Siendo el eje sometido al análisis y con las modificaciones explicadas, el siguiente:

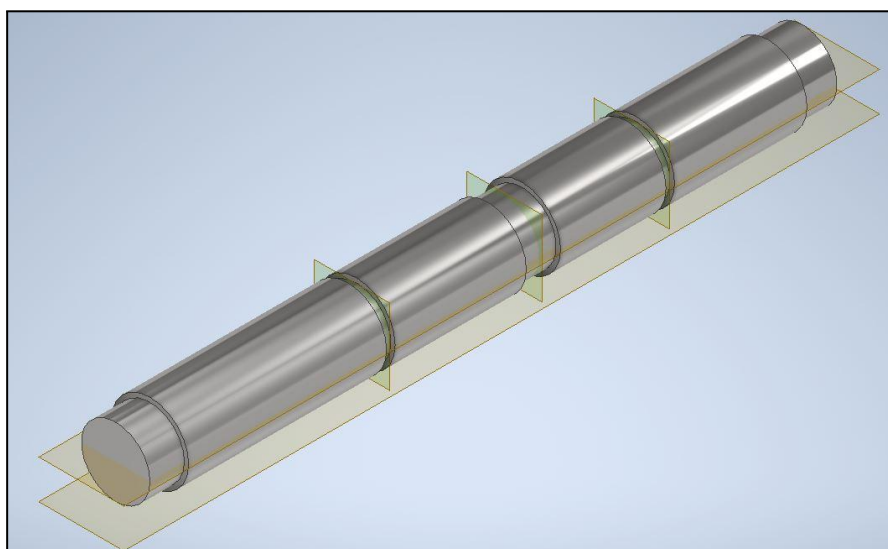


Fig 17.2: Primer eje del sistema de transmisión de potencia modificado. *Realización Propia.*

Como se puede ver en la **Fig 17.2**, existen varias modificaciones, las muescas de mayor ancho son las destinadas a albergar los rodamientos de soporte, mientras que por otro lado, las de menor anchura son los lugares donde se producen las fuerzas provocadas por los engranajes. Las fuerzas que estos engranajes rectos generan son obtenidas con Autodesk Inventor en el módulo específico para el cálculo de este tipo de sistemas. Cabe destacar algo importante y es que únicamente los engranajes rectos producen dos fuerzas; una radial (Hacia el centro del respectivo engranaje) y otra tangencial (Tangente a la propia circunferencia exterior que contiene el engranaje).

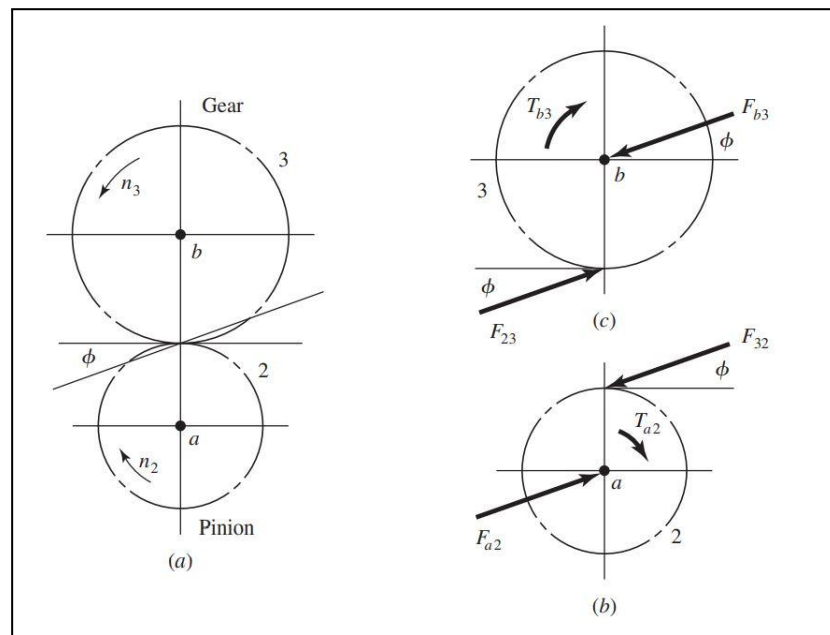


Fig 17.3: Primer eje del sistema de transmisión de potencia modificado. [45]

Por lo tanto, tal y como se aprecia en la **Fig 17.3**, sacada de [45], existen dos fuerzas aplicadas en cada una de las muescas de menor anchura. La dirección de dichas fuerzas depende del giro inicial del motor. Se supone en un primer momento el giro en sentido horario, lo que desemboca en la aparición de dos fuerzas perpendiculares entre sí que ejerce el engranaje de entrada sobre el engranaje de salida. Estas a su vez se transmiten al eje superior, por lo que la dirección de las fuerzas que actúan sobre el eje son las que inicialmente desemboca el giro de la primera rueda dentada sobre la segunda, ya que son la reacción de las fuerzas que ejerce el segundo engranaje. Resumiendo la fuerza radial tendrá sentido positivo sobre el eje Y, mientras que la tangencial tendrá sentido positivo sobre el eje X.

De igual forma sucede en la segunda muesca pequeña que alberga el otro sistema de transmisión de potencia por engranajes rectos. En esta ocasión la fuerza en el eje Y tiene sentido negativo. A su vez el sentido de la fuerza tangencial en este caso se desarrolla con un sentido negativo del eje X.

Los valores que las fuerzas toman son obtenidos a partir del *Design Accelerator* de *Autodesk Inventor* sobre el diseño de los engranajes rectos. siendo por tanto:

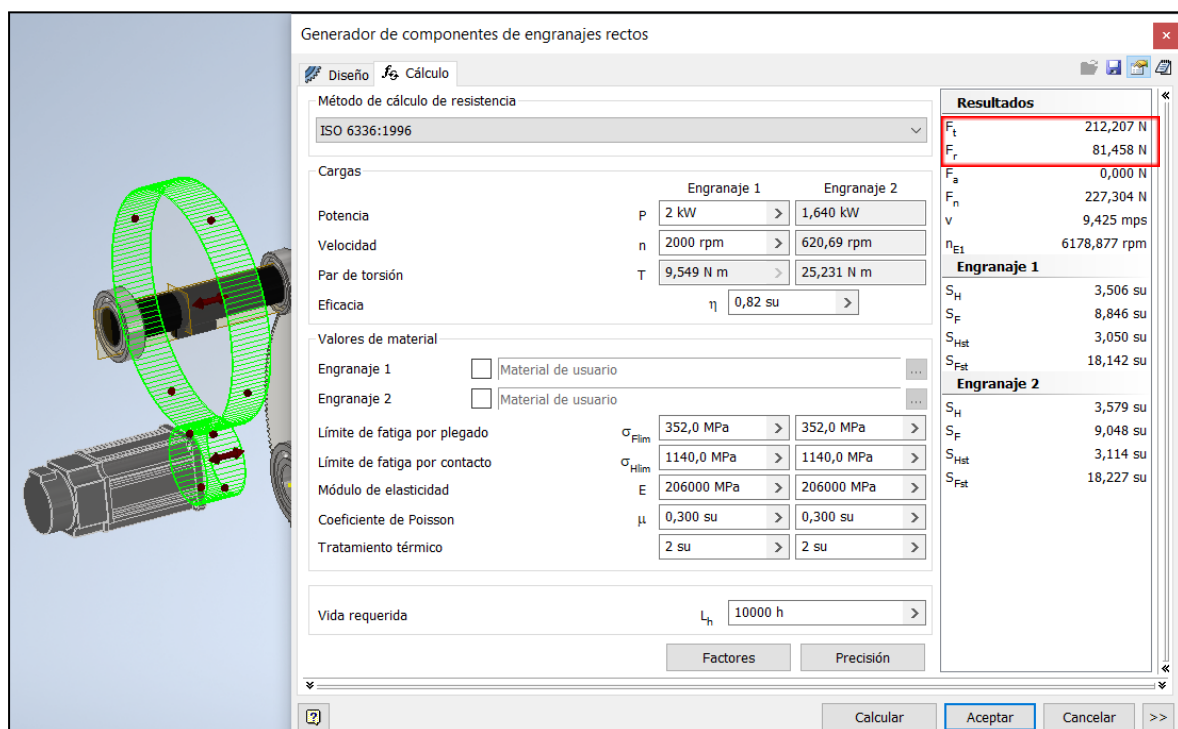


Fig 17.4: Fuerzas presentes en el sistema de transmisión N°1. *Realización Propia.*

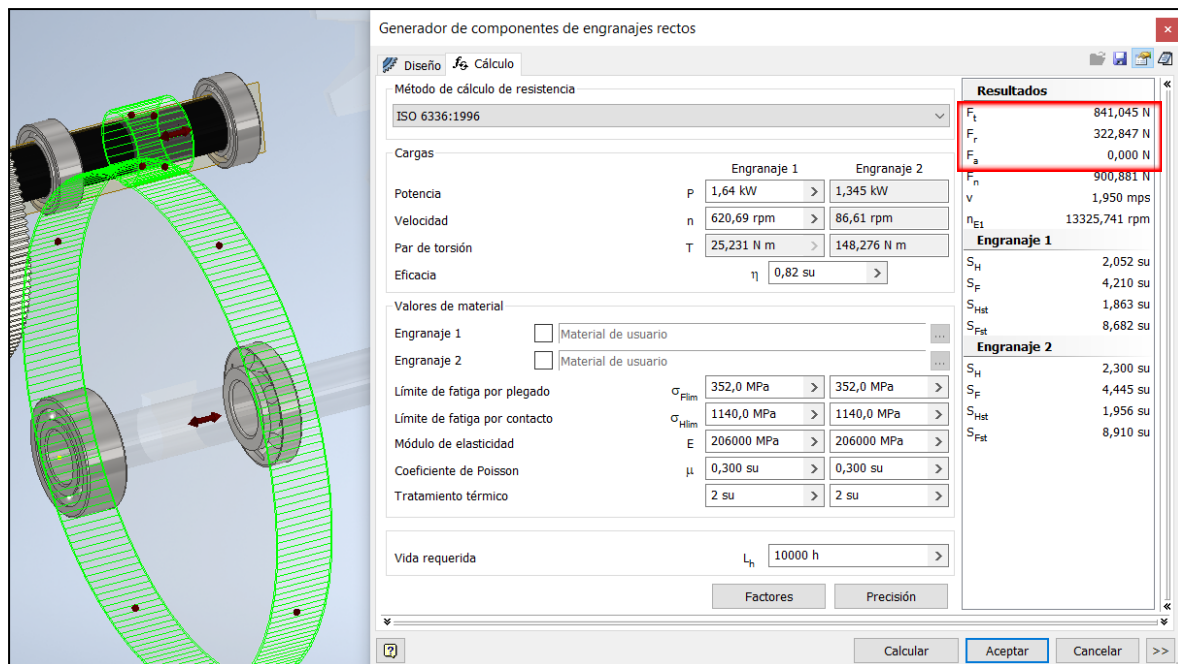


Fig 17.5: Fuerzas presentes en el sistema de transmisión N°2. *Realización Propia.*

Se puede observar tanto en la **Fig 17.4** como en la **Fig 17.5**, en la parte derecha arriba, zona de **“Resultados”** cuales son las fuerzas que aparecen en el mecanismo. Cabe destacar que tal y como expone el programa no existen fuerzas axiales en esta clase de engranajes rectos, consecuencia de su propio modo de funcionamiento, cosa que no sucederá con el sistema engranaje-tornillo sin fin.

Después acerca de los apoyos donde se sitúan los rodamientos es importante hacerle caso, a lo que especifica en el manual de rodamientos el propio fabricante SKF [**Pag 93, 42**].

“Para simplificar, cuando se calculan los componentes de carga para rodamientos que soportan un eje, el eje se considera como una viga determinada estáticamente que descansa sobre soportes rígidos y no sometidos a momentos. Tampoco se tienen en cuenta las deformaciones elásticas en el rodamiento, el soporte ni el bastidor de la máquina, ni los momentos producidos en el rodamiento como resultado de la flexión del eje”.

Con tal simplificación los rodamientos se comportan como una articulación, donde no se desarrollan momentos. Después y como consecuencia de que no existen fuerzas de carácter axial sobre el eje, no será necesario colocar rodamientos de rodillos cónicos que soportan este tipo de cargas Por lo que los elementos seleccionados serán rodamientos de bolas.

Una vez explicado cómo se desarrolla el análisis se expone el eje con las restricciones y fuerzas actuantes finales.

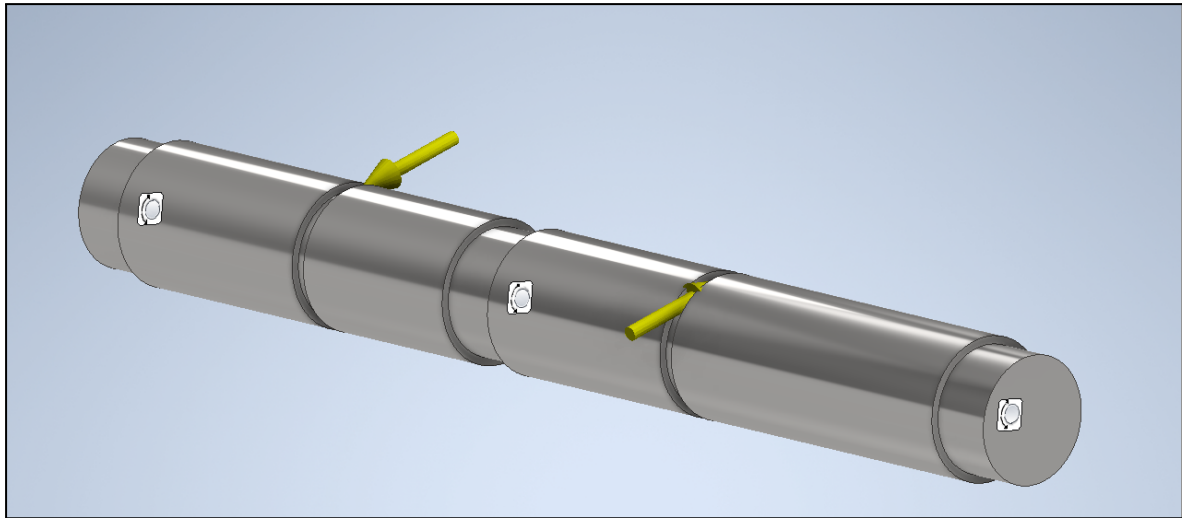


Fig 17.6: Análisis de tensión Eje N°1. *Realización Propia*

Una vez que se ejecuta el análisis de tensión, del informe se obtiene la siguiente información. Siendo necesario comentar que el material que se emplea para el eje es Acero al carbón.

Nombre	Acero, carbono	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	420 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	77,5194 GPa
Nombre(s) de pieza	Eje SuperiorAnálisis.ipt	

Fig 17.7: Características físicas del material empleado para los ejes. *Realización Propia*.

Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	612795 mm ³	
Masa	4,81044 kg	
Tensión de Von Mises	0,00399969 MPa	8,00195 MPa
Primera tensión principal	-1,10644 MPa	6,7801 MPa
Tercera tensión principal	-9,54065 MPa	2,38801 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,000793586 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-4,53421 MPa	5,00068 MPa
Tensión XY	-1,09159 MPa	2,16403 MPa
Tensión XZ	-2,11009 MPa	2,48139 MPa
Tensión YY	-3,21713 MPa	5,12045 MPa
Tensión YZ	-2,05437 MPa	1,50321 MPa
Tensión ZZ	-9,19601 MPa	5,80782 MPa
Desplazamiento X	-0,000741131 mm	0,000332859 mm
Desplazamiento Y	-0,000308717 mm	0,000135467 mm
Desplazamiento Z	-0,000198291 mm	0,000199649 mm
Deformación equivalente	0,0000000177108 su	0,0000367749 su
Primera deformación principal	0,00000000556166 su	0,0000320659 su
Tercera deformación principal	-0,0000425265 su	-0,00000000858123 su
Deformación XX	-0,0000172331 su	0,0000142389 su
Deformación XY	-0,00000704075 su	0,000013958 su
Deformación XZ	-0,0000136101 su	0,000016005 su
Deformación YY	-0,0000136427 su	0,0000168391 su
Deformación YZ	-0,0000132507 su	0,00000969572 su
Deformación ZZ	-0,0000403036 su	0,0000257946 su

Fig 17.8: Resumen del análisis de tensión Eje N^o1. *Realización Propia.*

Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción de pasador:1	81,7098 N	-76,2972 N	5,26605 N m	-1,8873 N m
		-29,2443 N		4,91611 N m
		0 N		0,0347169 N m
Restricción de pasador:2	374,277 N	349,326 N	30,4553 N m	10,9476 N m
		134,365 N		-28,4193 N m
		0 N		-0,140123 N m
Restricción de pasador:3	380,947 N	355,791 N	18,459 N m	-6,5944 N m
		136,136 N		17,2402 N m
		0 N		-0,153298 N m

Fig 17.9: Esfuerzos en los rodamientos del Eje N^o1. *Realización Propia.*

Se aprecia en la **Fig 17.8** como el coeficiente de seguridad es mayor a 3, por lo tanto el eje soporta los esfuerzos que se producen sobre él. Después las reacciones de los apoyos, son importantes porque a partir de estas se seleccionarán los rodamientos. Como se desean poner los mismos rodamientos, por lo menos en cada eje, se escoge la situación más desfavorable en los apoyos y con esta se calcularán los rodamientos. Las reacciones en los ejes son las mostradas en la **Fig 17.9**.

Es imprescindible comentar varios aspectos acerca de la **Fig 17.9**. Para empezar la *Restricción de pasador:1* corresponde con el apoyo situado más a la derecha del eje, mientras que la *Restricción de pasador:2*, es la destinada al apoyo central. Por último la *Restricción de pasador:3* es la restricción que se encuentra más a la izquierda.

Es necesario observar de igual modo, como el sumatorio de las fuerzas axiales es igual a cero entre los tres apoyos. Posteriormente se puede ver como los apoyos que están situados más a la derecha soportan más esfuerzos que el situado a la izquierda, consecuencia de las mayores fuerzas desarrolladas en el Sistema de Potencia N°2 o intermedio. Desembocando en que donde se desarrollan los mayores esfuerzos es sobre el apoyo extremo izquierdo, es por ello que se utiliza este para seleccionar los rodamientos.

Antes de seleccionar el rodamiento, por último es aconsejable también darse cuenta de los momentos que se presentan sobre los apoyos. Los momentos que se presentan en el análisis no se deben tener presentes para la selección de rodamientos, debidos a que esos momentos son los que provocan el movimiento del propio eje, además de que en la propia documentación del fabricante SKF lo corrobora como se expuso anteriormente. Para un mayor estudio acerca de rodamientos y cómo estos soportan momentos son necesarios herramientas especializadas, no siendo fundamentales para poder ejecutar la selección de rodamientos, tal y como se puso anteriormente con la cita de **[42]**.

El esfuerzo necesario para la selección es por tanto de 380,95 N. Aplicando el coeficiente de mayoración.

$$F_{Radial} = 380,95 \text{ N} * 1,2 = 457,14 \text{ N} = 0,457 \text{ kN}$$

Con los datos ya obtenidos, se continúa con la herramienta de SKF [43]. Obteniéndose que el rodamiento de bolas escogido en este caso es:

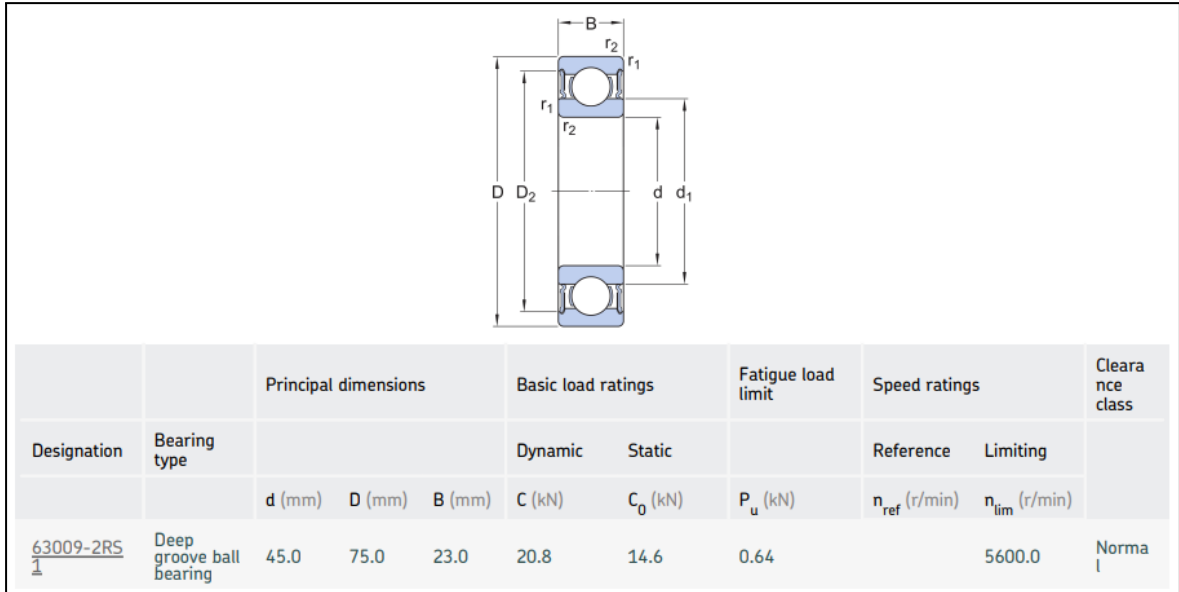


Fig 17.10: Selección de rodamientos eje superior del sistema de potencia. [43]

Para comenzar el rodamiento escogido, es un rodamiento de bolas, denominado **63009-2RS**. Es necesario llevar a cabo varias explicaciones. En primer lugar, se debe observar que en esta situación la velocidad de giro no es menor de 10 rpm como en casos anteriores. Por lo que en este caso para la correcta selección intervienen las cargas dinámicas y los ciclos de vida para la selección del rodamiento. Los resultados para este rodamiento fueron:

3.1. Loads & static safety				
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
<u>63009-2RS1</u>	45.22	> 20	0.46	0.46

3.2. Bearing minimum load				
	Reaction forces		Minimum load	
Designation	Radial	Axial		Requirements
	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	met?
<u>63009-2RS1</u>	0.46	0.0	0.0565	yes

3.3. Lubrication conditions				
	Operating viscosity			Viscosity ratio
Designation	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	ν (mm ² /s)	ν_1 (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	κ
<u>63009-2RS1</u>	25.3	23.0	80.0	1.1

3.4. Bearing rating life				
	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
Designation	Basic	SKF		
	L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)	a_{skf}	η_c
<u>63009-2RS1</u>	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	50.0	0.73

Fig 17.11: Resultados del cálculo para la selección del rodamiento 63009-2RS. [43]

Como se acaba de aclarar esta vez es necesario fijarse en los parámetros denominados “*Static Safety Factor*” y “*Bearing Rating Life*”. Y para ello es necesario hacer una breve explicación sobre ellos.

La vida nominal básica (L_{10h}) y la vida nominal SKF (L_{10mh}) se definen como: “La vida útil del rodamiento es la cantidad de revoluciones (o la cantidad de horas de funcionamiento) que el rodamiento puede soportar a una determinada velocidad antes de que aparezca el primer indicio de fatiga del metal (descascarillado) en el camino de rodadura del aro interior o exterior, o en un elemento rodante.” fuente [42]. La vida nominal básica, L_{10h} , es la vida a fatiga alcanzada o superada por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente representativo, que funciona en idénticas condiciones de funcionamiento. Por lo tanto, su expresión es la siguiente:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación

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

donde

L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]

L_{10h} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento]

C = capacidad de carga dinámica básica [kN]

P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]

n = velocidad de giro [r. p. m.]

p = exponente de la ecuación de la vida

= 3 para los rodamientos de bolas

= 10/3 para los rodamientos de rodillos

Fig 17.12: Vida nominal básica en horas de funcionamiento. [42]

Como se puede ver depende de la propia capacidad de carga dinámica básica que soporta el rodamiento, de la carga dinámica con la que es cargado y de la velocidad. La diferencia entre la vida nominal básica y la vida nominal SKF es que esta segunda es más conservadora utilizando diferentes coeficientes, donde estos son aplicados cuando no se conocen exactamente las condiciones de trabajo. Sobre todo considerando la lubricación y la posible contaminación del entorno del rodamiento.

Después la capacidad dinámica básica (C) se define como la carga del rodamiento que dará lugar a una vida útil nominal básica según la normativa **ISO 281** de 1.000.000 de revoluciones según de nuevo [42]. Para terminar la carga límite de fatiga o " P_u " es aquella que se define como el nivel de carga debajo del cual no se producirá la fatiga del metal.

Con estos conocimientos se puede asegurar que el rodamiento escogido satisface las condiciones expuestas, ya que tanto el ratio C/P como la *vida nominal básica* son favorables. **Fig 17.11**.

Únicamente destacar que el motivo de que esté tan mayorado está relacionado con la dimensiones del propio rodamiento que son también restrictivas en este caso. Con ello queda diseñado y calculado el primer eje del sistema de transmisión de potencia con sus rodamientos.

El segundo eje que se debe someter a análisis es el que corresponde con el que forma parte del tornillo sin fin. El módulo de *Autodesk Inventor* no permite utilizar el Tornillo sin fin creado con un entorno de creación de elementos de potencia para el análisis de tensión, por lo tanto como medida para solucionar este problema se ha diseñado un eje con características similares para el análisis. Se ha creado a través de la función "bobina" una hélice con el mismo pasó, misma longitud y mismo número de revoluciones.

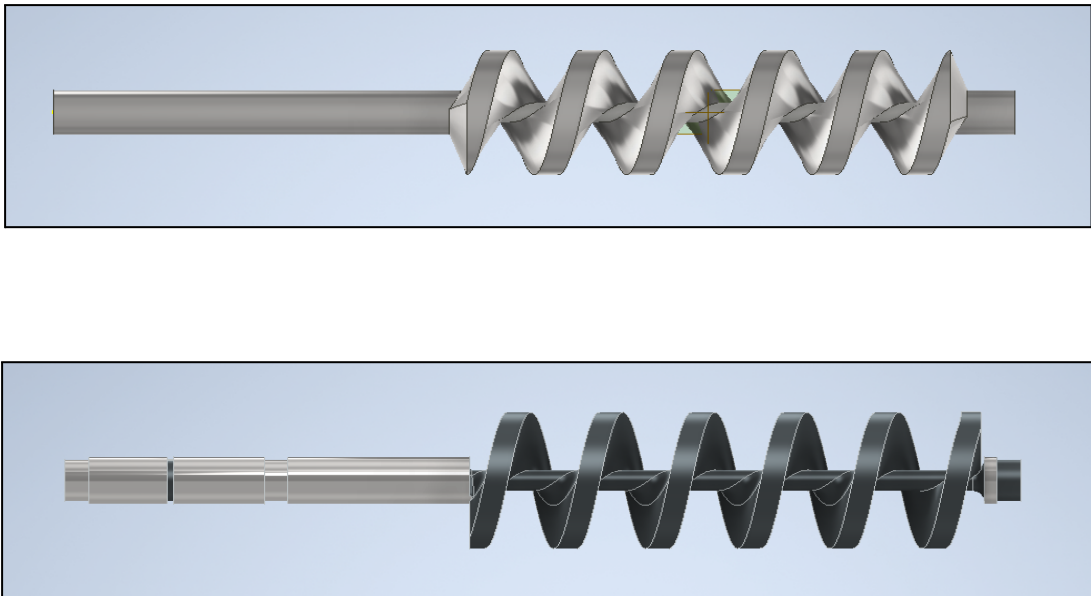


Fig 17.13: Comparativa entre el eje del Tornillo Sin fin y el eje utilizado para el análisis. *Realización propia.*

Se pueden apreciar algunas diferencias entre ambos elementos. La más reseñable es que en el modelo que se va a emplear para el análisis de tensión, este carece de un empalme tan marcado en la hélice como el que sí cuenta el tornillo sin fin que se creó con el módulo de creación de sistemas engranaje-tornillo sin fin. Este empalme no se ha podido ejecutar en el segundo modelo porque saltaba un error, en donde Inventor no te permite ejecutarlo de la forma que si se ve en el otro lado. Sin embargo no es algo trascendental para el análisis, ya que incluso es más desfavorable consecuencia de que debido a ese empalme no surgen cambios drásticos de geometría donde se pudieran dar concentraciones de tensiones, y en caso de estudio de tensiones si aparecerán siendo más desfavorable. Después están las muescas, ya explicadas de previamente, donde la menos ancha en este caso sirve para situar las fuerzas que se desarrollan como consecuencia del segundo sistema de potencia desarrollado por engranajes rectos, mientras que las muescas más anchas son las destinadas a los apoyos por los rodamientos.

Después los rodamientos en este caso si se deben colocar axiales ya que por el uso del tornillo sin fin estas fuerzas axiales aparecen. La formación que se plantea es la de colocar sobre el apoyo más a la izquierda un rodamiento de bolas, mientras que en los otros dos apoyos dos rodamientos de cilindros cónicos. Por lo tanto, en este caso se pondrán dos tipos de rodamientos.

Las fuerzas que se desarrollan debidas al sistema de potencia intermedio son por un lado, las contrarias al anterior eje, consecuencia de *acción-reacción*. Después sobre la hélice, concretamente sobre el “filete” N°3, se colocan las fuerzas que el engranaje somete sobre la hélice del tornillo sin fin. Donde el valor de las fuerzas que se desarrollan en el tercer sistema de potencia son los siguientes:

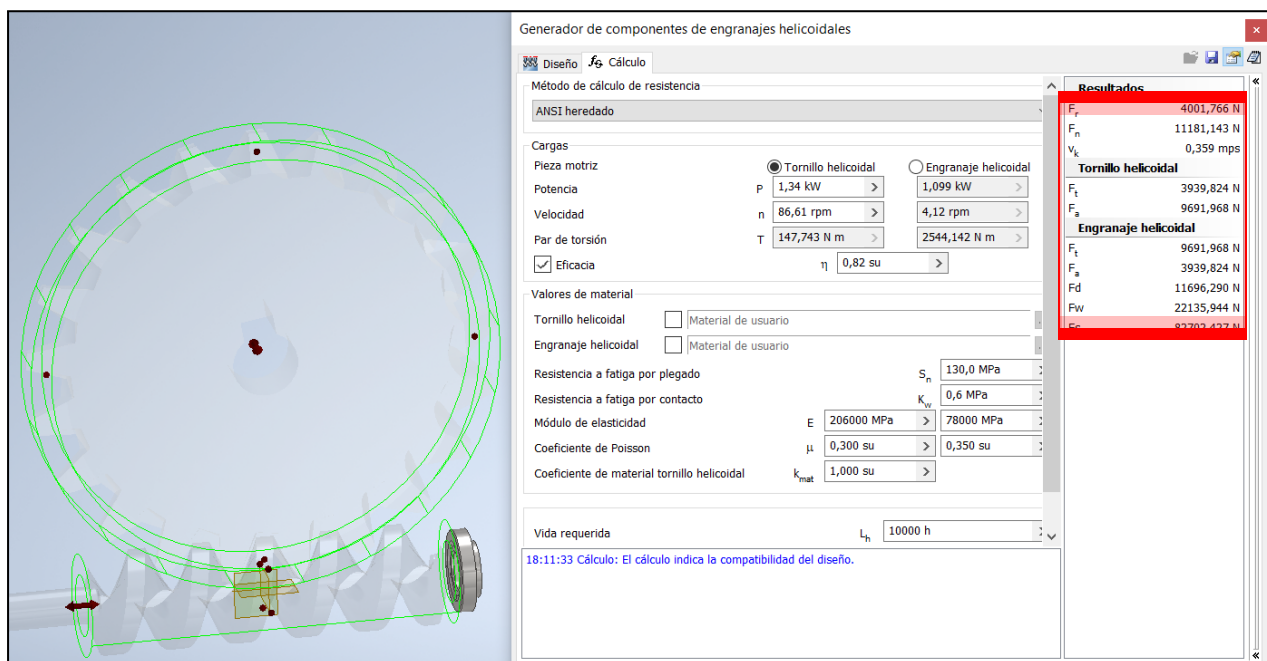


Fig 17.14: Fuerzas que se desarrollan en el sistema de potencia Engranaje-Tornillo sin fin. *Realización propia.*

Es también necesario conocer que las fuerzas que realiza el tornillo sin fin y el engranaje se denominan de forma distintas, entendiéndose por distinto como sus componentes; por ejemplo la componente axial. Donde la componente axial para el tornillo es aquella paralela a su eje de rotación y para el engranaje es también la componente paralela a su eje de rotación, pero estos dos ejes no son comunes a los dos elementos. El problema con ello es que es un sistema de potencia que direcciona el sentido de transmisión 90° , por lo que ambas componentes con similar nombre “axial” no tienen el mismo lugar de aplicación, ya que dependen por nomenclatura del objeto o cuerpo que las genera. De igual forma sucede con la componente tangencial. Esto sirve de aclaración para los resultados de la **Fig 17.14** situados en la parte alta a la derecha. Si existen dudas en la explicación consultar pag 715 de la fuente [45]. Por último recalcar que el sentido de giro del tornillo sin fin es Antihorario.

Con todo ello explicado, se muestra la situación final de análisis.

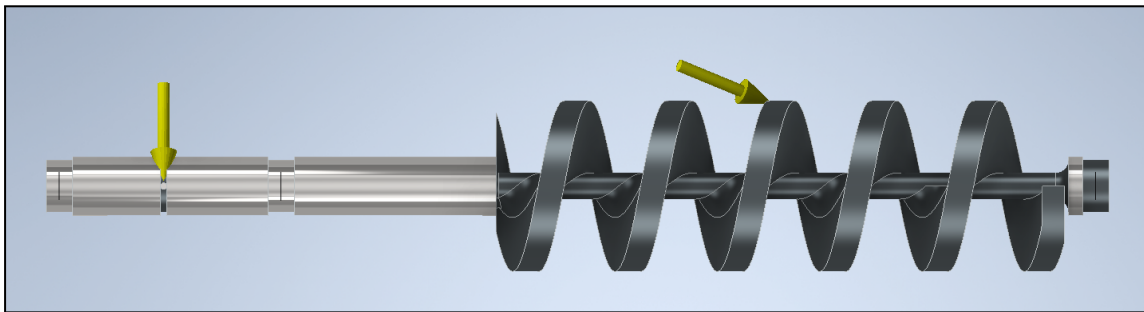


Fig 17.15: Eje N°2 con las restricciones en los apoyos y las fuerzas que se ejercen sobre el. *Realización propia.*

Sobre el material empleado en esta ocasión es **Hierro, dúctil**. El porqué la utilización de este material es consecuencia de las altas prestaciones que son necesarias en esta ocasión teniendo este material un límite elástico de **811 MPa**. A su vez este material se emplea de forma común en alcantarillado y tuberías principalmente, sin embargo en la industria del automóvil cuando los aceros aleados y aluminio no cumplen las especificaciones físicas necesarias se utiliza este metal, al igual que en esta ocasión. Por otro lado, para la fabricación de tornillos sin fin se pueden utilizar otros materiales con iguales o mayores límites elásticos como el Hardox, pero esto aumenta el precio de las piezas. Con ello explicado se comparten los datos del informe final.

Nombre	Hierro, dúctil	
General	Densidad de masa	7,15 g/cm ³
	Límite de elasticidad	811 MPa
	Resistencia máxima a tracción	997 MPa
Tensión	Módulo de Young	168 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	65,1163 GPa
Nombre(s) de pieza	Eje Inferior.ipt	

Fig 17.16: Material para el Sistema de Potencia N°2. *Realización propia.*

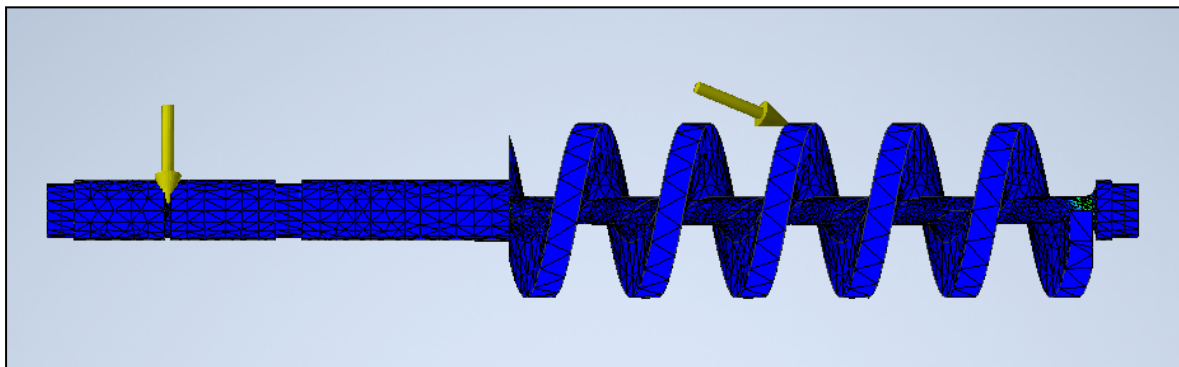


Fig 17.17: Resultado del análisis de tensión tornillo sin fin. *Realización propia.*

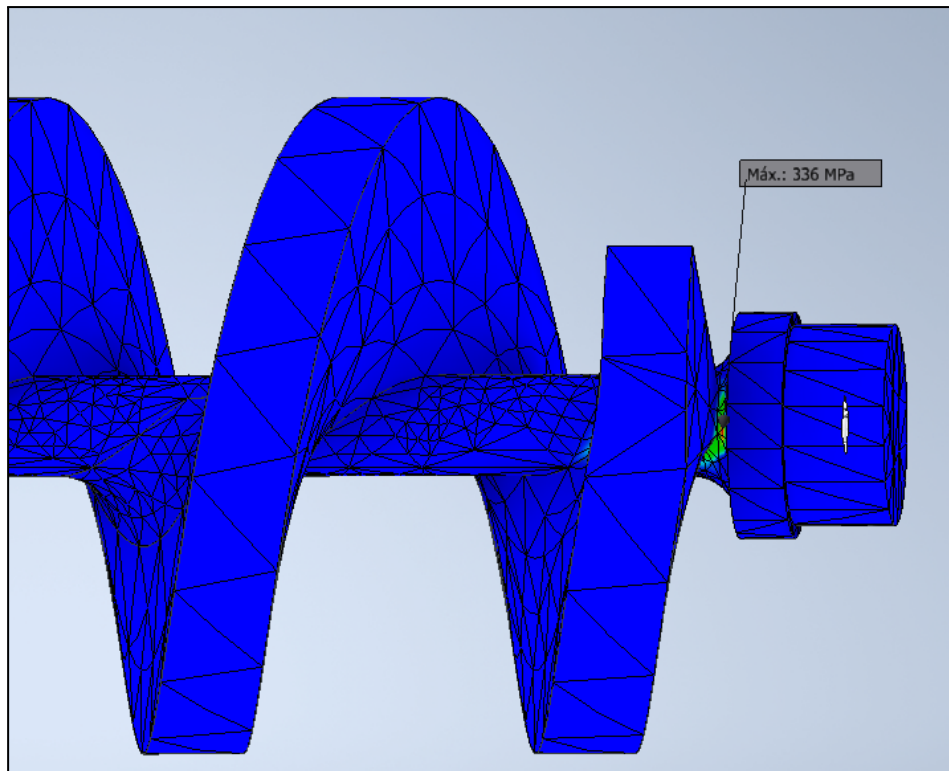


Fig 17.18: Zona con mayor concentración de tensiones. *Realización propia.*

Fuerza y pares de reacción en restricciones				
Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción de pasador:1	420,079 N	-390,229 N	16,2255 N m	-4,99113 N m
		-155,522 N		12,7414 N m
		0 N		8,71859 N m
Restricción de pasador:2	5364,87 N	1447,81 N	603,937 N m	410,711 N m
		1709,6 N		-442,668 N m
		4874,73 N		10,1116 N m
Restricción de pasador:3	5663,72 N	2092,73 N	283,086 N m	-211,376 N m
		2124,02 N		188,144 N m
		4815,26 N		7,73093 N m

Fig 17.19: Resultado de fuerzas y pares de reacción en los apoyos del tornillo sin fin. *Realización propia.*

Resumen de resultados		
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	2173680 mm ³	
Masa	15,5418 kg	
Tensión de Von Mises	0,0224679 MPa	336,043 MPa
Primera tensión principal	-26,0311 MPa	443,725 MPa
Tercera tensión principal	-236,221 MPa	136,516 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,542546 mm
Coefficiente de seguridad	2,41338 su	15 su
Tensión XX	-152,028 MPa	166,392 MPa
Tensión XY	-41,8829 MPa	45,3305 MPa
Tensión XZ	-91,7028 MPa	93,0628 MPa
Tensión YY	-75,8987 MPa	162,664 MPa
Tensión YZ	-86,4646 MPa	72,4529 MPa
Tensión ZZ	-227,563 MPa	435,118 MPa
Desplazamiento X	-0,3856 mm	0,00283531 mm
Desplazamiento Y	-0,390296 mm	0,00961406 mm
Desplazamiento Z	-0,196313 mm	0,189232 mm
Deformación equivalente	0,000000116335 su	0,00188889 su
Primera deformación principal	-0,00000764712 su	0,00226437 su
Tercera deformación principal	-0,00134381 su	-0,0000000771317 su
Deformación XX	-0,000793662 su	0,000704415 su
Deformación XY	-0,000321601 su	0,000348073 su
Deformación XZ	-0,000704147 su	0,00071459 su
Deformación YY	-0,000380356 su	0,000380246 su
Deformación YZ	-0,000663925 su	0,000556334 su
Deformación ZZ	-0,00127733 su	0,00219828 su

Fig 17.20: Resumen de los resultados. *Realización propia.*

Como se ve en la **Fig 17.20** el coeficiente de seguridad es de 2.41 por lo que el diseño del tornillo es correcto. Es un poco bajo para ser un elemento dinámico, sin embargo la única solución para subir este coeficiente sería cambiar de material. El material que sería idóneo para esto es el Hardox como se comentó anteriormente como este subiría el coste de forma excesiva, en un principio se rechaza esta opción. Un coeficiente de seguridad de 2.41 significa que el elemento aguanta más de dos veces las tensiones expuestas en el análisis, por lo que se considera válido en esta ocasión

El siguiente paso es la selección de rodamientos para este segundo eje. Para ello es necesario conocer las reacciones que aparecen en estos. Estos son ya conocidos mediante el análisis **Fig 17.19**.

Comentar de nuevo que los momentos que aparecen no se tienen en cuenta a la hora de la selección de los rodamientos. Como se explicó anteriormente se escogerán dos rodamientos en este caso. Por lo tanto, se escogen las situaciones más desfavorables. Para el rodamiento de bolas, es la restricción del pasador: 1 (**Fig 17.19**) con esfuerzos de $420,079 \text{ N} \cdot 1.2 = 504,1 \text{ N}$ y la velocidad es de $86,61 \text{ rpm}$. Por lo que se procede a utilizar la herramienta de SKF [43].

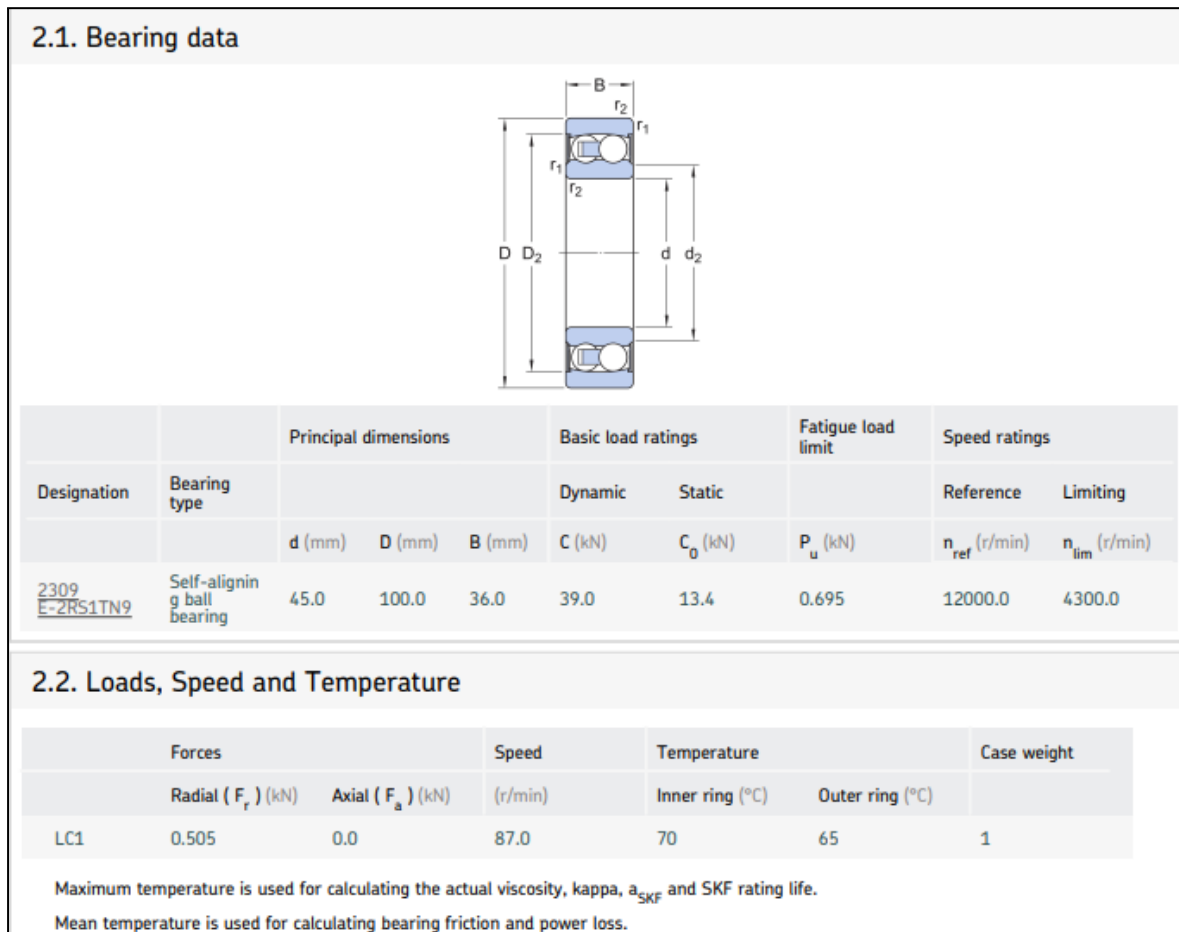


Fig 17.21: Características de rodamiento de bolas seleccionado para el lado izquierdo del tornillo sin fin. *Realización propia.*

El Rodamiento escogido esta vez es un rodamiento de bolas **2309 E-2RS1TN9**.

3.1. Loads & static safety				
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
<u>2309 E-2RS1TN9</u>	77.23	> 20	0.51	0.505

3.2. Bearing minimum load				
	Reaction forces		Minimum load	
Designation	Radial	Axial		Requirements
	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	met?
<u>2309 E-2RS1TN9</u>	0.505	0.0	0.0501	yes

3.3. Lubrication conditions				
	Operating viscosity			Viscosity ratio
Designation	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	ν (mm ² /s)	ν_1 (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	κ
<u>2309 E-2RS1TN9</u>	25.3	111	563	0.22

3.4. Bearing rating life				
	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
Designation	Basic	SKF		
	L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)	a_{skf}	η_c
<u>2309 E-2RS1TN9</u>	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	0.27	0.29

Fig 17.22: Resumen de la selección del rodamiento de bolas. **Realización propia.**

Como se observa tanto la vida nominal básica L_{10h} como el factor de seguridad estático S_0 cumplen, el rodamiento es correcto en su elección. De nuevo está sobredimensionado como consecuencia de las restricciones físicas.

Se procede, por tanto a escoger el rodamiento de cilindros cónicos. Donde esté gira a 99,8 rpm y debe soportar cargas radiales de $2.98 \text{ kN} \cdot 1.2 = 3.6 \text{ kN}$ y carga axial de $4,87 \cdot 1.2 = 5.84 \text{ kN}$.

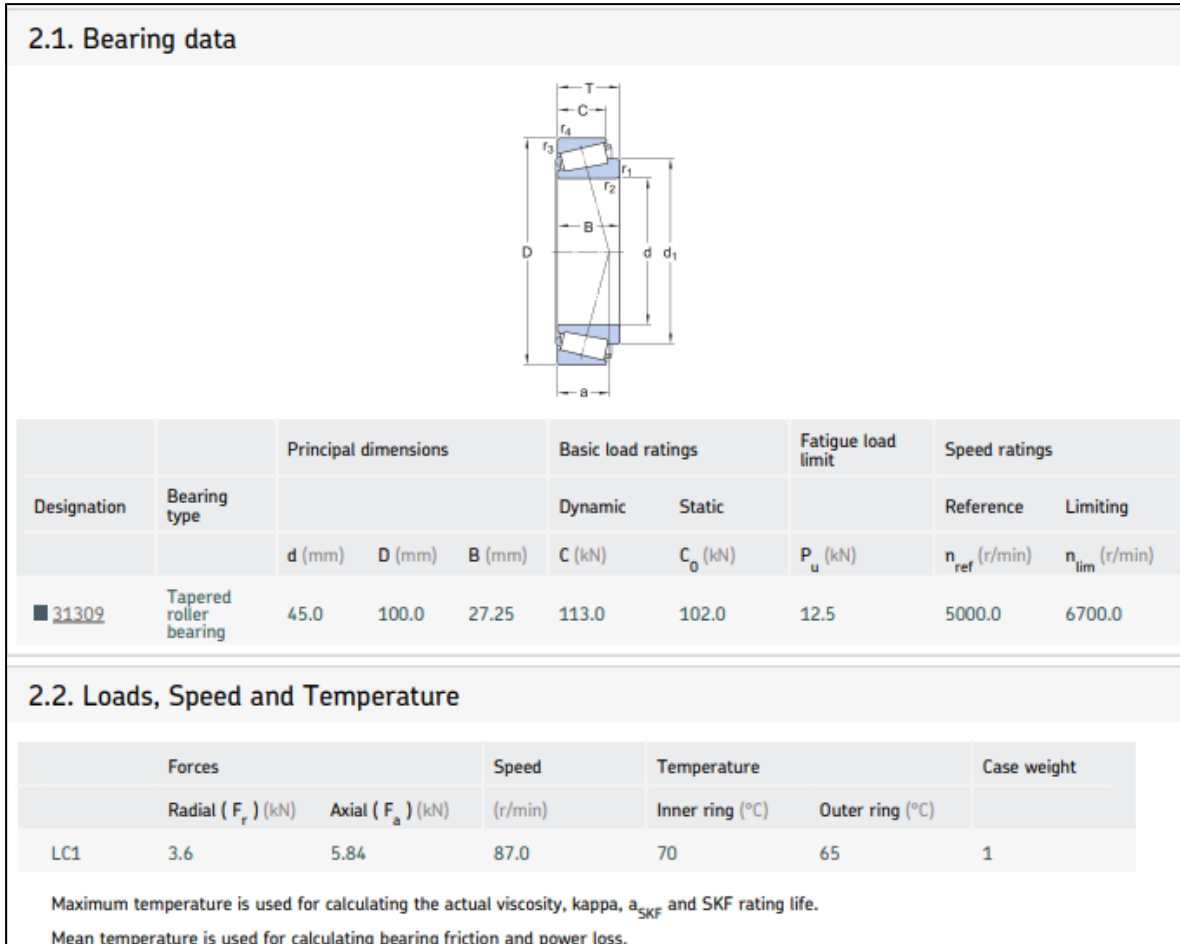


Fig 17.23: Características del rodamiento de cilindros cónicos seleccionado para el otro extremo del tornillo sin fin. *Realización propia.*

Donde los resultados son:

3.1. Loads & static safety				
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
■ 31309	20.02	> 20	5.64	4.14

3.2. Bearing minimum load					
Designation	Reaction forces		Minimum load		Requirements met?
	Radial	Axial	to avoid separation of bearing rings		
	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	F_a (kN)	
■ 31309	3.6	5.84	1.92	2	yes

3.3. Lubrication conditions				
Designation	Operating viscosity			Viscosity ratio
	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	ν (mm ² /s)	ν_1 (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	κ
■ 31309	28.0	115	583	0.24

3.4. Bearing rating life				
Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF		
	L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)	a_{skf}	η_c
■ 31309	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	0.16	0.13

Fig 17.24: Resumen de la selección del rodamiento de cilindros cónicos. *Realización propia.*

El rodamiento escogido es **31309** y como se ve cumple con los requisitos que se necesitan.

El siguiente eje que se debe someter a análisis es aquel que parte del engranaje del tercer sistema de transmisión de potencia y que reparte la potencia a los cuatro Jansen que componen un módulo. Este es el eje cuya velocidad es pequeña. El análisis del mismo sigue los mismos pasos que los anteriores. El diseño del eje sometido a análisis es el siguiente:

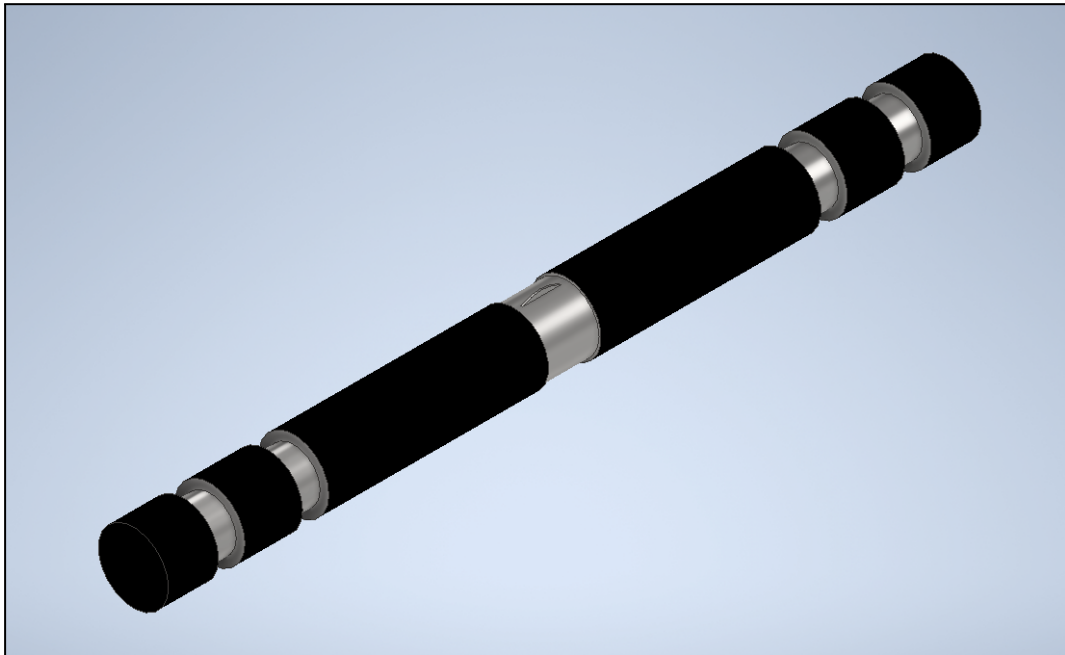


Fig 17.25: Eje N°3 del sistema de Potencia. *Realización propia.*

Como se aprecia en la **Fig 17.25**, también aparecen las muescas ya usuales en este proyecto, destinadas a albergar tanto fuerzas como restricciones de pasador para el análisis de tensión. En esta ocasión el eje está sometido a las fuerzas que produce el engranaje perteneciente al sistema de potencia formado por el mismo y el tornillo sin fin, además de las fuerzas que realizan los sistemas de cadenas metálicas sobre el eje. Las fuerzas son obtenidas a través de los módulos correspondientes tanto para el engranaje (**Fig 17.14**), como para las cadenas metálicas (**Fig 16.9**). Sabiendo que estas últimas, las fuerzas que aparecen en el módulo es la fuerza de tensión que provoca la cadena, esta fuerza es doble ya que se lleva a cabo tanto en el ramal superior como en el ramal inferior del sistema de cadenas metálicas. Por lo tanto, la fuerza que aparece es la suma de la fuerza del ramal superior más la fuerza del ramal inferior.

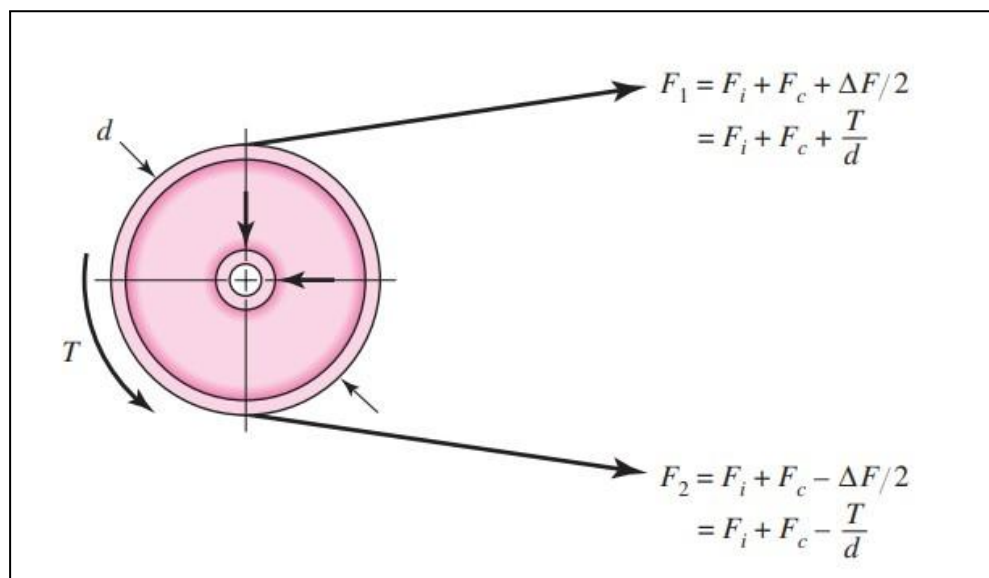


Fig 17.26: Fuerzas desarrolladas sobre cadenas metálicas. [45].

Se ve en la **Fig 17.26**. Como la fuerza de tensión que provoca la cadena sobre el eje que sustenta al disco, es mayor en el ramal de arriba que en el ramal de abajo. Sin embargo esto es debido al torque que provoca el movimiento, si este no existiría y por ende en sistema no se moviera, lo que es un estado estático tal y como el fabricante SKF explica que se deben ejecutar este tipo de análisis, ambas fuerzas serían iguales. Siendo por tanto aplicadas su suma sobre el eje que sustenta al disco. Esta situación será la que se tomará para poder ejecutar el análisis en Autodesk Inventor.

A cada lado del eje existen dos sistemas de transmisión de potencia mediante una cadena metálica, pero cada uno de ellos dirige la potencia a un extremo del robot, por lo que las fuerzas no tendrán la misma dirección, ni el mismo sentido. (**Fig 16.13**). Los valores para las fuerzas que se generan en el apoyo del disco se obtienen a partir del módulo proporcionado por Inventor (18550,67 N) y el ángulo que se da la posición de los discos.

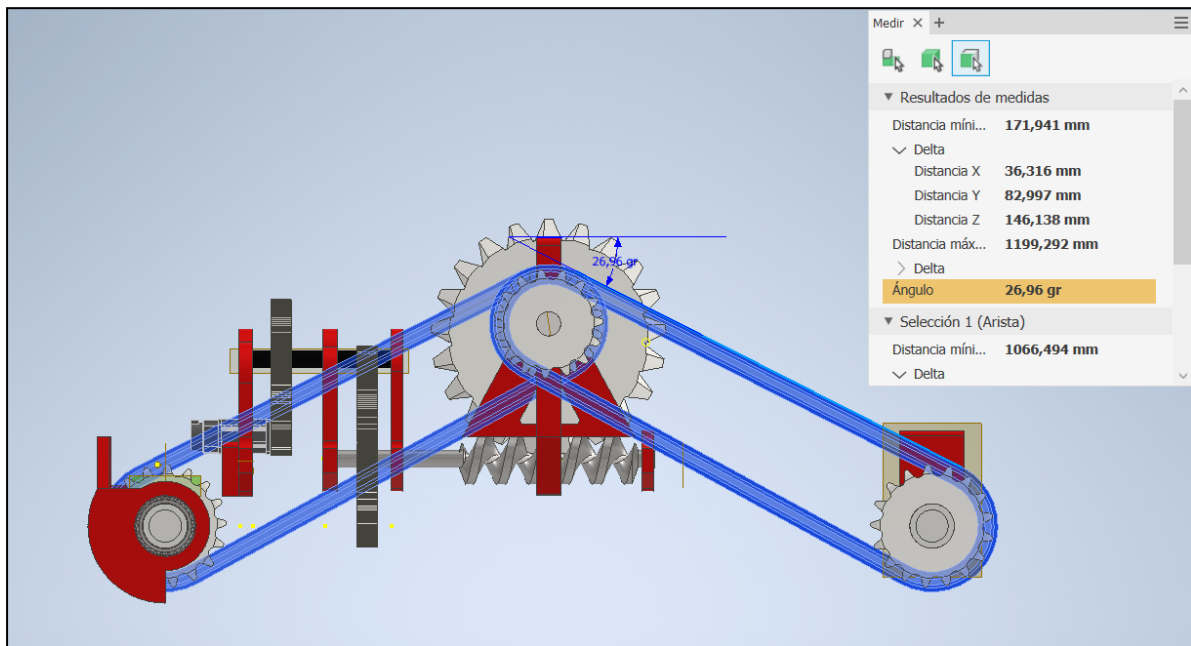


Fig 17.27: Ángulo formado entre la cadena metálica y la horizontal. *Realización propia.*

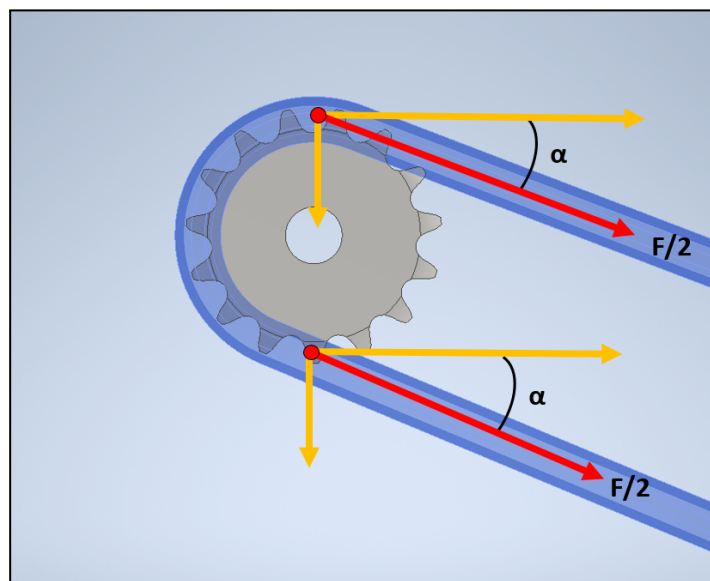


Fig 17.28: Componentes de las fuerzas que se desarrollan en la cadena metálica. *Realización propia.*

Por lo tanto tal y como se observa en la **Fig 17.27**, las componentes en el eje X de la fuerza se suman y las del eje Y también, teniendo estas últimas sentido negativo.

$$|F_{x-Apoyo}| = \left(\frac{F}{2} + \frac{F}{2}\right) * \cos(\alpha) = \left(\frac{18550,67}{2} + \frac{18550,67}{2}\right) * \cos(26.06) = 16664,71 = 16,66 \text{ kN}$$

$$|F_{y-Apoyo}| = \left(\frac{F}{2} + \frac{F}{2}\right) * \sin(\alpha) = \left(\frac{18550,67}{2} + \frac{18550,67}{2}\right) * \sin(26.06) = 8149,53 = 8,15 \text{ kN}$$

Se han colocado con su módulo, ya que en el análisis se definirán con las reacciones en el eje. Posteriormente las fuerzas que provoca el engranaje sobre el eje, serán las propias ya vistas en los otros casos con engranajes rectos, es decir las componentes radial y tangencial, pero a su vez no hay que olvidar que en el sistema de potencia correspondiente engranaje-tornillo sin fin se desarrollan fuerzas axiales también. En definitiva son las mismas fuerzas expuestas en el análisis del tornillo sin fin, pero esta vez con sentidos opuestos consecuencia de la acción-reacción.

Para esta ocasión se colocarán todos los rodamientos tipo axiales, de rodillos cónicos. La situación de análisis es la siguiente:

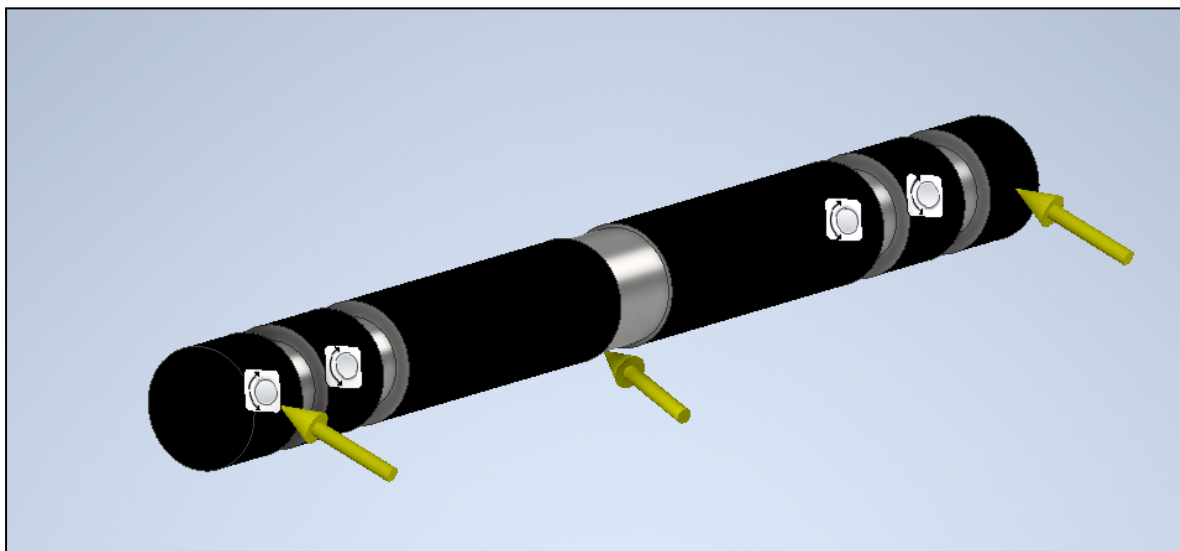


Fig 17.29: Situación de análisis para el tercer eje del sistema de potencia. *Realización propia.*

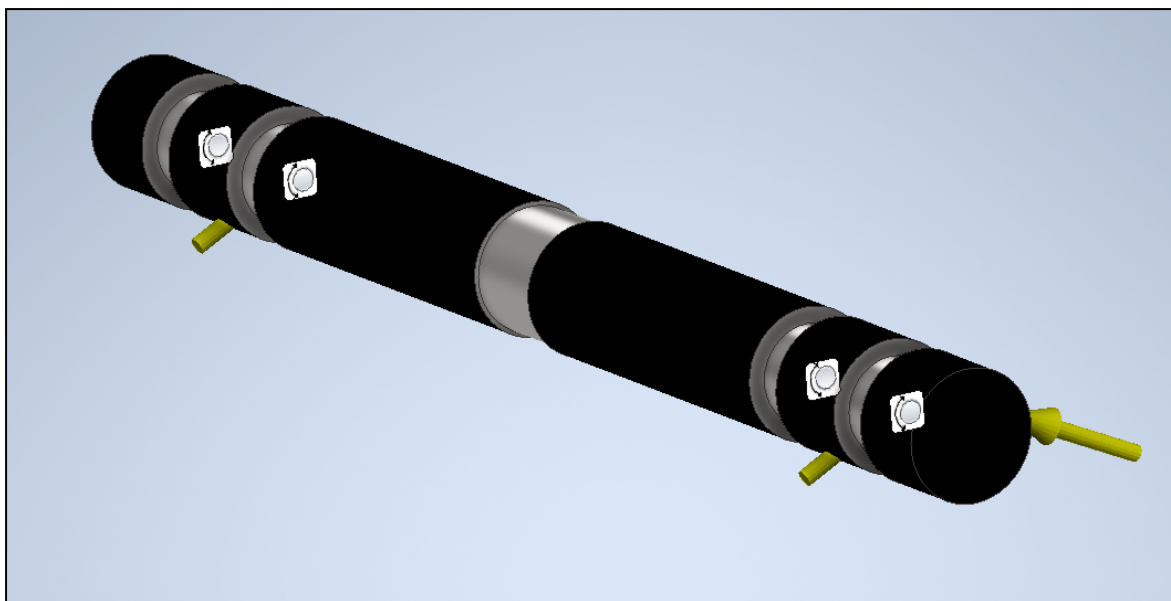


Fig 17.30: Situación de análisis para el tercer eje del sistema de potencia, otro perfil. *Realización propia.*

Donde los resultados del análisis que se obtienen son:

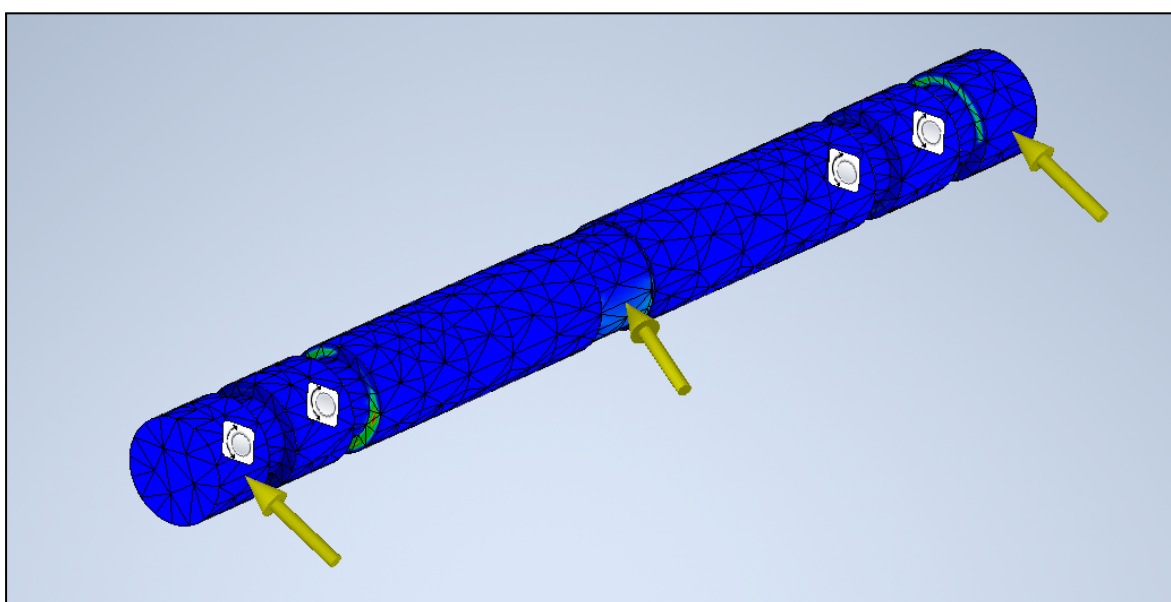


Fig 17.31: Resultado del análisis de tensión sobre el tercer eje del sistema de transmisión de potencia. *Realización propia.*

☐ **Fuerza y pares de reacción en restricciones**

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción de pasador:1	14781,9 N	8325,62 N	929,144 N m	271,084 N m
		-12214,2 N		888,72 N m
		27,3978 N		0 N m
Restricción de pasador:2	7287,02 N	-3478,06 N	920,589 N m	-216,579 N m
		-6087,1 N		-894,75 N m
		1987,68 N		0 N m
Restricción de pasador:3	7242,12 N	-3463,97 N	918,175 N m	216,177 N m
		-6078,44 N		892,364 N m
		1871,3 N		-0,767762 N m
Restricción de pasador:4	14779,1 N	8308,86 N	929,93 N m	-271,108 N m
		-12222,2 N		-889,534 N m
		54,8787 N		0,678126 N m

Fig 17.32: Reacciones de los apoyos para el tercer eje. *Realización propia.*

☐ **Resumen de resultados**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	4348940 mm ³	
Masa	34,1392 kg	
Tensión de Von Mises	0,115092 MPa	48,5923 MPa
Primera tensión principal	-10,1929 MPa	66,0178 MPa
Tercera tensión principal	-48,634 MPa	13,6047 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0346487 mm
Coefficiente de seguridad	7,20279 su	15 su
Tensión XX	-12,9038 MPa	19,0459 MPa
Tensión XY	-8,57903 MPa	9,17455 MPa
Tensión XZ	-14,8457 MPa	14,309 MPa
Tensión YY	-16,1467 MPa	22,346 MPa
Tensión YZ	-12,3838 MPa	11,4055 MPa
Tensión ZZ	-44,1047 MPa	60,6963 MPa
Desplazamiento X	-0,0320253 mm	0,000923503 mm
Desplazamiento Y	-0,00010731 mm	0,0136002 mm
Desplazamiento Z	-0,00636056 mm	0,0057516 mm
Deformación equivalente	0,00000050331 su	0,000232104 su
Primera deformación principal	0,000000468296 su	0,000277787 su
Tercera deformación principal	-0,000209659 su	-0,0000000284776 su
Deformación XX	-0,0000757036 su	0,0000807212 su
Deformación XY	-0,0000553348 su	0,0000591758 su
Deformación XZ	-0,0000957545 su	0,0000922927 su
Deformación YY	-0,0000668914 su	0,0000726855 su
Deformación YZ	-0,0000798755 su	0,0000735656 su
Deformación ZZ	-0,000181477 su	0,000243463 su

Fig 17.33: Resultados del análisis de tensión. *Realización propia.*

El material empleado para el eje es el siguiente:

Material(es)		
Nombre	Acero, carbono	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	420 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	77,5194 GPa
Nombre(s) de pieza	EjeEngranajeTornillo-AnalisisEstático.ipt	

Fig 17.34: Material empleado para el tercer eje. *Realización propia.*

Se aprecia en la **Fig 17.32** como el coeficiente de seguridad está por encima de **7,20** el eje es válido con el material Acero, carbono.

Una vez que se han obtenido las fuerzas en los apoyos del eje se puede continuar con la selección de los rodamientos. De nuevo para la selección de rodamientos únicamente se pone el foco en las fuerzas de reacción y no en los momentos. Como se ha comentado anteriormente en este caso todos serán rodamientos axiales, por lo que únicamente se seleccionará uno a través de las reacciones más desfavorables, sin embargo se la casualidad de que hay apoyos que la componente axial es mucho mayor en unos casos que en otros, por lo tanto se estudian los dos casos más desfavorables para asegurar la buena selección. Los casos más desfavorables según **Fig 17.31**, son la restricción de pasador 1 y 2. Por último recalcar que para este eje la velocidad de giro esta vez si son menores a 10 rpm. Se muestran los resultados de la selección:

$$F_R = 14,8 * 1,2 = 17,76 \text{ kN}$$

$$F_A = 0,027 * 1,2 = 0,032 \text{ kN}$$

$$F_R = 7,3 * 1,2 = 8,76 \text{ kN}$$

$$F_A = 2 * 1,2 = 2.4 \text{ kN}$$

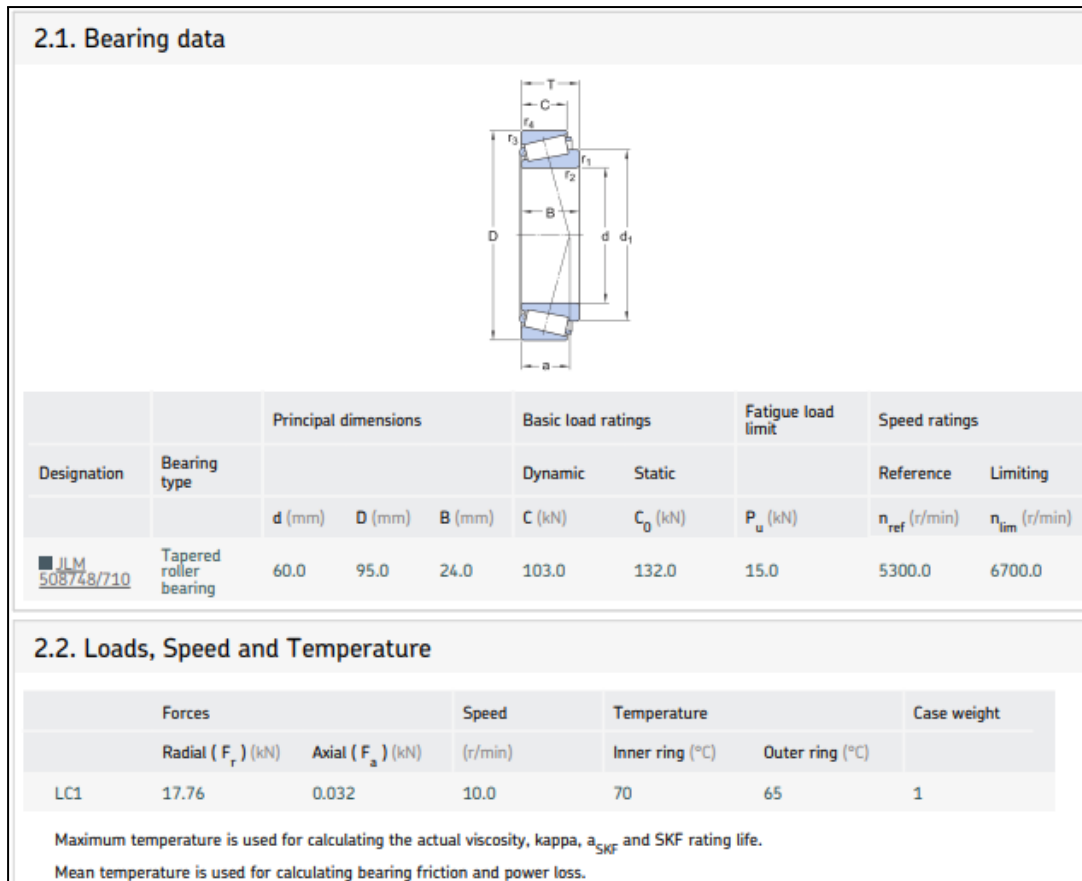


Fig 17.35: Rodamiento de cilindros cónicos seleccionado para las condiciones del pasador 1. **Realización propia.**

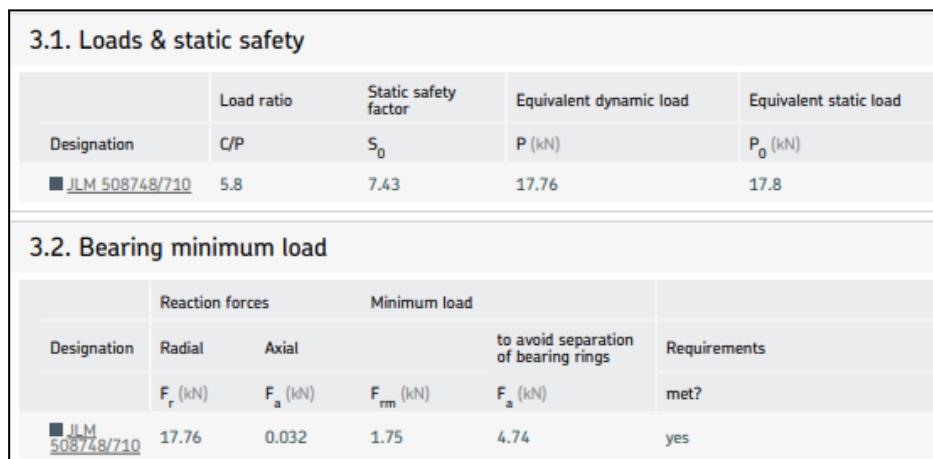


Fig 17.36: Resultados de la selección de rodamiento axial para las condiciones del pasador 1. **Realización propia.**

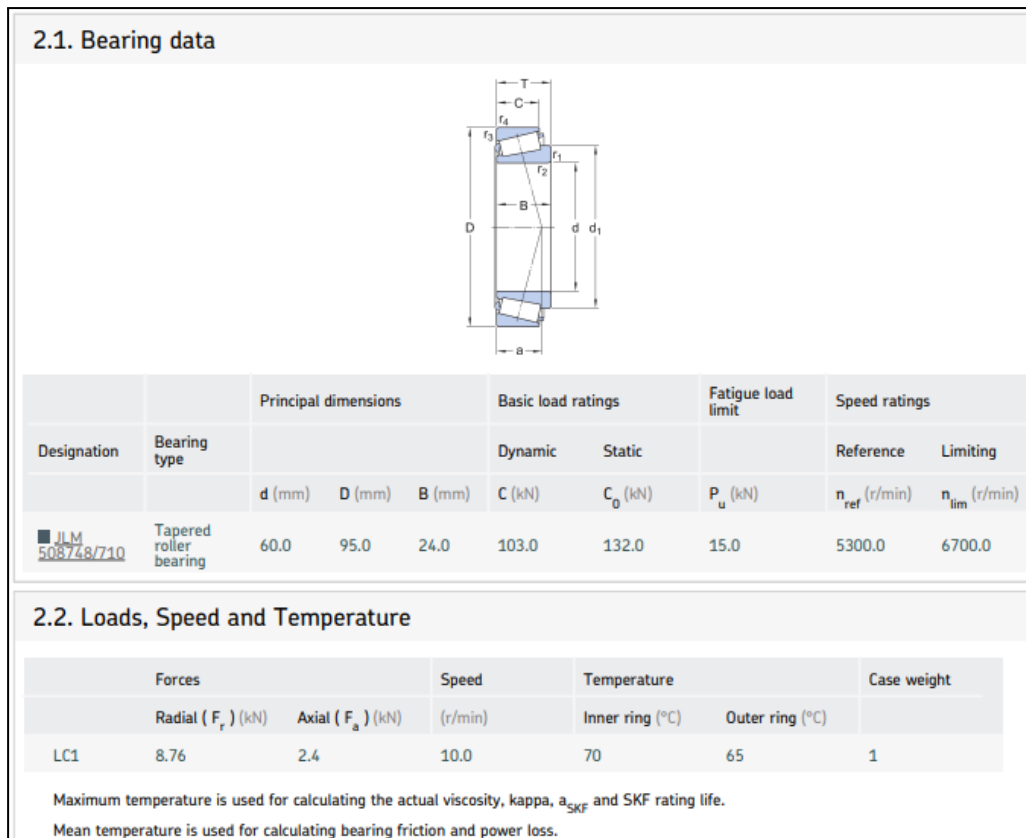


Fig 17.37: Rodamiento de cilindros cónicos seleccionado para las condiciones del pasador 2. **Realización propia.**



Fig 17.38: Resultados de la selección de rodamiento axial para las condiciones del pasador 2. **Realización propia.**

El rodamiento seleccionado se llama **JLM 508748/710** . En ambas situaciones el cociente estático C/P es mayor a 2 a segundo que la selección es correcta.

Para concluir este apartado es necesario también el diseño y el cálculo del último eje de todo el sistema de potencia. Este último eje es el que transmite el par ya que en última instancia las manivelas (Z2) de dos mecanismos Jansen.

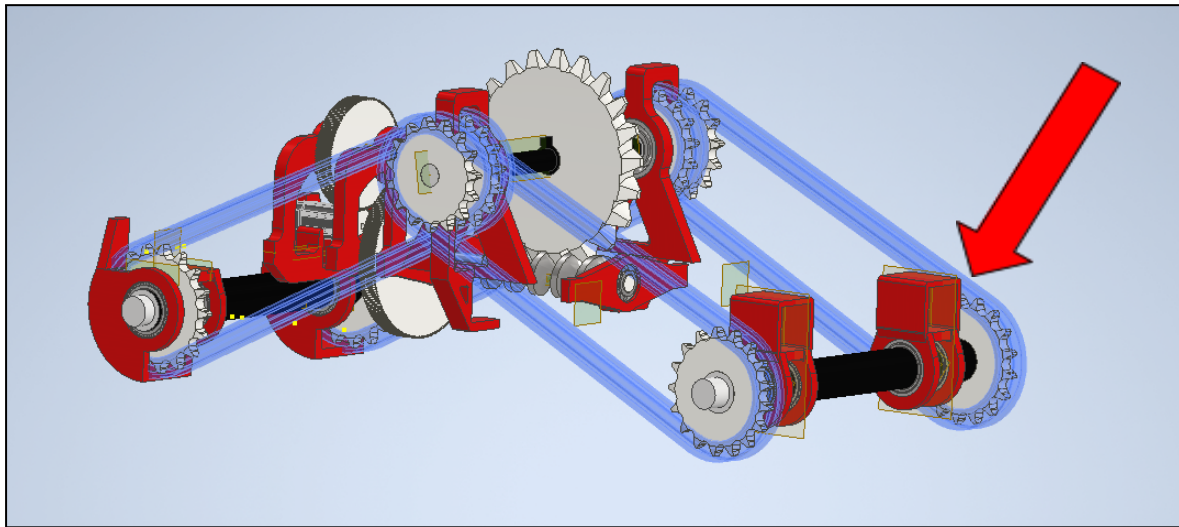


Fig 17.39: Eje número 4 del sistema de transmisión de potencia. *Realización propia.*

Como en el diseño de la cadena metálica se hizo el segundo disco ligeramente mayor se obtiene un ángulo distinto, por lo que:

$$|F_{x-Apoyo}| = \left(\frac{F}{2} + \frac{F}{2} \right) * \cos(\alpha) = \left(\frac{18550,67}{2} + \frac{18550,67}{2} \right) * \cos(26.06) = 16664,71 = 16,66 \text{ kN}$$

$$|F_{y-Apoyo}| = \left(\frac{F}{2} + \frac{F}{2} \right) * \sin(\alpha) = \left(\frac{18550,67}{2} + \frac{18550,67}{2} \right) * \sin(26.06) = 8149,53 = 8,15 \text{ kN}$$

Destacar también que en esta ocasión se emplearán rodamientos de bolas ya que no existen en esta ocasión fuerzas axiales que comprometan al eje. Los resultados del análisis son los siguientes:

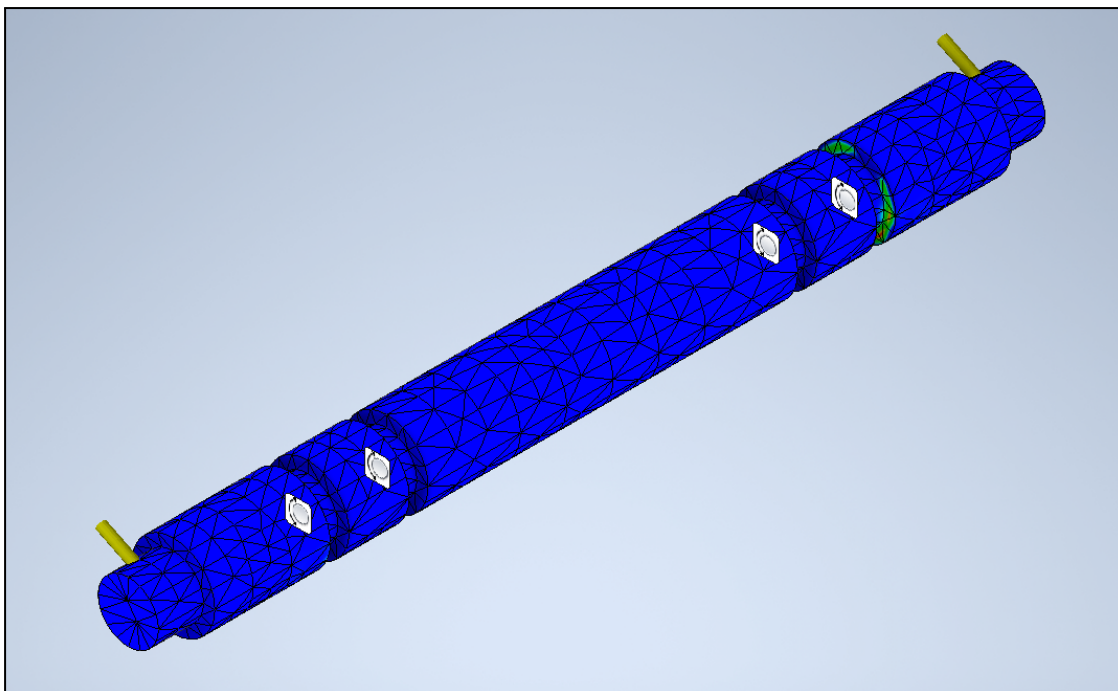


Fig 17.40: Análisis de tensión para el cuarto eje del sistema de transmisión de potencia. **Realización propia.**

Material(es)		
Nombre	Acero, carbono	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	420 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	77,5194 GPa
Nombre(s) de pieza	EjeSoporteJansenTrasero_ParteTrasera_REAL_AnálisiTension.ipt	

Fig 17.41: Características físicas del material utilizado. **Realización propia.**

☐ **Fuerza y pares de reacción en restricciones**

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción de pasador:1	19162,2 N	-17208,2 N	3573,97 N m	-1569,44 N m
		8430,1 N		-3210,94 N m
		0 N		0 N m
Restricción de pasador:2	616,022 N	548,192 N	3,76381 N m	1,712 N m
		-281,015 N		3,35067 N m
		0 N		0,0909291 N m
Restricción de pasador:3	614,672 N	542,242 N	3,7224 N m	-1,7244 N m
		-289,474 N		-3,29749 N m
		0 N		0,0961128 N m
Restricción de pasador:4	19159,7 N	-17199,5 N	3573,66 N m	1568,44 N m
		8442,38 N		3211,08 N m
		0 N		0 N m

Fig 17.42: Reacciones en los apoyos para el cuarto eje del sistema de potencia. *Realización propia.*

☐ **Resumen de resultados**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	10215700 mm ³	
Masa	80,1936 kg	
Tensión de Von Mises	0,000362162 MPa	73,2298 MPa
Primera tensión principal	-22,9968 MPa	79,6319 MPa
Tercera tensión principal	-91,1022 MPa	22,1563 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0586949 mm
Coefficiente de seguridad	4,77947 su	15 su
Tensión XX	-27,6502 MPa	22,989 MPa
Tensión XY	-3,70458 MPa	4,3808 MPa
Tensión XZ	-29,2319 MPa	32,4466 MPa
Tensión YY	-28,634 MPa	24,5118 MPa
Tensión YZ	-24,3941 MPa	24,9678 MPa
Tensión ZZ	-74,495 MPa	65,1219 MPa
Desplazamiento X	-0,000287281 mm	0,0516068 mm
Desplazamiento Y	-0,0252994 mm	0,000213429 mm
Desplazamiento Z	-0,0154837 mm	0,0154414 mm
Deformación equivalente	0,0000000159478 su	0,000340464 su
Primera deformación principal	-0,0000012533 su	0,000354554 su
Tercera deformación principal	-0,000397979 su	-0,0000000100841 su
Deformación XX	-0,0000507361 su	0,0000503092 su
Deformación XY	-0,0000238945 su	0,0000282562 su
Deformación XZ	-0,000188546 su	0,000209281 su
Deformación YY	-0,0000383468 su	0,0000335777 su
Deformación YZ	-0,000157342 su	0,000161042 su
Deformación ZZ	-0,000290863 su	0,000260965 su

Fig 17.43: Resumen del análisis de tensión para el cuarto eje. *Realización propia.*

El análisis de este eje concluye con un coeficiente de seguridad de 4,78. Por lo tanto cumple con las fuerzas a las que es expuesto. El último paso es realizar la selección de los rodamientos que se colocarán en este último eje. Las fuerzas máximas se producen también en la restricción de pasador 2. Recordar también que como se observa en la Fig 17.41, no aparecen fuerzas axiales por lo tanto se puede trabajar con rodamientos de bolas. A su vez este eje posee una velocidad menor a 10 rpm. Aclarado todo ello se procede a la selección del rodamiento de bolas.

$$F = 616,022 * 1,2 = 739,23 N$$

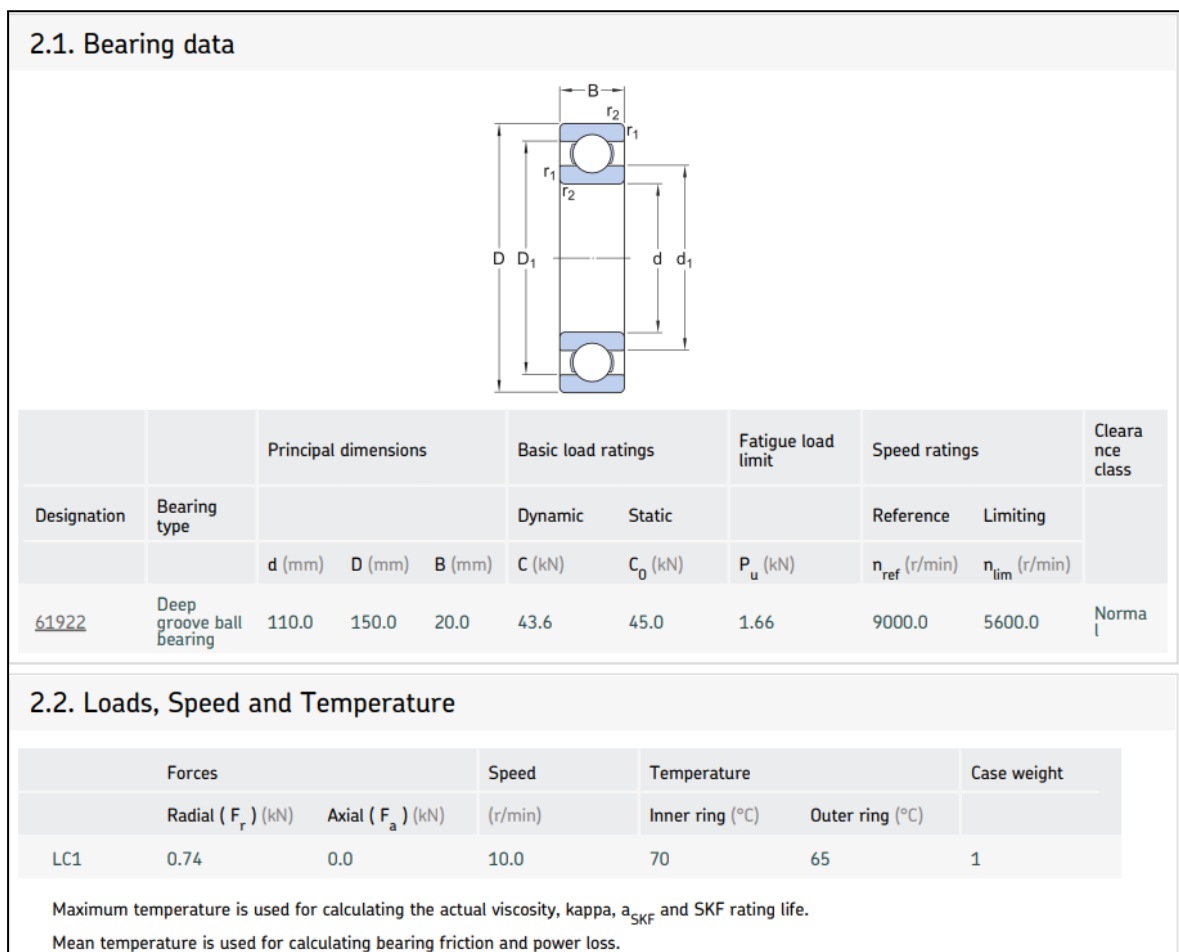


Fig 17.44: Características del rodamiento escogido. *Realización propia.*

3.1. Loads & static safety				
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
Designation	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
<u>61922</u>	58.92	> 20	0.74	0.74

3.2. Bearing minimum load				
	Reaction forces		Minimum load	
Designation	Radial	Axial		Requirements
	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	met?
<u>61922</u>	0.74	0.0	0.0145	yes

3.3. Lubrication conditions				
	Operating viscosity			Viscosity ratio
Designation	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	ν (mm ² /s)	ν_1 (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	κ
<u>61922</u>	28.0	559	> 1000	0.05

Fig 17.45: Resumen del rodamiento escogido para la situación del eje número cuatro. **Realización propia.**

El coeficiente C/P es mayor de 2 por lo tanto la selección es válida. Únicamente volver a mencionar que están sobredimensionados, porque el factor restrictivo en estos casos son las dimensiones de los ejes. Recordar que estos rodamientos que han sido seleccionados deben ir ajustados en los ejes previamente mencionados.

Para terminar se expone una tabla resumen con los rodamientos escogido para cada eje:

Ejes	Tipos de Rodamiento		
	Rodamiento de Bolas	Rodamiento de rodillos cónicos	Cantidad
Nº1 (Engranaje recto 1 - Engranaje recto 2)	63009-2RS	-	3 Ud
Nº2 (Engranaje recto 2 - Engranaje-Tornillo sin fin)	2309 E-2RS1TN9	31309	Rod. Bolas (1Ud) Rod.Rodillos Cónicos (2Ud)
Nº3 (Tornillo sin fin - cadena metálica)	-	JLM 508748/710	4 Ud
Nº4 (Cadena metálica - Manivelas)	61922	-	4 Ud

Tabla 17.1: Resumen del tipo de rodamiento escogido en cada situación. *Realización propia*

Se muestra el resultado de la unión del sistema de potencia más 4 patas tipo Jansen:

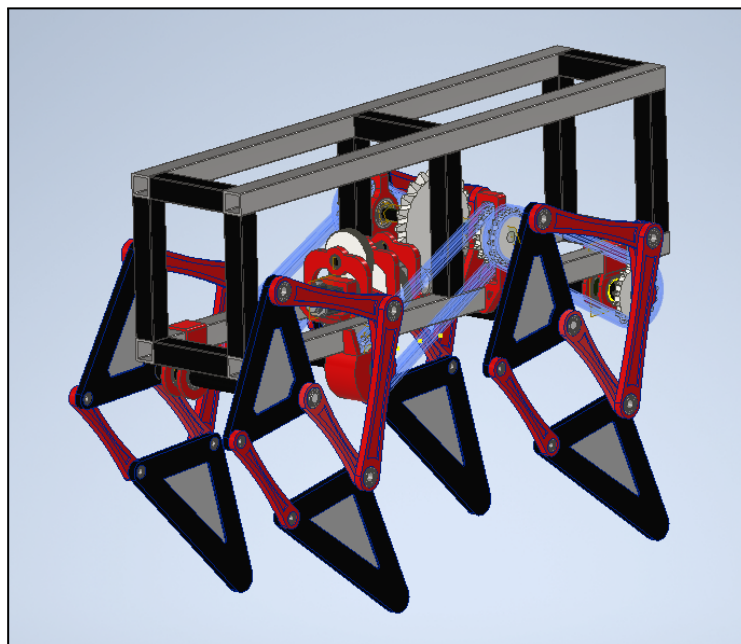


Fig 17.46: Módulo de 4 patas tipo Jansen. *Realización propia.*

18. Diseño y cálculo de la celosía tipo Warren.

Es necesaria la unión entre ambos módulos que poseen cuatro Walkers tipo Jansen. Los motivos son:

- En dicha unión es donde se albergará el propio sistema que ejecutará la limpieza de los paneles fotovoltaicos.
- La unión entre módulos es necesaria para poder tener mejor estabilidad y mejor sintonía entre el paso de ambos módulos.
- La unión también sirve como elemento comunicador, ya que sobre ella se pueden colocar cables y tuberías de agua y/o aire para el sistema de limpieza.

Es por ello que es necesario una estructura que enlace los dos módulos. La elección que se ha tomado es ejecutar una celosía entre los módulos, la razón por la cual se ha tomado esta decisión es porque es una estructura que puede soportar sin problemas las cargas que se desarrollan en el Robot, además de ser fácilmente diseñada, calculada y construida. Concretamente se ha apostado por una celosía tipo Warren.

Para poder llevar a cabo dicha estructura es necesario conocer qué esfuerzos va a tener que soportar. Como se ha comentado, principalmente esta estructura debe soportar el sistema de limpieza de paneles fotovoltaicos. Este estará formado por 4 husillos que permitirán el ascenso y el descenso de los sistemas de limpieza. A su vez estos husillos están conectados a una barra transversal tipo tubo cuadrado la cual albergará los sistemas finales de limpieza. Por último los sistemas de limpieza estarán formados por cirulos rotativos con cepillos los cuales giran gracias a la presión del agua.

Por lo tanto, la celosía tipo Warren debe soportar todas estas cargas, además de una mayoración apropiada. Esta mayoración es consecuencia de que se está en un momento del diseño en el cual no se conocen todas las cargas. A su vez la posible incidencia del viento sobre la celosía no se tendrá en cuenta, debido a la propia geometría de la celosía en la cual el viento no puede incidir de forma severa, y por otro lado, tampoco se tendrá en cuenta la posible acumulación de nieve, ya que robot no está pensado para trabajar en ese tipo de circunstancias.

Destacar que se utilizarán dos celosías tipo Warren unidas entre sí por barras transversales tanto superiores como inferiores. En estas barras inferiores, concretamente en dos de ellas, es donde se introducirán las cargas mencionadas anteriormente.

Después ambas celosías estarán sustentadas por dos empotramientos en cada extremo, estos empotramientos son posibles gracias a la utilización de soldadura entre las distintas partes que forman el Robot.

Antes de mostrar las cargas que se deben soportar, se menciona el hecho de que se emplearán tubos cuadrados para la ejecución de esta estructura, ya que son preferibles a los redondos en cuanto a método constructivo.

Cargas que debe soportar la celosía:

Como se ha mencionado se emplearán tubos cuadrados, concretamente se utilizarán tubos cuadrados de 12,5\120x120 mm. El peso de la propia estructura se puede obtener a partir de Autodesk Inventor. El peso de la celosía es de 466 kg. Las dimensiones de la estructura se pueden observar en el Anexo relativo a los planos. Simplemente mencionar de forma breve la longitud total, la cual es de 4424 mm. La razón por la cual esta dimensión es tan grande, es consecuencia de que cierta parte de esa longitud es ocupado por ambos módulos de 4 patas Jansen y el resto, y mayoritario es destinado al espacio necesario para que los paneles solares puedan ir sucediendo y ser limpiados. Se expone una imagen de la celosía diseñada.

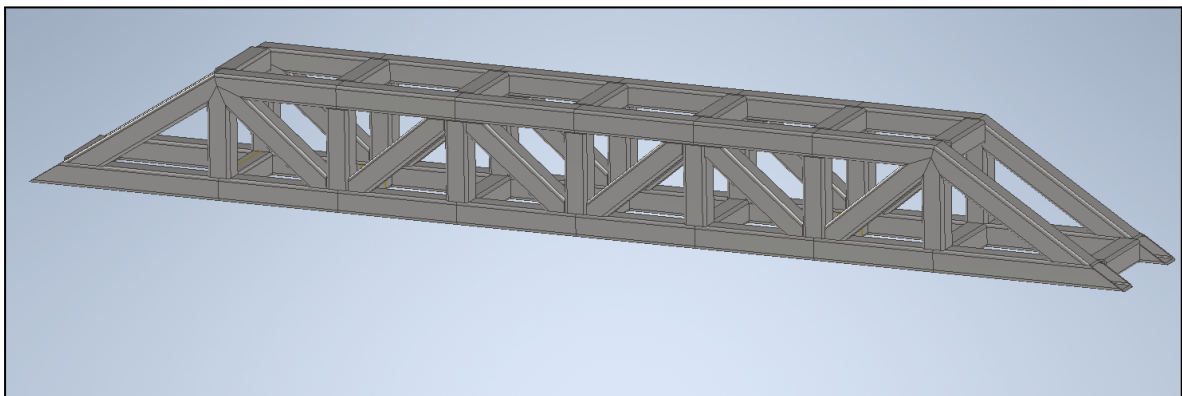


Fig 18.1: Celosía tipo Warren diseñada. *Realización propia.*

Después los husillos que se utilizarán para subir y bajar el sistema de limpieza, tendrán una longitud de 2 m, consecuencia de las exigencias constructivas para la limpieza de paneles solares. El husillo elegido es un husillo de bolas con diámetro exterior de 20 mm, ya que aportan mucha precisión por la configuración y movimiento con bolas. Para hallar el peso se utilizan los datos del fabricante [50].

$$1,94 \frac{kg}{m} * 2 m = 3,88 kg \text{ cada husillo} * 4 Ud = 15,52 kg$$

Después se utilizará un tubo rectangular transversal que colgará de los husillos para albergar los sistemas de limpieza. Este tubo tiene unas dimensiones de 6\50x50 mm y una longitud de 2100 mm. Esta longitud es consecuencia de que tal y como se explicó al principio del documento se está diseñando en función de la limpieza de paneles solares con una inclinación de 15°. El peso de este tubo rectangular es de 13,64 kg. Está seleccionado con un acero S275.

Posteriormente los limpiadores que se utilizarán serán elementos rotativos que giran a través de la presión del agua y/o aire. Son cepillos circulares de 400 mm de diámetro, del fabricante Karcher [51]. Se expone una imagen a continuación:



Fig 18.2: Limpiador circular de paneles solares. [51]

El peso de cada limpiador es de 2,6 kg. Para abarcar los 2000 mm de la viga destinados a la limpieza se necesitan 5 limpiadores circulares. Por lo tanto el peso total es de 13 kg.

Se utilizarán también 4 motores, concretamente unos motores DC de 12 V. A su vez contarán con una reductora la cual producirá mayor par y menores revoluciones. La potencia de estos motores es de 35W y una velocidad de 5 rpm. La velocidad tan reducida es debido a que se quiere un control preciso para que se ajuste adecuadamente a los paneles solares. Cada motor de estos tiene un peso de 550 g. Lo cual hace que si se utilizan 4 motores sea una carga total de 2,2 kg. El motor seleccionado es de la marca Hililand y el modelo es **B07GJMH59V**.

Una vez definidas las cargas que debe sustentar la celosía tipo Warren, se debe mencionar que el peso propio de la celosía es una carga distribuida que el propio Autodesk Inventor ya contempla como tal en el análisis estático. Sin embargo el sumatorio de las cargas estimadas se sustentará en la celosía por dos puntos, siendo por tanto cargas puntuales. El sumatorio de cargas es:

$$F_{celosia} = 15,52 + 13,64 + 13 + 2,2 = 44,36 \text{ kg} * 9,8 \text{ N} = 434,73 \text{ N}$$

Como es una estimación inicial solo para el cálculo de la celosía y no tiene como objetivo conocer y definir en este documento el sistema de limpieza que se utilizará, tal y como se explicó en los objetivos, se aplicará un factor de mayoración de 3 para que la situación se más desfavorable y la celosía este sobredimensionada. De esta manera en trabajos posteriores cuando se defina de mejor forma el funcionamiento del sistema de limpieza se comprueba la misma celosía con las cargas nuevas. Esto se hace de esta forma porque la celosía si es un elemento ahora necesario para terminar con el diseño, aunque en trabajos posteriores se definirá de mejor manera. Por lo tanto, la carga final será:

$$F_{celosia} = 434,73 \text{ N} * 3 = 1304,2 \text{ N}$$

Donde dicha carga se debe dividir entre dos, debido a los dos apoyos que se estiman, por ende:

$$F_{apoyo} = 1304,2 \text{ N} / 2 = 652,1 \text{ N}$$

Conociendo las cargas se puede ejecutar el análisis. Se muestra el estado de análisis:

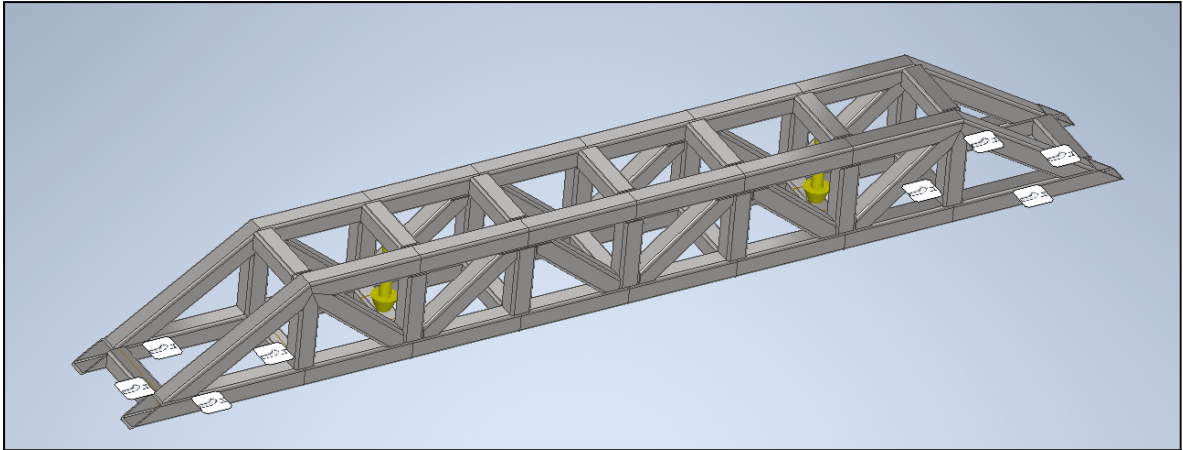


Fig 18.3: Estado de análisis de la celosía tipo Warren con las restricciones y las cargas mayoradas. *Realización propia.*

En la **Fig 18.3** se ve que las restricciones se posicionan en cada extremo de la celosía y las cargas puntuales en dos vigas transversales. Observar que la distancia entre las dos cargas aplicadas es la distancia útil que se tendrá para la limpieza de los paneles solares. El resultado del análisis estático es el siguiente:

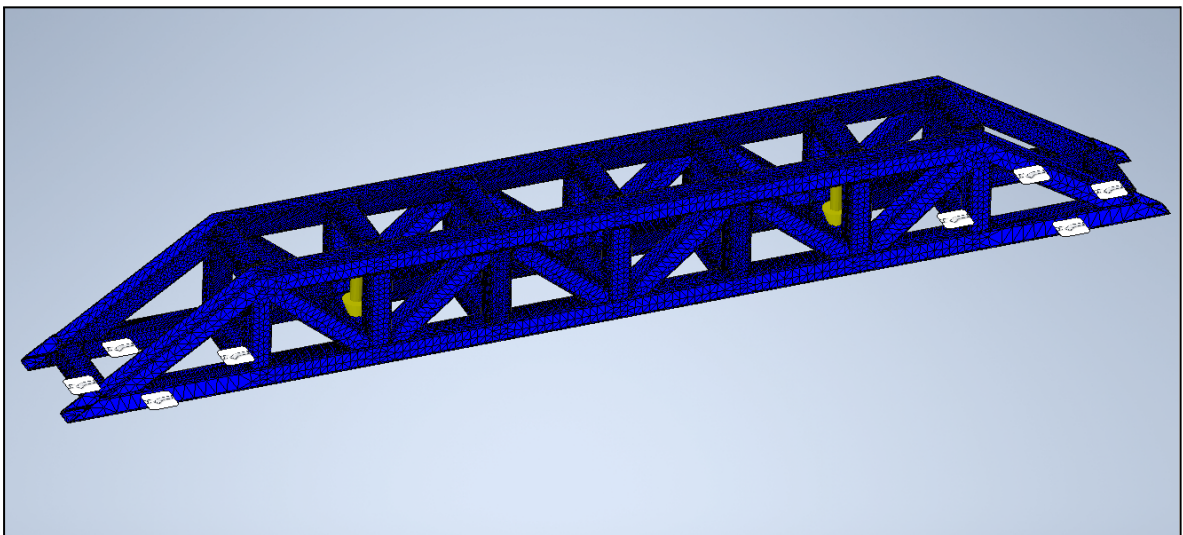


Fig 18.4: Resultado del análisis de tensión. *Realización propia.*

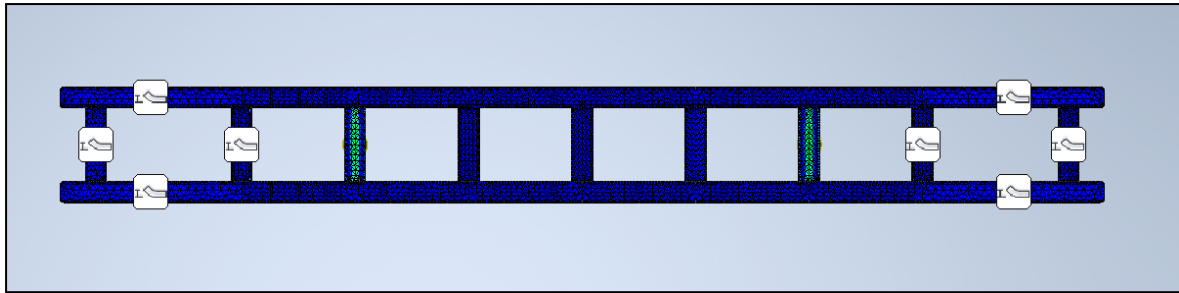


Fig 18.5: Resultado del análisis de tensión, desde la parte de abajo de la celosía. *Realización propia.*

Donde el resumen del análisis y reacciones en las restricciones son:

☐ **Fuerza y pares de reacción en restricciones**

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	747,979 N	366,432 N	324,533 N m	0 N m
		652,074 N		0 N m
		0 N		324,533 N m
Restricción fija:2	748,11 N	-366,44 N	324,737 N m	0 N m
		652,22 N		0 N m
		0 N		-324,737 N m

Fig 18.6: Reacciones que se desarrollan en las restricciones de la celosía. *Realización propia.*

☐ **Resumen de resultados**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	60205300 mm ³	
Masa	472,612 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000161756 MPa	3,66077 MPa
Primera tensión principal	-0,566168 MPa	3,61898 MPa
Tercera tensión principal	-3,19666 MPa	0,539784 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00598534 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-2,26427 MPa	2,73625 MPa
Tensión XY	-1,4626 MPa	1,47868 MPa
Tensión XZ	-0,628477 MPa	0,663472 MPa
Tensión YY	-2,49362 MPa	2,75677 MPa
Tensión YZ	-1,09089 MPa	0,918076 MPa
Tensión ZZ	-1,07912 MPa	1,17174 MPa
Desplazamiento X	-0,00122782 mm	0,0012282 mm
Desplazamiento Y	-0,00597569 mm	0,000136439 mm
Desplazamiento Z	-0,000888128 mm	0,000951748 mm
Deformación equivalente	0,00000000068165 su	0,00001436 su
Primera deformación principal	-0,00000167132 su	0,0000155633 su
Tercera deformación principal	-0,0000148947 su	0,00000148989 su
Deformación XX	-0,00000993454 su	0,0000109277 su
Deformación XY	-0,00000847643 su	0,0000085696 su
Deformación XZ	-0,00000364231 su	0,00000384512 su
Deformación YY	-0,0000112342 su	0,0000106657 su
Deformación YZ	-0,00000632222 su	0,00000532067 su
Deformación ZZ	-0,00000380394 su	0,00000693089 su
Presión de contacto	0 MPa	5,47346 MPa
Presión de contacto X	-4,13121 MPa	4,09885 MPa
Presión de contacto Y	-3,76718 MPa	3,66477 MPa
Presión de contacto Z	-3,85989 MPa	3,82342 MPa

Fig 18.7: Resumen de los resultados del análisis estáticos. *Realización propia.*

Como se observa en el resumen del análisis, **Fig18.7**, las cargas a pesar de estar mayoradas no comprometen a la estructura de la celosía, debido a los perfiles de los tubos empleados. Recordar que de nuevo es una estimación, debido a la necesidad de definir la estructura de la viga para completar el diseño.

En trabajos futuros se debe modificar esta por dos motivos; el primero es porque posiblemente las cargas sean mayores, ya que se puede albergar en ella diferentes elementos como por ejemplo un depósito de agua. O por otro lado, si se detecta que las cargas no comprometen a la estructura se puede disminuir el tamaño de los perfiles que la componen. De esta forma el robot llevará menos peso.

Definidos todos los elementos del robot se muestra el acabado final del mismo:

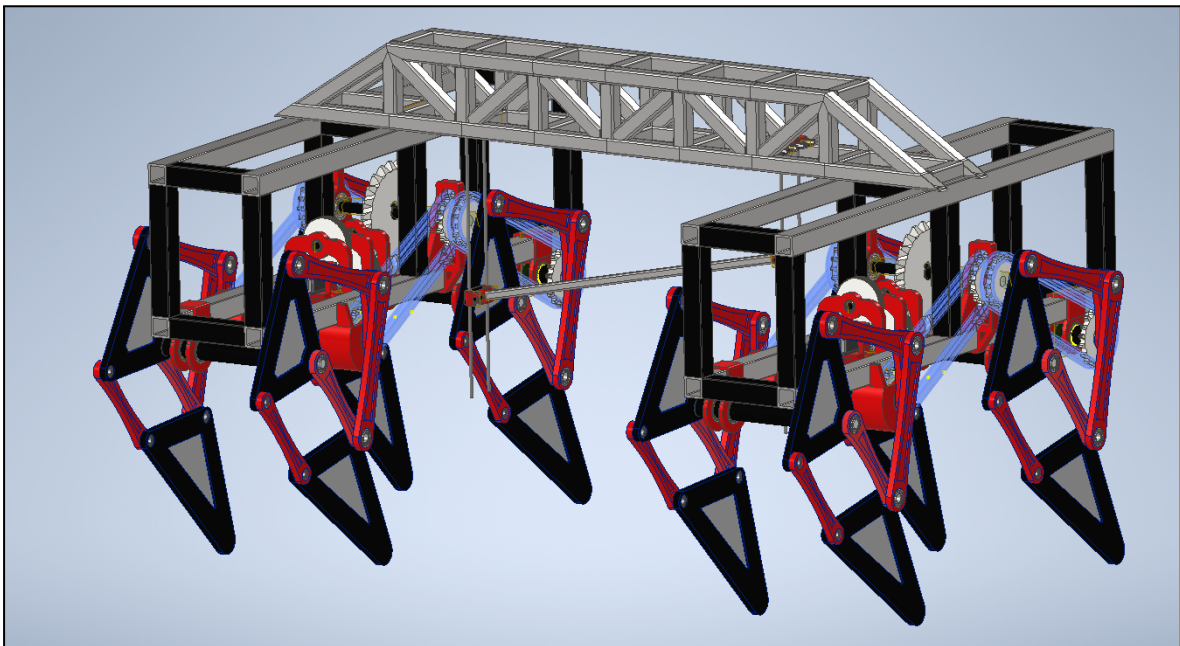


Fig 18.8: Robot limpiador autónomo bio-inspirado. *Realización propia.*

CAPÍTULO VII. FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO ESCALADO

19. Diseño y fabricación de un Prototipo escala 1:5

Este apartado se centrará en el diseño de un prototipo con escala 1:5, para después realizar su fabricación. El motivo principal por el que se ha escogido una escala 1:5 es debido a la magnitud que tiene el robot andador en escala 1:1. A su vez la mayor parte del trabajo se llevará a cabo con una impresora 3D, siendo esta la **Creality Ender 3**, la cual tiene un volumen de impresión (9) de 220x220x250 mm lo cual restringe la capacidad de ejecución de impresiones grandes teniendo en ocasiones que ejecutar ensamblajes de partes para llevar a la realidad una pieza.

Para la ejecución de este robot andador escalado se han tenido que llevar a cabo varios modelos para hacer que funcione. El último prototipo fabricado es el número 6 (Mark 6) es el que mejores resultados ha dado hasta el momento. Entre los fallos que se han solucionado modelo tras modelo, intento tras intento y por ende prototipo tras prototipo son los siguientes:

- En un primer momento se intentó que cada módulo del Robot con cuatro patas tuviera un único motor paso a paso. Pero esto no ha sido posible finalmente como consecuencia de varios hechos. El más reseñable es que para ejecutar este sistema de transmisión de potencia necesitas dos sistemas de engranaje-tornillo sin fin. Lo cual ejecutado con PLA en impresión 3D resulta ineficiente y no continua el movimiento de forma sencilla. Esto está ligado a que la presión entre engranaje y tornillo debe ser adecuada y a las tolerancias que se daban en los apoyos del eje mayor. Estas tolerancias eran excesivas, provocadas por el propio proceso de fabricación 3D. Desembocando en que el eje se doblara ligeramente. Para concluir, como únicamente, con este Prototipo se pretende comprobar el funcionamiento del movimiento del Andador, se tomó la iniciativa de incluir dos motores en cada módulo de cuatro patas.
- Unido a los cambios explicados anteriores se pasó de un prototipo inicial con dos barras largas de madera que hacían de bastidores, a un diseño con 4 barras de madera que formaban un cuadrado. De esta forma el ensamblaje es más robusto y capaz de ensamblar mejor las distintas partes del prototipo.
- Posteriormente el cuadrado que se utilizó como chasis se convirtió en un rectángulo, haciendo de esta manera que su estabilidad aumente.

- Los soportes donde se albergan los motores se rediseñaron varias veces, consecuencia de que mantengan un buen apriete, además de cambios en los propios motores. Ya que a estos se añadieron reductoras con las que se disminuye su velocidad a cambio de aumentar el par.
- Una gran diferencia entre Prototipos fue la intrusión de “*Cepos para ejes o Arandelas para ejes*”. Estos se colocan en los ejes de la patas Jansen e impiden que las barras que forman el mecanismo se salgan del propio eje. Además añaden robustez, ya que le impiden al eje que haya juego, a su vez se suavizan las vibraciones en las barras.
- Para terminar, en un principio tampoco se hicieron agujeros en los ejes que forman el sistema de potencia, pero tras varios intentos fallidos fueron la solución para una transmisión continua. Con ello se ensamblan los engranajes y acoples mucho mejor.

A modo de resumen el Prototipo los constituyen principalmente dos módulos andadores cada uno de ellos con 4 mecanismos tipos Jansen y la unión entre módulos.

Los módulos están compuestos por las cuatro barras de madera, rigidizadores impresos en 3D, soportes de los mecanismos sobre los cuales se introducen rodamientos para permitir el giro de las barras, soportes de los motores, engranajes rectos, barras de acero que forman los ejes y los propios mecanismos tipo Jansen. Se expone a continuación una imagen:

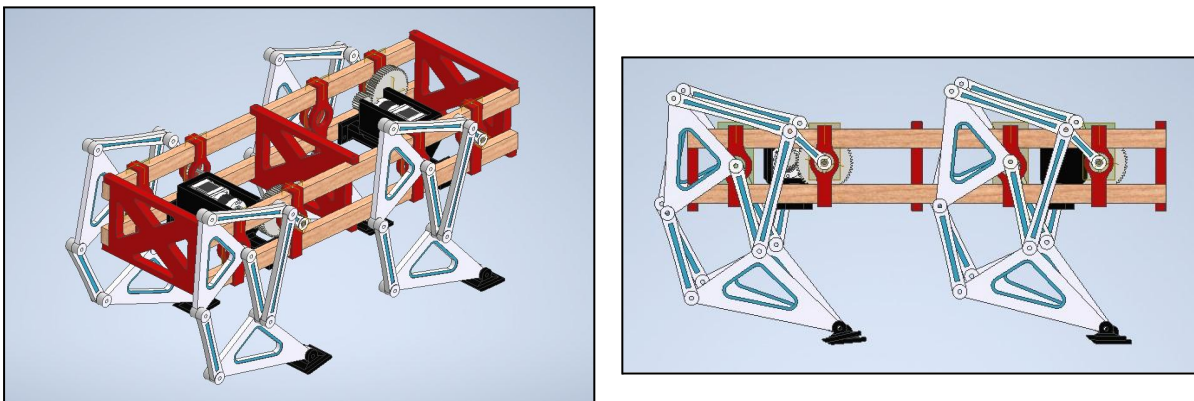


Fig 19.1: Módulo de 4 patas tipo Jansen para el prototipo Mark 6. **Realización Propia.**

Después la unión entre módulos está compuesta por varios elementos impresos en 3D que tienen como objetivo ser rigidizadores y enlazar los dos módulos, además de 2 barras de

madera las cuales son las que provocan la unión física entre los módulos. A continuación se muestra:

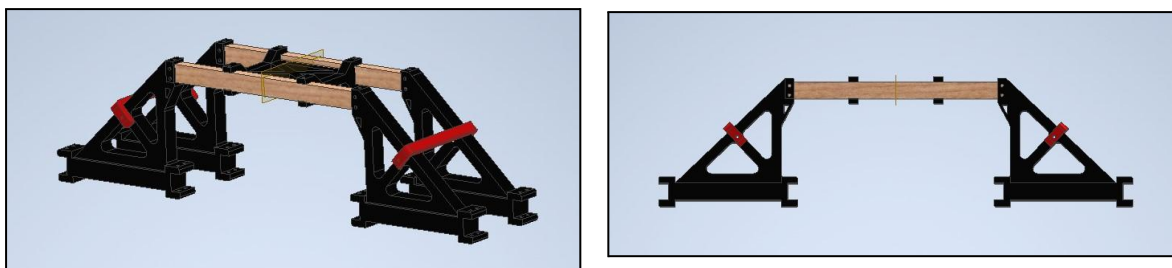


Fig 19.2: Unión entre módulos andadores para el Prototipo Mark 6. *Realización Propia.*

Para concluir se muestra el ensamblaje final del prototipo Mark 6:

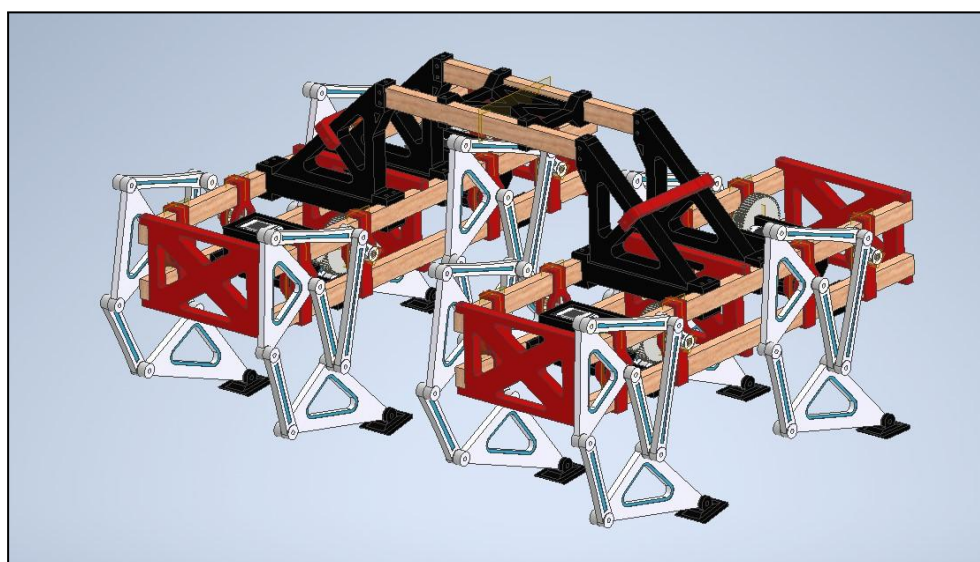
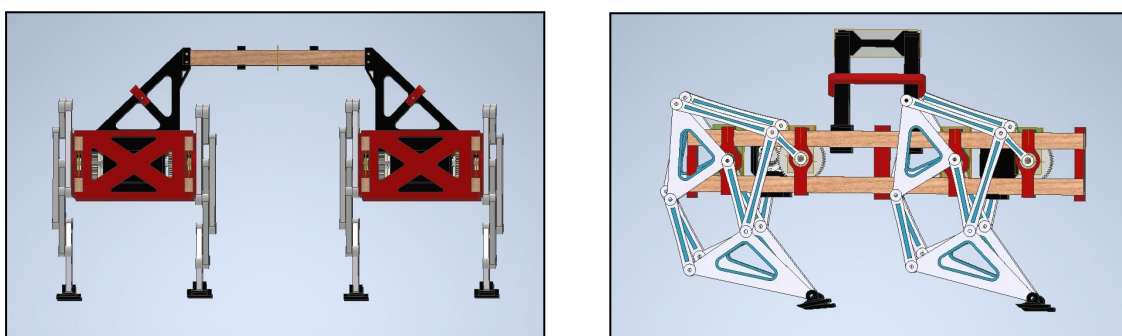


Fig 19.3: Ensamblaje Prototipo Mark 6. *Realización Propia.*

Se muestra una comparativa entre el robot andador escala 1:1 y el Prototipo Mark 6 con escala 1:5, de esta forma se podrán observar las diferencias:

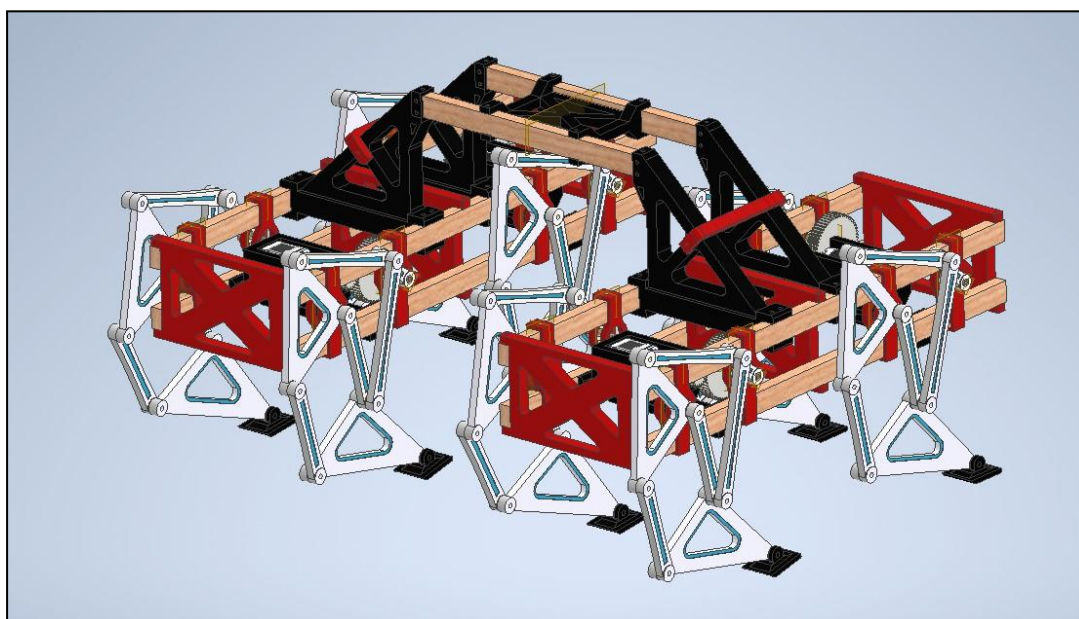
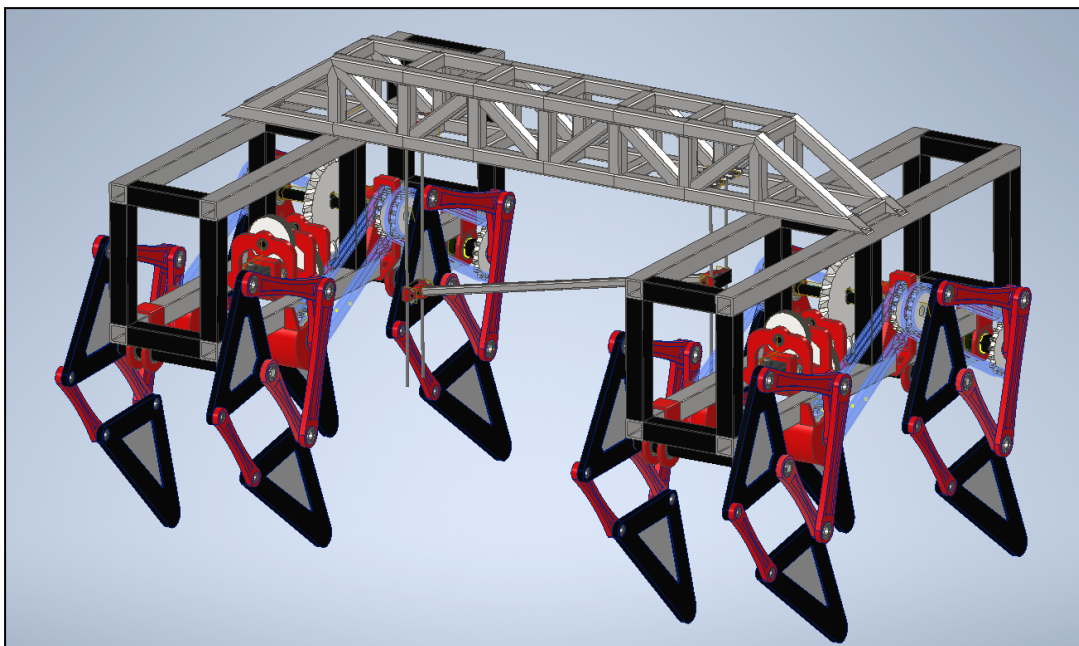


Fig 19.4: Comparativa entre robot escala 1:1 y escala 1:5. *Realización Propia.*

Para concluir se muestra el Prototipo Mark 6 fabricado.

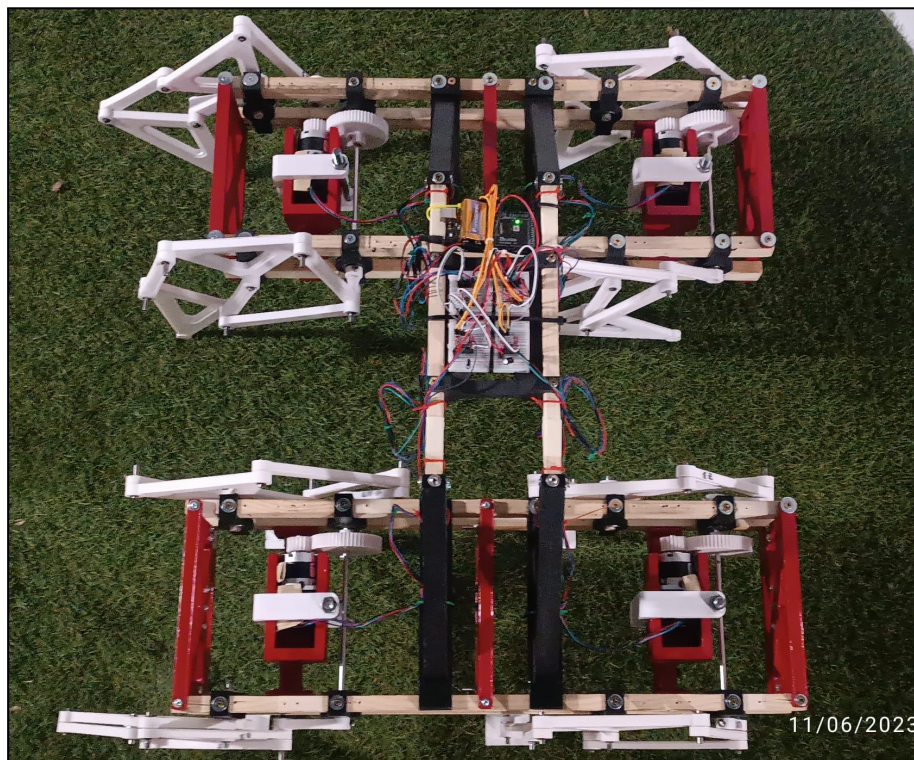
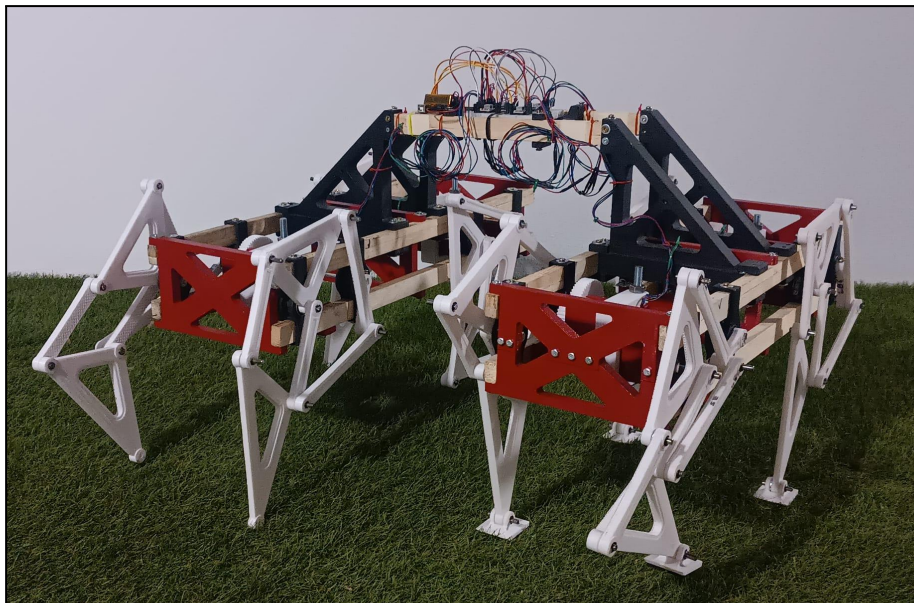


Fig 19.5: Prototipo Mark fabricado. *Realización Propia.*

En el siguiente apartado se explica y se muestra la electrónica empleada en el Prototipo Mark 6.

20. Electrónica del prototipo escalado

En este apartado se explica el equipo electrónico que se emplea en el prototipo. Como ya se ha comentado en apartados anteriores se van a utilizar 4 motores. Cada uno de ellos moverá a dos mecanismos Jansen. El motivo de utilizar 4 motores en vez de 2 como si se emplea en el robot con escala 1:1, es consecuencia de las restricciones de fabricación y por ende de la tolerancia en los métodos de fabricación por impresión 3D. Siendo realmente complejo llevar a cabo un sistema de potencia como el diseñado en el capítulo anterior.

Como con el prototipo únicamente se pretende demostrar que es posible el movimiento del robot, no influye para dicho objetivo que se utilicen 4 motores en vez de 2.

Los motores que se emplearán son motores paso a paso, concretamente un motor NEMA 17 (10) con unas reductoras MG10. Por lo tanto, con esa reductora se consigue mucho más par. Se eligió ese modelo junto con su reductora porque eran los motores más pequeños que consiguen mover el robot. Resumiendo se comienza con 4 motores **NEMA 17 con reductora MG10**. Los pines o cables de este motor son muy sencillos, siendo cada par de cables destinados a una de las dos bobinas que contiene. El funcionamiento eléctrico es simple; a través del control de la corriente que circula por las bobinas se atrae o se repele al rotor que posee, estando éste formado por imanes dispuestos con caras de polos positivos y polos negativos. Consiguiendo con la alternancia de entrada de corriente por las dos bobinas un movimiento circular en el eje. Necesita una corriente por fase de 1,58 A y una tensión de 12 V, además de poseer un par de motor de 36 Ncm.



Fig 20.1: Motor NEMA 17 MG10. [47]

Después para poder controlar esta clase de motores es necesario un controlador propio por motor, ya que se necesita ese control de la entrada y salida de corriente en la bobinas en función de la velocidad y dirección de giro que se desea en el eje del motor. Existen diversos controladores en el mercado que realizan esta tarea. En esta ocasión se empleará el controlador denominado **A4988**, también conocido coloquialmente como “*pololu*”. Con este controlador se consigue la comunicación correcta entre los motores y el microcontrolador que se utilizará, en este caso una tarjeta **Arduino Mega 2560**. Uno de los motivos por los que se escogió este controlador es porque suministra una corriente de hasta 2A.

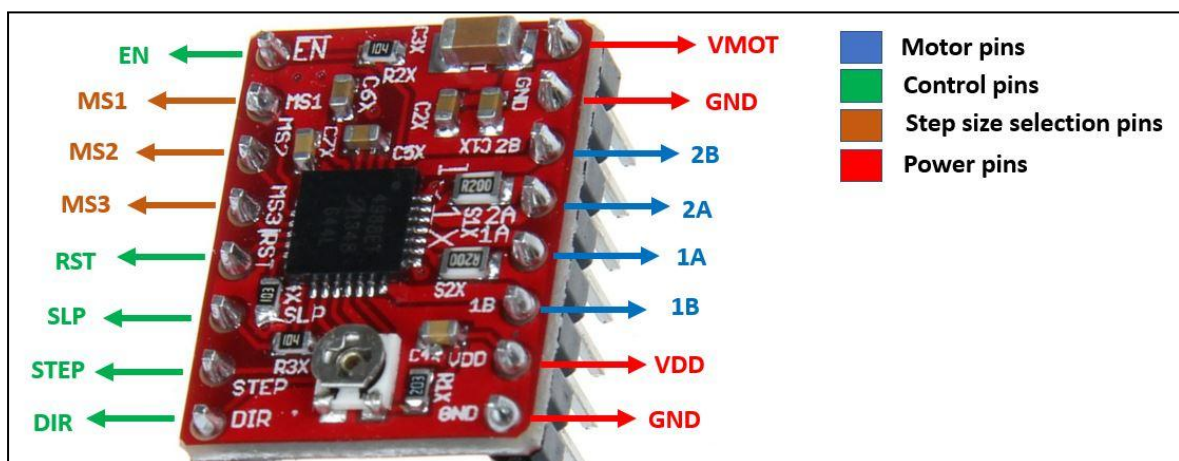


Fig 20.2: Controlador de motores paso a paso A4988. [48]

Se observa en la **Fig 18.2** como este controlador posee muchos pines. Se explicarán de forma breve. Se comienza por la parte derecha del controlador, ya que los pines que existen en esta parte son de mayor interés. Los pines "**VMOT**" y "**GND**" son los pines de alimentación del motor, después los cuatro pines de abajo son los destinados a la conexión con el motor paso a paso. En la figura se ve cómo están relacionados con un número para indicar si es una bobina u otra del motor.

Posteriormente por debajo se encuentran los pines "**VDD**" y "**GND**" que son los pines de alimentación del controlador. Esta conexión se hace a 5V con el microcontrolador de Arduino.

Se pasa a la parte izquierda donde los pines que se encuentran son principalmente de control. Para el caso práctico en que se desarrolla el prototipo únicamente se necesitan los pines "**STEP**" y "**DIR**". El pin "**STEP**" sirve para controlar los pasos que gira el motor. A través de micro pasos, dependiendo de la capacidad de pasos que tenga el motor, se podrá tener mayor precisión en el giro. Por ejemplo existen motores con paso 0.9° y motores con 1.8°. Esto quiere decir que para girar un ángulo de 180°, en el primer caso se deben dar 200 pasos y en el segundo 100 pasos. Esta indicación de los pasos unido en Arduino con los delays entre pasos establecen la velocidad de giro, se conecta a un pin digital en Arduino. Por último, el pin "**STEP**" marca la dirección de giro del motor. Si el pin recibe un estado alto el motor gira en sentido horario, si recibe un estado bajo gira en sentido contrario a las agujas del reloj, también se conecta a un pin digital de Arduino. El resto de pines no se emplean en este montaje. Aunque simplemente explicar que el pin "**RST**" es el reset, mientras que el pin "**SLP**" es para habilitar un estado de dormido del controlador cuando los motores no se están usando, de esta forma se consume menos energía. Para habilitarlo debe estar en estado **LOW**. Estos dos pines, "**RST**" y "**SLP**" se conectan entre sí, debido a que el pin "**SLP**" al activarse con un estado bajo, tiene en su circuito una resistencia **PULL UP**, que asegura el estado **HIGH**, no produciéndose posibles problemas por ruido. Si se conectan entre sí los pines mencionados ambos pines quedarán inutilizados debido a la resistencia **PULL UP** que asegura un estado alto. De esta manera se trabaja de forma segura con los dos pines ahora en **HIGH**, y sin posibles problemas de ruido.

Mencionar brevemente, que los pines que comienzan por "**MS**", lo cual significa "*micro step*" sirven para hacer que los pasos que tiene el motor de fábrica se hagan menores a través del uso de estos pines, en esta ocasión no son necesarios. Para acabar el pin "**EN**" significa *Enable* y su estado de activación es **LOW**, siendo este por defecto.

Para terminar el sistema electrónico, queda el microcontrolador, en este caso una tarjeta **Arduino Mega 2560**, y las fuentes de alimentación. La tarjeta de arduino permite unir los elementos electrónicos nombrados con una programación que se hará en la aplicación de Arduino. Se utiliza la tarjeta mencionada por que es una de las mejores tarjetas que tiene Arduino en el mercado, debido a su procesador y a la cantidad de pines digitales y analógicos que posee. Con un ojo en el futuro donde este prototipo puede crecer y necesitar de dichos pines, además de dicho procesador se optó por dicho microcontrolador.

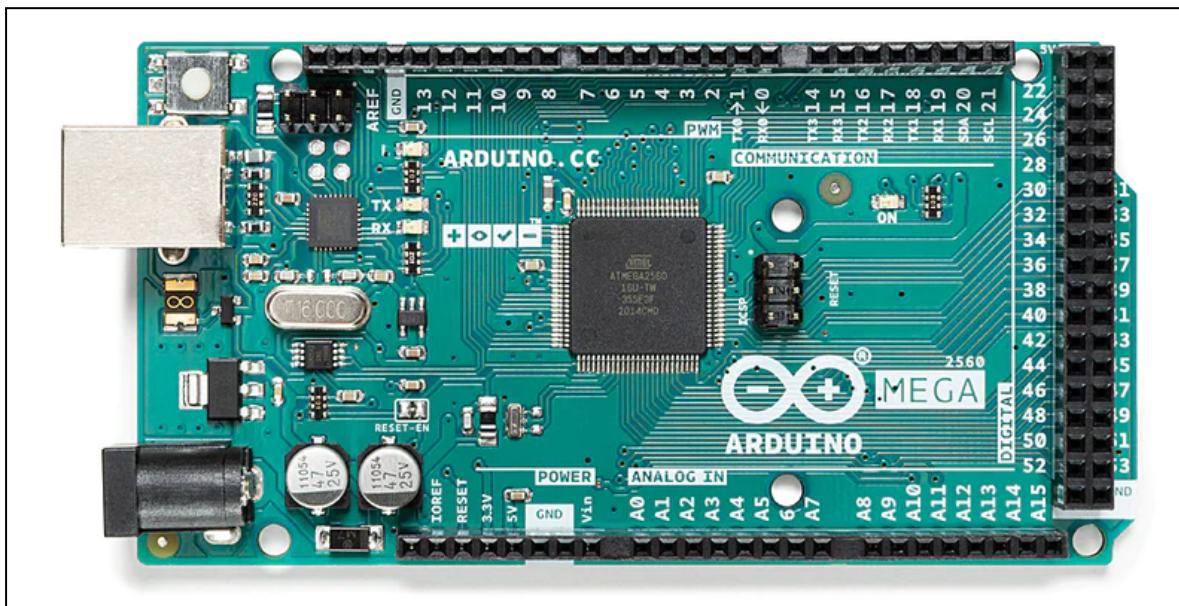
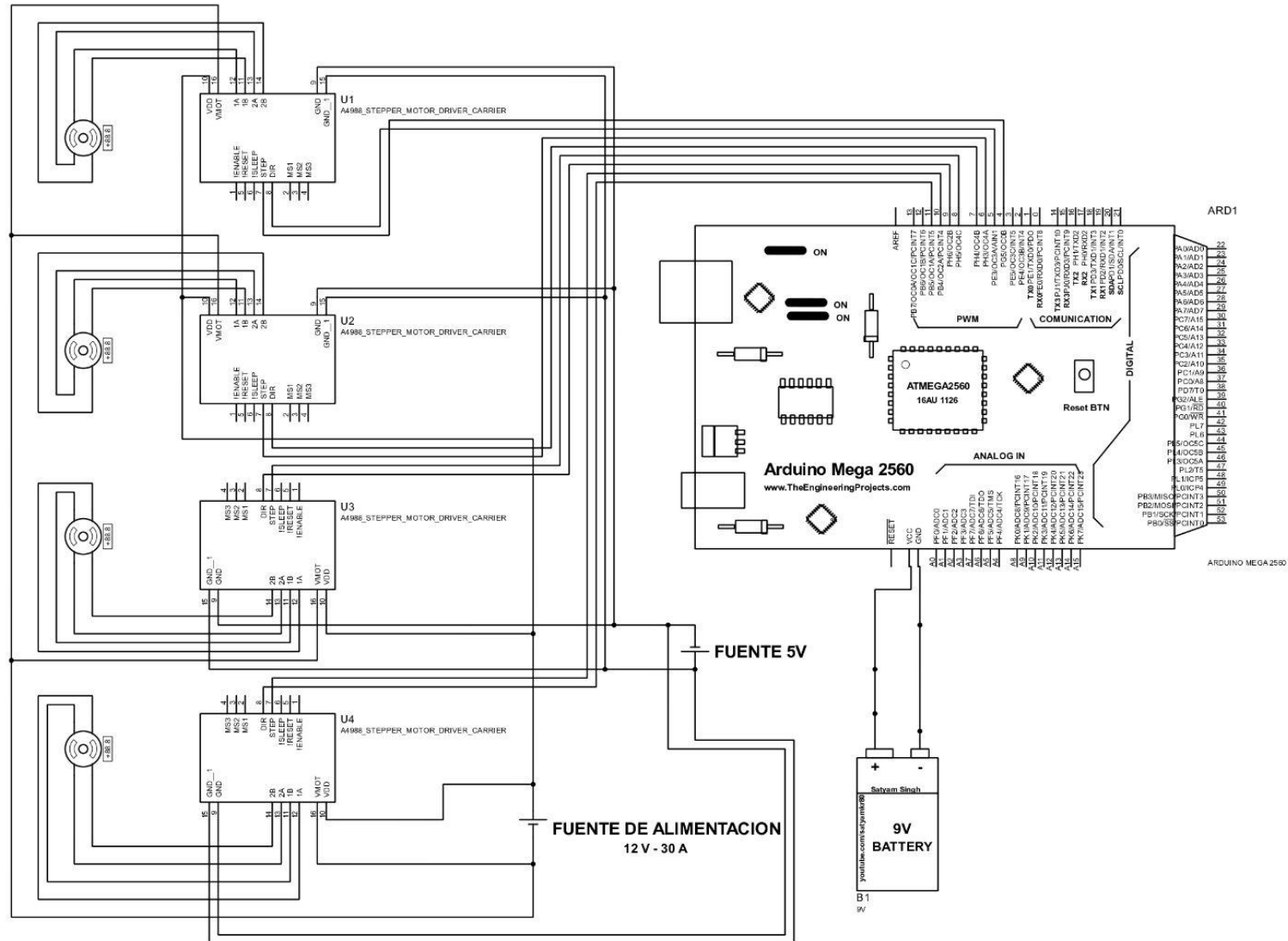


Fig 20.3: Microcontrolador Arduino Mega 2560. [49]

Por el momento únicamente se utilizarán los pines de alimentación de 5V y GND, para alimentar a los cuatro controladores que se necesitan. Además de 8 pines digitales que irán conectados a los 4 pares de pines que se dan en el circuito debido a los pines **STEP** y **DIR** de cada **A4988**.

El sistema de alimentación de la tarjeta de Arduino será una batería pequeña de 9V y para alimentar a los motores paso a paso a través de los **A4988** será por el momento una fuente de alimentación de 12V y hasta 30A.

Se expone a continuación el esquema electrónico:



Para terminar esta parte, comentar la disposición de los elementos que se muestran en el esquema. De izquierda a derecha; se disponen los cuatro motores paso a paso **NEMA 17 MG10**, después de ellos están los controladores **A4988**, a continuación y situada abajo se encuentra la fuente de alimentación de los motores que es de 12 V y 30 A. Posteriormente más a la derecha se encuentra la tarjeta de **Arduino MEGA 2560** y en una última instancia se puede ver abajo de la tarjeta de arduino la pila de 9V que alimenta al propio arduino y a los controladores **A4988**.

CAPÍTULO VIII. CONCLUSIONES

21. Conclusiones

Realizado el proyecto, se procede a exponer las conclusiones del mismo:

La selección del mecanismo andador, el análisis de posición, el análisis cinemático, el análisis dinámico, el diseño del robot andador autónomo, culminando con la fabricación de un robot escalado, desde el punto de vista del autor hacen que se pueda plantear como una optativa muy válida como sistema de movilidad enfocado a poder limpiar paneles solares.

Es cierto que tanto el robot como su prototipo están en una etapa muy temprana para poder en poco tiempo realizar tareas de limpieza sobre paneles solares, sin embargo se ha expuesto una alternativa de cómo se puede mover un robot autónomo para la limpieza de paneles solares que no se contemplaba en el mercado actual. Añadiendo a esta nueva posibilidad en cuanto a movilidad, su adaptabilidad al terreno, bajo consumo de energía consecuencia de únicamente emplear dos motores eléctricos y el potencial que tiene para transformarse en un sistema de reconocimiento de las necesidades de cada planta solar fotovoltaica.

22. Trabajos futuros

Como se ha mencionado se puede a partir de los robots autónomos limpiadores presentados en este proyecto desarrollar un innovador sistema de limpieza autónomo y flexible con capacidad para limpiar el conjunto de paneles que se encuentran en una planta o granja de producción fotovoltaica. El sistema se orientará a la utilización en zonas de difícil acceso, orografía variable en terrenos no pavimentados y con potenciales obstáculos, con el fin último de reducir los costes en mano de obra y aumentar la rentabilidad de la explotación.

Algunos métodos actuales de limpieza de paneles solares nombrados en este proyecto, utilizan técnicas con cepillos de rodillo, pulverización de agua con cepillos, aire comprimido y otras técnicas avanzadas como la limpieza electrostática con sistemas de vacío, sin

embargo, el “kit de la cuestión” está en su autonomía y flexibilidad de uso. Donde de forma destacable estos son los aspectos tecnológicos más relevantes que se deberían instalar:

Sistema de control en lazo cerrado y de posicionamiento para garantizar su autonomía. El prototipo a desarrollar integrará elementos que permitan obtener una realimentación sobre el sistema de control, haciendo uso de los siguientes elementos:

- Unidad de Medición Inercial (IMU, por sus siglas en inglés) de 9 ejes que permita obtener datos precisos de aceleración, inclinación y orientación del robot.
- Sensores de proximidad inductivos con los que localizar la estructura metálica de la hilera de paneles solares y encarrilar correctamente el robot.
- Sensores de proximidad capacitivos con los que medir el grado de inclinación de los paneles fotovoltaicos y actuar sobre el sistema de limpieza en consonancia.

Sistema de monitorización mediante redes de comunicación de largo alcance y bajo consumo LoRaWAN. El robot incorporará un módulo de comunicaciones inalámbricas y de bajo consumo que permitirá hacer uso de redes IoT como LoRaWAN o Sigfox. Proporcionará datos sobre el estado de las placas fotovoltaicas que permitirán monitorizar el estado de las mismas de manera remota. Algunos de estos datos serán:

- Temperatura de la superficie de los paneles fotovoltaicos que permita medir posibles sobrecalentamientos debidos a sobrecargas.
- Nivel de suciedad del panel que permita valorar el efecto de fenómenos meteorológicos de partículas en suspensión como es la calima. Se podría implementar como cámaras e IA.
- Estado de los sistemas de alimentación del robot de forma que puedan programarse de manera automática los periodos de carga.
- Parámetros de funcionamiento del robot durante los periodos de limpieza que permitan monitorizar el correcto funcionamiento de este.
- Datos de localización haciendo uso de sistemas de posicionamiento global GPS.

BIBLIOGRAFÍA

1. https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2018/Jan/IRENA_A_2017_Power_Costs_2018.pdf
2. <https://www.irena.org/newsroom/pressreleases/2018/Jan/Onshore-Wind-Power-Now-as-Affordable-as-Any-Other-Source>
3. <https://www.lazard.com/perspective/levelized-cost-of-energy-levelized-cost-of-storage-and-levelized-cost-of-hydrogen/>
4. <https://www.nrel.gov/pv/cell-efficiency.html>
5. <https://www.idae.es/ayudas-y-financiacion/para-energias-renovables-en-autoconsumo-almacenamiento-y-termicas-sector>
6. https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Electrical_capacity_for_wind_and_solar_photovoltaic_power_-_statistics
7. [https://irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2022/Apr/IRENA_-_RE_Capacity_Highlights_2022.pdf?la=en&hash=6122BF5666A36BECD5AAA2050B011ECE255B3BC7#:~:text=Renewable%20generation%20capacity%20increased%20by,10%20GW%20\(%2B8%25\).](https://irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2022/Apr/IRENA_-_RE_Capacity_Highlights_2022.pdf?la=en&hash=6122BF5666A36BECD5AAA2050B011ECE255B3BC7#:~:text=Renewable%20generation%20capacity%20increased%20by,10%20GW%20(%2B8%25).)
8. PV Status Report 2019 by European Commission (Arnulf Jäger-Waldau)
9. <https://www.ree.es/es/sala-de-prensa/actualidad/nota-de-prensa/2022/03/potencia-instalada-solar-fotovoltaica-en-espana-aumenta-casi-un-30-por-ciento-en-2021>
10. Informe Anual UNEF 2021 - Energía solar fotovoltaica, oportunidad para la sostenibilidad.
11. <https://www.iberdrola.com/conocenos/lineas-negocio/proyectos-emblematicos/planta-fotovoltaica-nunez-de-balboa>

12. <https://www.nature.com/articles/s41586-019-1339-4>
13. [TFM “Análisis de pérdidas por suciedad en plantas fotovoltaicas” por Jesús Castro Martínez. Universidad Carlos III de Madrid.](#)
14. [TFG “Análisis de factores que influyen en la suciedad de paneles fotovoltaicos y su efecto sobre la producción de energía eléctrica” por Pablo Nuevo Duque. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla.](#)
15. [NASA, Credit: Dalhousie University, Aaron van Donkelaar. *New Map Offers a Global View of Health-Sapping Air Pollution*](#)
16. [*Analysis of Dust Losses in Photovoltaic Modules*](#)
17. [*Photovoltaic Modules: Effect of Tilt Angle on Soiling*](#)
18. [*Performance Evaluation of CdTePV Modules under natural outdoor conditions in Kuwait*](#)
19. [http://www.solarpanelcleaningsystems.com/blog/i-heard-solar-panels-dont-lose-that-much-power-when-dirty.](http://www.solarpanelcleaningsystems.com/blog/i-heard-solar-panels-dont-lose-that-much-power-when-dirty)
20. [*Aeolian dust deposition on photovoltaic solar cells: The effects of the wind velocity and airborne dust concentration on cell performance.*](#)
21. <http://www.bridge.bris.ac.uk/projects/DIRTMAP>
22. [*The effect of Dust Deposition on Photovoltaic by Module Reinhart Appels, Buvaneshwari Muthirayan, Alexander Beerten, Robin Paesen, Johan Driesen and Jozef Poortmans*](#)
23. [*Photovoltaic Modules: Effect of Tilt Angle on Soiling*](#)

24. *Sea Salt Deposition Effect on Output and Efficient.*
25. <https://solarcleano.com/es/product/transportador-de-robot-limpiador-de-paneles-solar-es-t1>
26. https://www.sun-x.energy/sunbotics/?qclid=CjwKCAiA7vWcBhBUEiwAXieltguYcHMqWOz5u-yRwBSYe-CfJ2EpwvGqWC5akvUxQaVpahZWROE7XxoC2I8QAvD_BwE
27. <https://www.serbot.ch/en/solar-panels-cleaning/gekko-solar-robot>
28. <https://art-robotics.com/cases/helios/>
29. <https://www.termic.cl/robots-limpieza-fotovoltaicos-boson>
30. <http://www.tm-aktuell.de/TM5/Viergelenkketten/Strandbeest.html>
31. https://amandaghassaei.com/projects/mechanical_walking_machine/
32. <https://rlychpmn.wordpress.com/2013/11/14/analysis-of-crab-walking-mechanism/>
33. Design and optimization of a One-Degree-of-freedom Eight-Bar leg mechanism for walking machine by Daniel Giesbrecht
34. Kinematic synthesis of mechanism by J.Michael McCarthy
35. Principles of Robot locomotion by Sven Böttcher
36. A simple rule for quadrupedal gait generation determined by leg loading feedback: a modeling study by Yasuhiro Fukuoka, Yasushi Habu and Takahiro Fukui

37. Gait Generation and Optimization for Legged Robots, University of Pennsylvania
38. Fourier Analysis of forces Exerted in Walking and Running by R.McN. Alexander and A.S. Jayes
39. Kinematics and dynamics of Jansen leg mechanism: A bond graph approach by Lalit Patnaik, Loganathan Umanand
40. Erdman, A. G., Sandor, G. N., Mechanism Design: Analysis and Synthesis Vol. 1, Third ed., Upper Saddle River, New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1997.
41. https://knowledge.autodesk.com/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2020/ENU/Inventor-Help/files/GUID-F1565A8B-EA71-4E2D-9A79-9CFFF808B4C5-htm.html#GUID-F1565A8B-EA71-4E2D-9A79-9CFFF808B4C5_WS73099CC142F48755F31EC6111B3CB055B-3CEF
42. <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings>
43. <https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>
44. <https://www.damencnc.com/en/ac-servo-motor-2000w-ecma-k11320rs/a821?filter=59>
45. Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition
46. https://irp-cdn.multiscreensite.com/81612fc9/files/uploaded/cadena_transmission_calculo.pdf
47. <https://www.omc-stepperonline.com/es/motor-paso-a-paso-nema-17-1-40-mm-relaci%C3%B3n-de-engranajes-10-1-caja-de-engranajes-planetarios-de-la-serie-mg-17hs15-1584s-mg10>
48. <https://microcontrollerslab.com/stepper-motor-a4988-driver-module-esp32/>

49. <https://store.arduino.cc/products/arduino-mega-2560-rev3>

50. https://adajusa.es/es/husillos-y-tuercas-de-bronce/17075-husillo-trapecial-laminado-20x4-acero-c45-8445340170754.html?gclid=CjoKCQjwnf-kBhCnARIsAFlg493t78aNguQKNC7oBrKzgo6i9SF2_P5l_mFMrrZJttGh8HARsOL-UScaAr-uEALw_wcB

51. <https://www.karcher-tienda-lecasa.com/producto/isolar-400-advanced-karcher-6-368-092-0/>

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig 1.1: Variación del ratio USD/kWh de diferentes tecnologías renovables entre 2010-2017 [1].	12
Fig 1.2: Variación del ratio USD/kWh en diferentes mercados durante 2010-2017 [1]	13
Fig 1.3: Variación del coste medio producción de distintas energías renovables, incluyendo el rango de variación de precios de las energías fósiles en 2017 [2]	14
Fig 1.4: Variación del coste medio de producción para PV Solar [3]	15
Fig 1.5: LCOE de varias energías renovables comparado con el coste marginal de ciertas tecnologías de producción de energía convencional. [3]	16
Fig 1.6: Variación de la eficiencia en células fotovoltaicas a lo largo de los años y con las diversas tecnologías que existen. [4]	17
Fig 1.7: Eficiencia en paneles fotovoltaicos según el tipo de tecnología empleada 2020 [5]	18
Fig 1.8: Evolución de la capacidad eléctrica neta de fuentes de energía y residuos renovables en Europa. [6]	19
Fig 1.9: Crecimiento de la capacidad de fuentes de generación de energía renovable a nivel mundial. [7]	20
Fig 1.10: Crecimiento anual de instalaciones de PV Solar en diferentes mercados. [8]	20
Fig 1.11: Aumento de la capacidad de producción en paneles solares en España. [9]	21
Fig 1.12: Potencia instalada por CCAA en España. [10]	22
Fig 3.1: Distribución de partículas a nivel mundial con el tamaño indicado en el eje de abscisas entre 2001-2006. [15]	28
Fig 3.2: Gráfico que muestra los niveles de suciedad cuando ocurren precipitaciones en las distintas épocas del año ejecutado en Málaga (España). [16]	30
Fig 3.3: Gráfico que muestra los niveles de suciedad cuando ocurren precipitaciones en los tres primeros meses del año en Mesa (Arizona). [17]	31
Fig 3.4: Comparación entre las pérdidas producidas por suciedad y el porcentaje de humedad realizado en Kuwait. [18]	32
Fig 3.5: (a) y (b). Resultado de tormentas de arena sobre los paneles solares. [19]	33
Fig 3.6: Desarrollo de la <u>corriente de cortocircuito normalizada (I_{sc} o I_{cc})</u> (6) de una célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]	33
Fig 3.7: Desarrollo de la <u>tensión de circuito abierto normalizada (V_{oc})</u> (7) de una célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]	34

Fig 3.8: Desarrollo de la <u>potencia máxima normalizada (P)</u> de una célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]	34
Fig 3.9: Desarrollo de la <u>reducción de la intensidad luminosa</u> que alcanza a la célula fotovoltaica ejecutado en un túnel de viento, consecuencia de la variación en su velocidad. [20]	35
Fig 3.10: Mapamundi con la frecuencia de desarrollo de tormentas de arena. [30]	37
Fig 3.11: Porcentaje de pérdida de transmisión de luz por suciedad para varias inclinaciones de paneles solares <u>sin considerar</u> el efecto de la lluvia durante 56 días. [22]	38
Fig 3.12: Porcentaje de pérdida de transmisión de luz por suciedad para varias inclinaciones de paneles solares con la consideración del efecto de la lluvia y durante 56 días. [22]	39
Fig 3.13: Porcentaje de pérdida por suciedad en función de los ángulos de inclinación de los paneles solares durante tres meses. [23]	40
Fig 3.14: Resultado de la salinidad sobre placas solares. [24]	41
Fig 3.15: Resultados de la potencia obtenida en un panel solar limpio y en uno con salinidad en su superficie durante un único día. [24]	41
Fig 4.1 (a): Sistemas robóticos para limpieza de paneles solares tipo SolarClean F1 and M1. [25]	49
Fig 4.1 (b): Sistema alternativo de rodadura. [27]	49
Fig 4.1 (c): Sistema Gecko con barredera para paneles de baja inclinación. [26]	49
Fig 4.1 (d): Modelo de ART robotics denominado HELIOS basado en drones. [28]	49
Fig 4.2 (a): Limpieza de paneles solares mediante robot deslizadores automáticos. [29]	50
Fig 4.2 (b): Limpieza de paneles solares mediante robot deslizadores automáticos, en varias filas de paneles solares. [29]	50
Fig 6.1: Mecanismo Theo Jansen [30]	53
Fig 6.2: Mecanismo Amanda Ghassaei [32]	53
Fig 6.3: Mecanismo Klann [32]	53
Fig 6.4: Mecanismo Theo Jansen [33]	55
Fig 7.1: Curva de acoplamiento del mecanismo Jansen [33]	56
Fig 7.2: Centro de gravedad dentro del triángulo formado por los apoyos [35]	57
Fig 7.3: Centro de gravedad fuera del triángulo formado por los apoyos [35]	57
Fig 7.4: Curva de Acoplamiento mecanismo Theo Jansen en el entorno de Geogebra. <i>Realización propia.</i>	60
Fig 8.1: Gait: Diagonal Sequence Walk. [36]	61

Fig 8.2: Duty Factor desarrollado. <i>Realización propia.</i>	62
Fig 8.3: Configuración del Robot andador. <i>Realización propia.</i>	62
Fig 8.4: Gait desarrollado. <i>Realización propia.</i>	63
Fig 9.1: Dimensiones del panel fotovoltaico de 72 celdas. <i>Realización propia.</i>	65
Fig 10.1: Primera partición del mecanismo Jansen. <i>Realización propia.</i>	67
Fig 10.2: Segunda partición del mecanismo Jansen. <i>Realización propia.</i>	67
Fig 10.3: Tercera partición del mecanismo Jansen. <i>Realización propia.</i>	68
Fig 12.1: Elemento Binario. <i>Realización propia.</i>	80
Fig 12.2: Elemento Ternario. <i>Realización propia.</i>	83
Fig 12.3: Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	85
Fig 12.4: Barra Z3. <i>Realización propia.</i>	86
Fig 12.5: Sólido rígido N°1 o Barra Z478. <i>Realización propia.</i>	87
Fig 12.6: Parámetros geométricos del Sólido rígido N°1. <i>Realización propia.</i>	88
Fig 12.7: Aclaración sobre los ángulos, N°1. <i>Realización propia.</i>	89
Fig 12.8: Aclaración sobre los ángulos, N°2. <i>Realización propia.</i>	89
Fig 12.9: Barra Z5. <i>Realización propia.</i>	90
Fig 12.10: Barra Z6. <i>Realización propia.</i>	91
Fig 12.11: Barra Z9. <i>Realización propia.</i>	92
Fig 12.12: Análisis Dinámico Sólido Rígido N°2 o Barra Z101112. <i>Realización propia.</i>	93
Fig 12.13: Datos Geométricos Barra Z101112. <i>Realización propia.</i>	93
Fig 12.14: Aclaración sobre los ángulos, N°3. <i>Realización propia.</i>	95
Fig 12.15: Aclaración sobre los ángulos, N°4. <i>Realización propia.</i>	95
Fig 12.16: Fuerzas en contacto con el suelo Eje X (arriba) y Eje Y (abajo). [38].	98
Fig 12.17: Reacción Fuerzas componente X. <i>Realización propia.</i>	104
Fig 12.18: Reacción Fuerzas componente Y. <i>Realización propia.</i>	104
Fig 12.19: Torque de entrada para cada Mecanismo Jansen. <i>Realización propia.</i>	108
Fig 13.1: Mecanismo Jansen. [33].	111

Fig 13.2: Boceto inicial del Bastidor. <i>Realización propia.</i>	112
Fig 13.3: Extrusión principal en el Bastidor. <i>Realización propia.</i>	112
Fig 13.4: Diseño del Bastidor. <i>Realización propia.</i>	113
Fig 13.5: Boceto inicial Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	114
Fig 13.6: Diseño Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	114
Fig 13.7: Boceto inicial Barra Z3. <i>Realización propia.</i>	115
Fig 13.8: Diseño Barra Z3. <i>Realización propia.</i>	115
Fig 13.9: Datos geométricos Sólido Rígido N°1. <i>Realización propia.</i>	116
Fig 13.10: Boceto Sólido Rígido N°1. <i>Realización propia.</i>	117
Fig 13.11: Diseño Sólido Rígido N°1. <i>Realización propia.</i>	117
Fig 13.12: Boceto Barra Z5. <i>Realización propia.</i>	118
Fig 13.13: Diseño Barra Z5. <i>Realización propia.</i>	118
Fig 13.14: Boceto Barra Z6. <i>Realización propia.</i>	119
Fig 13.15: Diseño Barra Z6. <i>Realización propia.</i>	119
Fig 13.16: Boceto Barra Z9. <i>Realización propia.</i>	120
Fig 13.17: Diseño Barra Z9. <i>Realización propia.</i>	120
Fig 13.18: Datos geométricos Sólido Rígido N°2. <i>Realización propia.</i>	121
Fig 13.19: Boceto Sólido Rígido N°2. <i>Realización propia.</i>	121
Fig 13.20: Diseño Sólido Rígido N°2. <i>Realización propia.</i>	122
Fig 13.21: Bastidor colocado fijo en entorno Ensamblaje. <i>Realización propia.</i>	123
Fig 13.22: Aplicación de la restricción por Coincidencia. <i>Realización propia.</i>	124
Fig 13.23: Segunda aplicación de la restricción por Coincidencia. <i>Realización propia.</i>	125
Fig 13.24: Unión de tres barras. <i>Realización propia.</i>	126
Fig 13.25: Mecanismo Jansen ensamblado en Autodesk Inventor. <i>Realización propia.</i>	126
Fig 13.26: Solape de las barras en el Mecanismo. <i>Realización propia.</i>	127
Fig 13.27: Edición ejes Revolución. <i>Realización propia.</i>	129
Fig 13.28: Edición ejes Revolución entre elementos Z478 y Z1. <i>Realización propia.</i>	130

Fig 13.29: Edición ejes Revolución entre elemento Z6 y Z1. <i>Realización propia.</i>	130
Fig 13.30: Simulación Dinámica>Propiedades>Grado de Libertad 1 (R). <i>Realización propia.</i>	132
Fig 13.31: Simulación Dinámica, ventana “ <i>Movimiento Impuesto</i> ”. <i>Realización propia.</i>	133
Fig 13.32: Detalle sobre la Revolución de las barras Z2 y Z3. <i>Realización propia.</i>	134
Fig 13.33: Bloque de código referido a las librerías empleadas. <i>Realización propia.</i>	138
Fig 13.34: Bloque de código referido a los datos de partida. <i>Realización propia.</i>	139
Fig 13.35: Bloque de código de datos de partida, N°2. <i>Realización propia.</i>	139
Fig 13.36: Programación desarrollada para la obtención de θ_3 . <i>Realización propia.</i>	141
Fig 13.37: Programación desarrollada para la obtención de θ_3 , N°2. <i>Realización propia.</i>	142
Fig 13.38: Gráfica referente a θ_3 teórica, θ_3 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	144
Fig 13.39: Gráfica referente a θ_4 teórica, θ_4 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	144
Fig 13.40: Gráfica referente a θ_5 teórica, θ_5 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	145
Fig 13.41: Gráfica referente a θ_6 teórica, θ_6 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	145
Fig 13.42: Gráfica referente a θ_9 teórica, θ_9 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	146
Fig 13.43: Gráfica referente a θ_{10} teórica, θ_{10} Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	146
Fig 13.44: Gráfica referente a Ω_3 teórica, Ω_3 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	147
Fig 13.45: Gráfica referente a Ω_4 teórica, Ω_4 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	147
Fig 13.46: Gráfica referente a Ω_5 teórica, Ω_5 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	148
Fig 13.47: Gráfica referente a Ω_6 teórica, Ω_6 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	148
Fig 13.48: Gráfica referente a Ω_9 teórica, Ω_9 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	149
Fig 13.49: Gráfica referente a Ω_{10} teórica, Ω_{10} Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	149
Fig 13.50: Gráfica referente a α_3 teórica, α_3 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	150
Fig 13.51: Gráfica referente a α_4 teórica, α_4 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	150
Fig 13.52: Gráfica referente a α_5 teórica, α_5 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	151
Fig 13.53: Gráfica referente a α_6 teórica, α_6 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	151
Fig 13.54: Gráfica referente a α_9 teórica, α_9 Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	152
Fig 13.55: Gráfica referente a α_{10} teórica, α_{10} Inventor VS. θ_2 . <i>Realización propia.</i>	152

Fig 14.1: Mecanismo Jansen diseño final. <i>Realización propia.</i>	153
Fig 14.2: Barra Z2 Diseño Final. <i>Realización propia.</i>	154
Fig 14.3: Explicación de la posición de las barras en el análisis de tensión. <i>Realización propia.</i>	155
Fig 14.4: Restricción fija para las Barras. <i>Realización propia.</i>	156
Fig 14.5: Cambios de coordenadas en las fuerzas para el análisis de tensión. <i>Realización propia.</i>	158
Fig 14.6: Fuerzas en el extremo E de la Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	159
Fig 14.7: Fuerzas en el extremo G de la Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	159
Fig 14.8: Momento en el extremo E de la Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	160
Fig 14.9: Análisis de tensión para la barra Z2. <i>Realización propia.</i>	160
Fig 14.10: Características físicas Aluminio 6061. <i>Realización propia.</i>	161
Fig 14.11: Resumen análisis de tensión Barra Z2. <i>Realización propia.</i>	161
Fig 14.12: Resumen análisis de tensión Barra Z3. <i>Realización propia.</i>	164
Fig 14.13: Resumen análisis de tensión Barra Z5. <i>Realización propia.</i>	166
Fig 14.14: Resumen análisis de tensión Barra Z478. <i>Realización propia.</i>	168
Fig 14.15: Resumen análisis de tensión Barra Z6. <i>Realización propia.</i>	170
Fig 14.16: Resumen análisis de tensión Barra Z9. <i>Realización propia.</i>	172
Fig 14.17: Resumen análisis de tensión Barra Z101112. <i>Realización propia.</i>	174
Fig 15.1: Tipos de cargas en Rodamientos. [42].	176
Fig 15.2: Valores admitidos para Factor de seguridad estática en Rodamientos de bolas. [42].	178
Fig 15.3: Valores admitidos para Factor de seguridad estática en Rodamientos de rodillos. [42].	178
Fig 15.4: Selección Rodamiento Mecanismo Jansen. [43].	180
Fig 15.5: Condiciones de selección Rodamiento. [43].	180
Fig 15.6: Resultados finales de la selección de rodamientos para mecanismo Jansen. [43].	180
Fig 15.7: Selección de rodamiento para los extremos L, N y P, para las barras Z6, Z9 y Z101112. [43].	181
Fig 15.8: Condiciones de selección rodamiento para extremos L, N y P, en las barras Z6, Z9 y Z101112. [43].	182
Fig 15.9: Resultados finales de selección de rodamientos para los extremos L, N y P, en las barras Z6, Z9 y Z101112. [43].	182

Fig 15.10: Mecanismo Jansen aislado con la selección de rodamientos. <i>Realización propia.</i>	183
Fig 16.1: Servomotor seleccionado para cada módulo de 4 patas Jansen. [44].	185
Fig 16.2: Características del servomotor seleccionado para cada módulo de 4 patas Jansen. [44].	185
Fig 16.3: Módulo de cálculo de Autodesk Inventor para engranajes rectos. Resumen del cálculo del sistema de engranajes reductor cercano al motor. <i>Realización propia.</i>	187
Fig 16.4: Módulo de cálculo de Autodesk Inventor para engranajes rectos. Resumen del cálculo del sistema de engranajes reductor intermedio. <i>Realización Propia.</i>	189
Fig 16.5: Fuerzas que aparecen en el sistema de transmisión Engranaje -Tornillo sin fin. [45].	190
Fig 16.6: Módulo de cálculo de Autodesk Inventor para Engranaje-Tornillo sin fin. Resumen del cálculo del sistema final de potencia Engranaje-Tornillo sin fin. <i>Realización propia.</i>	192
Fig 16.7: Sistema de transmisión de potencia completo. <i>Realización Propia.</i>	193
Fig 16.8: Ejemplo de coeficientes para cadena de transmisión. [46].	194
Fig 16.9: Diseño y cálculo de la cadena metálica, ventana N°1. <i>Realización Propia.</i>	195
Fig 16.10: Diseño y cálculo de la cadena metálica, ventana N°2. <i>Realización Propia.</i>	196
Fig 16.11: Selección de la cadena metálica, ventana N°3. <i>Realización Propia.</i>	197
Fig 16.12: Sistema de potencia terminado. <i>Realización Propia.</i>	198
Fig 16.13: Sistema de potencia terminado, vista de perfil. <i>Realización Propia.</i>	198
Fig 16.14: Sistema de Potencia terminado, vista en planta. <i>Realización Propia.</i>	199
Fig 17.1: Primer eje del sistema de transmisión de potencia. <i>Realización Propia.</i>	201
Fig 17.2: Primer eje del sistema de transmisión de potencia modificado. <i>Realización Propia.</i>	201
Fig 17.3: Primer eje del sistema de transmisión de potencia modificado. [45].	202
Fig 17.4: Fuerzas presentes en el sistema de transmisión N°1. <i>Realización Propia.</i>	203
Fig 17.5: Fuerzas presentes en el sistema de transmisión N°2. <i>Realización Propia.</i>	204
Fig 17.6: Análisis de tensión Eje N°1. <i>Realización Propia.</i>	205
Fig 17.7: Características físicas del material empleado para los ejes. <i>Realización Propia.</i>	205
Fig 17.8: Resumen del análisis de tensión Eje N°1. <i>Realización Propia.</i>	206
Fig 17.9: Esfuerzos en los rodamientos del Eje N°1. <i>Realización Propia.</i>	206
Fig 17.10: Selección de rodamientos del eje superior del sistema de potencia. [43].	208
Fig 17.11: Resultados del cálculo para la selección del rodamiento 63009-2RS. [43].	209

Fig 17.12: Vida nominal básica en horas de funcionamiento. [42].	210
Fig 17.13: Comparativa entre el eje del Tornillo Sin fin y el eje utilizado para el análisis. <i>Realización propia.</i>	212
Fig 17.14: Fuerzas que se desarrollan en el sistema de potencia Engranaje-Tornillo sin fin. <i>Realización propia.</i>	213
Fig 17.15: Eje N°2 con las restricciones en los apoyos y las fuerzas que se ejercen sobre él. <i>Realización propia.</i>	214
Fig 17.16: Material para el Sistema de Potencia N°2. <i>Realización propia.</i>	215
Fig 17.17: Resultado del análisis de tensión tornillo sin fin. <i>Realización propia.</i>	215
Fig 17.18: Zona con mayor concentración de tensiones. <i>Realización propia.</i>	216
Fig 17.19: Resultado de fuerzas y pares de reacción en los apoyos del tornillo sin fin. <i>Realización propia.</i>	216
Fig 17.20: Resumen de los resultados. <i>Realización propia.</i>	217
Fig 17.21: Características de rodamiento de bolas seleccionado para el lado izquierdo del tornillo sin fin. <i>Realización propia.</i>	218
Fig 17.22: Resumen de la selección del rodamiento de bolas. <i>Realización propia.</i>	219
Fig 17.23: Características del rodamiento de cilindros cónicos seleccionado para el otro extremo del tornillo sin fin. <i>Realización propia.</i>	220
Fig 17.24: Resumen de la selección del rodamiento de cilindros cónicos. <i>Realización propia.</i>	221
Fig 17.25: Eje N°3 del sistema de Potencia. <i>Realización propia.</i>	222
Fig 17.26: Fuerzas desarrolladas sobre cadenas metálicas. [45].	223
Fig 17.27: Ángulo formado entre la cadena metálica y la horizontal. <i>Realización propia.</i>	224
Fig 17.28: Componentes de las fuerzas que se desarrollan en la cadena metálica. <i>Realización propia.</i>	224
Fig 17.29: Situación de análisis para el tercer eje del sistema de potencia. <i>Realización propia.</i>	225
Fig 17.30: Situación de análisis para el tercer eje del sistema de potencia, otro perfil. <i>Realización propia.</i>	226
Fig 17.31: Resultado del análisis de tensión sobre el tercer eje del sistema de transmisión de potencia. <i>Realización propia.</i>	226

Fig 17.32: Reacciones de los apoyos para el tercer eje. <i>Realización propia.</i>	227
Fig 17.33: Resultados del análisis de tensión. <i>Realización propia.</i>	227
Fig 17.34: Material empleado para el tercer eje. <i>Realización propia.</i>	228
Fig 17.35: Rodamiento de cilindros cónicos seleccionado para las condiciones del pasador 1. <i>Realización propia.</i>	229
Fig 17.36: Resultados de la selección de rodamiento axial para las condiciones del pasador 1. <i>Realización propia.</i>	229
Fig 17.37: Rodamiento de cilindros cónicos seleccionado para las condiciones del pasador 2. <i>Realización propia.</i>	230
Fig 17.38: Resultados de la selección de rodamiento axial para las condiciones del pasador 2. <i>Realización propia.</i>	230
Fig 17.39: Eje número 4 del sistema de transmisión de potencia. <i>Realización propia.</i>	231
Fig 17.40: Análisis de tensión para el cuarto eje del sistema de transmisión de potencia. <i>Realización propia.</i>	232
Fig 17.41: Características físicas del material utilizado. <i>Realización propia.</i>	232
Fig 17.42: Reacciones en los apoyos para el cuarto eje del sistema de potencia. <i>Realización propia.</i>	233
Fig 17.43: Resumen del análisis de tensión para el cuarto eje. <i>Realización propia.</i>	233
Fig 17.44: Características del rodamiento escogido. <i>Realización propia.</i>	234
Fig 17.45: Resumen del rodamiento escogido para la situación del eje número cuatro. <i>Realización propia.</i>	235
Fig 17.46: Módulo de 4 patas tipo Jansen. <i>Realización propia.</i>	237
Fig 18.1: Celosía tipo Warren diseñada. <i>Realización propia.</i>	239
Fig 18.2: Limpiador circular de paneles solares. [51].	240
Fig 18.3: Estado de análisis de la celosía tipo Warren con las restricciones y las cargas mayoradas. <i>Realización propia.</i>	242
Fig 18.4: Resultado del análisis de tensión. <i>Realización propia.</i>	242
Fig 18.5: Resultado del análisis de tensión, desde la parte de abajo de la celosía.	

<i>Realización propia.</i>	243
Fig 18.6: Reacciones que se desarrollan en las restricciones de la celosía. <i>Realización propia.</i>	243
Fig 18.7: Resumen de los resultados del análisis estático. <i>Realización propia.</i>	243
Fig 18.8: Robot limpiador autónomo bio-inspirado. <i>Realización propia.</i>	244
Fig 19.1: Módulo de 4 patas tipo Jansen para el prototipo Mark 6. <i>Realización Propia.</i>	246
Fig 19.2: Unión entre módulos andadores para el Prototipo Mark 6. <i>Realización Propia.</i>	247
Fig 19.3: Ensamblaje Prototipo Mark 6. <i>Realización Propia.</i>	247
Fig 19.4: Comparativa entre robots escala 1:1 y escala 1:5. <i>Realización Propia.</i>	248
Fig 19.5: Prototipo Mark fabricado. <i>Realización Propia.</i>	249
Fig 20.1: Motor NEMA 17 MG10. [47].	252
Fig 20.2: Controlador de motores paso a paso A4988. [48].	252
Fig 20.3: Microcontrolador Arduino Mega 2560. [49].	253

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Mecanismos que favorecen la deposición y desprendimiento de partículas en superficies.	29
Tabla 5.1. Ventajas e inconvenientes de los sistemas de limpiezas mediante pértigas y agua.	44
Tabla 5.2. Ventajas e inconvenientes de los sistemas de limpiezas mediante agua a presión.	45
Tabla 5.3. Ventajas e inconvenientes de los sistemas de los sistemas de limpieza autónoma.	49
Tabla 12.1. Resultados del análisis dinámico.	105
Tabla 13.1. Cambio de ángulos del mecanismo Jansen.	143
Tabla 14.1. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z2.	164
Tabla 14.2. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z2.	165
Tabla 14.3. Ángulos donde se producen los máximos esfuerzos en cada barra.	169
Tabla 14.4. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z3.	170
Tabla 14.5. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z3.	170
Tabla 14.6. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z5.	172
Tabla 14.7. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z5.	172
Tabla 14.8. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z478.	174
Tabla 14.9. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z478.	174
Tabla 14.10. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z6.	176
Tabla 14.11. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z6.	176
Tabla 14.12. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z9.	178
Tabla 14.13. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z9.	178

Tabla 14.14. Resumen y cambios en las fuerzas que aparecen en la barra Z101112.	180
Tabla 14.15. Sumatorio de fuerzas y fuerzas finales en la barra Z9.	180
Tabla 16.1. Resumen de los datos de cada sistema de potencia diseñado.	200
Tabla 17.1. Resumen del tipo de rodamiento escogido en cada situación.	243

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1. Barra Z2.	344
Plano 2. Barra Z3.	345
Plano 3. Barra Z5.	346
Plano 4. Barra Z6.	347
Plano 5. Barra Z9.	348
Plano 6. Barra Z478.	349
Plano 7. Barra Z101112.	350
Plano 8. Mecanismo Jansen con rodamientos.	351
Plano 9. Sistema de potencia N°1.	352
Plano 10. Sistema de potencia intermedio.	353
Plano 11. Sistema de potencia N°3.	354
Plano 12. Eje de unión entre 1° Sistema de potencia y 2° Sistema de potencia.	355
Plano 13. Eje de rotación para el Sistema de potencia engranaje - tornillo sin fin.	356
Plano 14. Sistema de transmisión de potencia.	357
Plano 15. Cadena metálica del sistema de potencia.	358
Plano 16. Soporte rodamientos para el eje del sistema engranaje - tornillo sin fin.	359
Plano 17. Soporte rodamientos para el eje trasero parte derecha de los mecanismos.	360
Plano 18. Soporte rodamientos para el eje trasero parte izquierda de los mecanismos.	361
Plano 19. Soporte rodamientos delantero para los mecanismos Jansen.	362
Plano 20. Soporte para el motor del sistema de potencia.	363
Plano 21. Soporte rodamientos para el sistema de potencia.	364
Plano 22. Soporte rodamiento extremo final del tornillo sin fin.	365
Plano 23. Eje rotación trasero para los mecanismos Jansen.	366

Plano 24. Eje rotación delantero para los mecanismos Jansen.	367
Plano 25. Chasis rectangular.	368
Plano 26. Módulo de 4 patas tipo Jansen.	369
Plano 27. Celosía tipo Warren.	370
Plano 28. Robot limpiador autónomo bio-inspirado.	371

GLOSARIO DE TÉRMINOS Y ABREVIACIONES

- (1) Límite de Shockley-Queisser: se refiere al límite máximo de eficiencia que se puede obtener en una única unión pn dentro de una célula solar fotovoltaica. Fue calculado por primera vez por William Shockley y Hans Queisser. Este límite se calcula examinando la cantidad de energía eléctrica que se puede extraer por cada fotón incidente.
- (2) Huertas solares: La huerta solar es un término que hace referencia a instalaciones individuales de pequeños productores con la intención de generar energía a pequeña escala para venderla a la red eléctrica.
- (3) Teluro de Cadmio: El telururo de cadmio (CdTe) es un compuesto cristalino estable formado a partir de cadmio y telurio. Se emplea actualmente como material semiconductor en telururo de cadmio fotovoltaico. La Agencia Europea de Sustancias y Preparados Químicos (ECHA), ya no clasifica el CdTe como nocivo si se ingiere, ni es nocivo en contacto con la piel y se ha reducido la clasificación de toxicidad para la vida acuática.
- (4) Óxido de Silicio: El óxido de silicio puede producir silicosis. La silicosis es básicamente la generación de unas cicatrices en los alvéolos que impiden que el oxígeno llegue correctamente a la sangre. La silicosis puede dificultar la respiración e incluso puede ocasionar la muerte. Además, aumenta el riesgo de padecer de tuberculosis y de cáncer pulmonar.
- (5) Corriente de cortocircuito normalizada (I_{sc} o I_{cc}): es la intensidad que se mide en los bornes de un panel solar y por lo tanto es la intensidad máxima que se puede obtener ya que no hay resistencia y por ende la diferencia de potencial es cero.
- (6) Tensión de circuito abierto normalizada (V_{oc}): es aquella diferencia de potencial que se mide en los bornes de los paneles solares con el circuito abierto, es decir sin que exista corriente eléctrica. Por lo tanto es la tensión máxima que puede existir en el panel solar.
- (7) AGMA: American Gear Manufacturers Association. Es una asociación global de estándares técnicos, educación e información comercial para fabricantes, proveedores y usuarios de componentes de transmisión de potencia.
- (8) Relación de Transmisión: Se expresa como la relación que existe entre las velocidades de los engranajes que forman parte de un sistema de potencia. Concretamente es el cociente entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada. El sistema de transmisión es reductor si este cociente es menor a 1 y es multiplicador si es mayor a 1.
- (9) Volumen de impresión: El volumen de impresión de una impresora 3D, es el volumen útil que cuenta la impresora para poder imprimir, es decir la cama de una impresora o altura de la misma son más grandes que el verdadero volumen de impresión. Es por ello que se debe tener muy presente a la hora de imprimir dicho volumen útil para saber si las piezas que se desean fabricar entran dentro.
- (10) NEMA: National Electrical Manufacturers Association o en castellano, Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos.

ANEXOS

ANEXO I. Programación en Python [Jupyter Notebook]

```
#-----#
#Librerías utilizadas#
#-----#

import math # Para poder utilizar expresiones matemáticas como PI, el N° e, Cos,
Sin....
import numpy as np #Para poder ejecutar cálculo numéricos, con matrices...

#-----#
-----#

import matplotlib.pyplot as plt #Para poder llevar a cabo gráficas
plt.style.use('seaborn') #Es el estilo que he escogido para los gráficos

#Con el siguiente comando logras que los gráficos sean DINÁMICOS y no estáticos
%matplotlib notebook

#-----#
-----#

import pandas as pd #A partir de esta librería se podrán extraer datos de Excel

# Con esto seleccionamos la ruta donde esta el Excel con el que queremos
trabajar
path =
'C:/Users/Usuario/Desktop/Angel/TFM/Diseño/Datos_Posicion_Inventor_MOD_2.xlsx'

import operator #Para trabajar con funciones específicas de Diccionarios

ExcelDatos = pd.read_excel(path) # Se leen los datos del Archivo de Excel
ExcelDatos

#En esta parte se introducen los datos de POSICIÓN en listas para poder trabajar
bien

listaTheta2_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato = ExcelDatos["Theta2 ( gr )"][value] #Es un diccionario básicamente o
un array
    listaTheta2_Excel.append(dato)
```

```
print(listaTheta2_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
x_Excel = listaTheta2_Excel

#-----#
print('\n')

listaTheta3_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato1 = ExcelDatos["Theta3_MOD ( gr )"][value]
    dato1 = round(dato1, 3)
    listaTheta3_Excel.append(dato1)

print(listaTheta3_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_Excel1 = listaTheta3_Excel

#-----#
print('\n')

listaTheta4_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato2 = ExcelDatos["Theta4 ( gr )"][value]
    dato2 = round(dato2, 3)
    listaTheta4_Excel.append(dato2)

print(listaTheta4_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_Excel2 = listaTheta4_Excel

#-----#
print('\n')

listaTheta5_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato3 = ExcelDatos["Theta5_MOD ( gr )"][value]
    dato3 = round(dato3, 3)
    listaTheta5_Excel.append(dato3)

print(listaTheta5_Excel)
```

```

#Se definen los valores de las gráficas
y_Excel3 = listaTheta5_Excel

#-----#
print('\n')

listaTheta6_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato4 = ExcelDatos["Theta6 ( gr )"][value]
    dato4 = round(dato4, 3)
    listaTheta6_Excel.append(dato4)

print(listaTheta6_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_Excel4 = listaTheta6_Excel

#-----#
print('\n')

listaTheta9_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato5 = ExcelDatos["Theta9_MOD ( gr )"][value]
    dato5 = round(dato5, 3)
    listaTheta9_Excel.append(dato5)

print(listaTheta9_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_Excel5 = listaTheta9_Excel

#-----#
print('\n')

listaTheta10_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato6 = ExcelDatos["Theta10_MOD ( gr )"][value]
    dato6 = round(dato6, 3)
    listaTheta10_Excel.append(dato6)

print(listaTheta10_Excel)

```

```

#Se definen los valores de las gráficas
y_Excel6 = listaTheta10_Excel

#En esta parte se introducen los datos de VELOCIDAD en listas para poder
trabajar bien

listaDTheta3_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato1 = ExcelDatos["Theta3_MOD ( gr/s )"][value]
    dato1 = round(dato1, 3)
    listaDTheta3_Excel.append(dato1)

print(listaDTheta3_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelD1 = listaDTheta3_Excel

#-----#
print('\n')

listaDTheta4_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato2 = ExcelDatos["Theta4 ( gr/s )"][value]
    dato2 = round(dato2, 3)
    listaDTheta4_Excel.append(dato2)

print(listaDTheta4_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelD2 = listaDTheta4_Excel

#-----#
print('\n')

listaDTheta5_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato3 = ExcelDatos["Theta5_MOD ( gr/s )"][value]
    dato3 = round(dato3, 3)
    listaDTheta5_Excel.append(dato3)

print(listaDTheta5_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelD3 = listaDTheta5_Excel

```

```

#-----#
#-----#
print('\n')

listaDTheta6_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato4 = ExcelDatos["Theta6 ( gr/s )"][value]
    dato4 = round(dato4, 3)
    listaDTheta6_Excel.append(dato4)

print(listaDTheta6_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelD4 = listaDTheta6_Excel

#-----#
#-----#
print('\n')

listaDTheta9_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato5 = ExcelDatos["Theta9_MOD ( gr/s )"][value]
    dato5 = round(dato5, 3)
    listaDTheta9_Excel.append(dato5)

print(listaDTheta9_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelD5 = listaDTheta9_Excel

#-----#
#-----#
print('\n')

listaDTheta10_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato6 = ExcelDatos["Theta10_MOD ( gr/s )"][value]
    dato6 = round(dato6, 3)
    listaDTheta10_Excel.append(dato6)

print(listaDTheta10_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelD6 = listaDTheta10_Excel

#-----#
#-----#

```



```

#PRUEBA

print('\n')

ATANlistaDTheta10_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato6_1 = ExcelDatos["Theta10_MOD ( gr/s )"][value]
    dato6_1 = round(math.atan(dato6_1), 3)
    ATANlistaDTheta10_Excel.append(dato6_1)

print(ATANlistaDTheta10_Excel)

#En esta parte se introducen los datos de ACELERACIÓN en listas para poder
trabajar bien

value = 0

listaDDTheta3_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato7 = ExcelDatos["Theta3_MOD ( gr/s^2 )"][value]
    dato7 = round(dato7, 3)
    listaDDTheta3_Excel.append(dato7)

print(listaDDTheta3_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelDD1 = listaDDTheta3_Excel

#-----#
print('\n')

listaDDTheta4_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato8 = ExcelDatos["Theta4 ( gr/s^2 )"][value]
    dato8 = round(dato8, 3)
    listaDDTheta4_Excel.append(dato8)

print(listaDDTheta4_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelDD2 = listaDDTheta4_Excel

#-----#
print('\n')

```

```

listaDDTheta5_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato9 = ExcelDatos["Theta5_MOD ( gr/s^2 )"][value]
    dato9 = round(dato9, 3)
    listaDDTheta5_Excel.append(dato9)

print(listaDDTheta5_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelDD3 = listaDDTheta5_Excel

#-----#
print('\n')

listaDDTheta6_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato10 = ExcelDatos["Theta6 ( gr/s^2 )"][value]
    dato10 = round(dato10, 3)
    listaDDTheta6_Excel.append(dato10)

print(listaDDTheta6_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelDD4 = listaDDTheta6_Excel

#-----#
print('\n')

listaDDTheta9_Excel = []

for value in range(0,301):
    dato11 = ExcelDatos["Theta9_MOD ( gr/s^2 )"][value]
    dato11 = round(dato11, 3)
    listaDDTheta9_Excel.append(dato11)

print(listaDDTheta9_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelDD5 = listaDDTheta9_Excel

#-----#
print('\n')

listaDDTheta10_Excel = []

```

```

for value in range(0,301):
    dato12 = ExcelDatos["Thetha10_MOD ( gr/s^2 )"][value]
    dato12 = round(dato12, 3)
    listaDDThetha10_Excel.append(dato12)

print(listaDDThetha10_Excel)

#Se definen los valores de las gráficas
y_ExcelDD6 = listaDDThetha10_Excel

#Definición de las barras del mecanismo, obsérvese las medidas en la primera
imagen adjuntada:

#Están en METROS

a1=0.57858
b1=0.63858 #z4
c2=0.61395 #z6
d2=0.57702 #z8
e2=0.80169 #z7
f2=0.61242 #z9
g2=0.57087 #z10
h2=1.04480 #z11
i=0.77091 #z12
j1=0.83709 #z3
k2=0.86016 #z5
l1=0.20157
m1=0.32313 #z2
AE=0.61272 #z1

#DATOS DE ENTRADA primer mecanismo

z1=AE
z2=m1
z3=j1
z4=b1

#Segundo Mecanismo
z5=k2
z6=c2

#Tercer Mecanismo
z8=d2
z9=f2
z10=g2
z12 = i

```

```

#POSICIÓN
Theta1 = 180 #Cte, debido a la disposición del mecanismo. Bastidor = Z1
Theta2 = 90

Theta1_rad = math.radians(Theta1) #Se pasa a Radianes como consecuencia de que
Python trabaja con ellos
Theta2_rad = math.radians(Theta2)

#VELOCIDAD
DTheta2_gra = 120 #grados/seg
DTheta2_rad = math.radians(DTheta2_gra) # rad/seg

#ACELERACIÓN
DDTheta2_gra = 0 # rad/seg^2
DDTheta2_rad = math.radians(DDTheta2_gra) # rad/seg

print(f" \n ·Theta1_rad = {Theta1_rad}")
print(f" \n ·Theta2_rad = {Theta2_rad}")
print(f" \n ·La Velocidad en rad/seg de DTheta2 = {DTheta2_rad}")
print(f" \n ·La Aceleración en rad/seg de DDTheta2 = {DDTheta2_rad}\n")

DiccionarioFinal = {}
DiccionarioFinal_rad = {}

#Se obtiene los valores de una revolución completa de THETA_2

listaTheta2 = []

listaTheta2_rad = []

for value in range(0, 361):
    Theta2_mod = Theta2 + value

    #if Theta2_mod > 360: #Se utiliza un IF para poder obtener los verdaderos
valores de la revolución completa

        # Theta2_mod = Theta2_mod-360

    #else:
        #Theta2_mod = Theta2_mod""

    listaTheta2.append(Theta2_mod)

print(f"{listaTheta2} \n")

for valor_Theta2 in listaTheta2:

    valor_Theta2_rad = math.radians(valor_Theta2)

```

```

    listaTheta2_rad.append(round(valor_Theta2_rad,3))

print(f"{listaTheta2_rad} \n")

#-----#
-----#

DiccionarioFinal['Theta2'] = listaTheta2
DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'] = listaTheta2_rad

print(f"{DiccionarioFinal} \n")
print(DiccionarioFinal_rad)

#-----#
# PRIMER MECANISMO #
#-----#

#Se continua con los cálculos para toda una revolución

lista_a = []
lista_b = []
lista_c = []

Diccionario = {'a':"","b':"","c":""}

for valueTheta2 in listaTheta2_rad:

    a = 4*(z3**2)*((z2**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad-valueTheta2)+(z1**2))

    lista_a.append(round(a,5))

#-----#
-----#

    b = 4*z3*(z2*math.sin(valueTheta2) - z1*math.sin(Theta1_rad))*(z2**2
        - 2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad - valueTheta2) + z1**2 + z3**2 - z4**2)

    lista_b.append(round(b,5))

#-----#
-----#

    c =
    (((z2**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad-valueTheta2)+(z1**2)+(z3**2)-(z4**2))**2
    )-4*(z3**2)*((z2**2)*(math.cos(valueTheta2))**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad
    *math.cos(valueTheta2)+(z1**2)*(math.cos(Theta1_rad))**2)

```

```

lista_c.append(round(c,5))

#-----#
#-----#

print(f"{lista_a} \n")
print(f"{lista_b} \n")
print(f"{lista_c} \n")

Diccionario['a'] = lista_a
Diccionario['b'] = lista_b
Diccionario['c'] = lista_c

#Los introduzco en un diccionario donde las tengo controladas

print(f"{Diccionario} \n")

#----- Cálculo de Theta_3 -----#

cont = 0 #Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaTheta3_suma = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD
listaTheta3_resta = []

listaTheta3_suma_rad = [] #Necesarias para almacenar todos los valores en RAD
listaTheta3_resta_rad = []

for value in range(0,361):

    a = Diccionario['a'][cont] #con esta línea de código puedes obtener los
    distintos valores dentro de las listas de cada CLAVE
    b = Diccionario['b'][cont]
    c = Diccionario['c'][cont]

    # Existen dos posibles soluciones para Theta 3:

    Num = (-b+math.sqrt((b**2)-4*a*c))/(2*a)
    Num_bis = (-b-math.sqrt((b**2)-4*a*c))/(2*a)

    #En radianes sería:
    Theta3_suma = math.asin(Num)
    Theta3_resta = math.asin(Num_bis)

    #Se introducen en listas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para
    continuar con los cálculos
    listaTheta3_suma_rad.append(round(Theta3_suma,5))
    listaTheta3_resta_rad.append(round(Theta3_resta,5))

```

```

#En GRADOS sería:
Theta3_1_grados = math.degrees(Theta3_suma)
Theta3_2_grados = math.degrees(Theta3_resta)

#Teniendo en cuenta que se emplea un ARCSeno:
Theta3_1 = 180 - Theta3_1_grados
Theta3_2 = 180 - Theta3_2_grados

#Se introducen en listas diferentes
listaTheta3_suma.append(round(Theta3_1,5))
listaTheta3_resta.append(round(Theta3_2,5))

cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print('-----')

print(f"listaTheta3_suma = {listaTheta3_suma}\n")
print(f"listaTheta3_resta = {listaTheta3_resta}\n")

DiccionarioFinal['Theta3_1'] = listaTheta3_suma
DiccionarioFinal['Theta3_2'] = listaTheta3_resta

print(f"{DiccionarioFinal}\n")

#Ahora en RADIANES

print(f"listaTheta3_suma_rad = {listaTheta3_suma_rad}\n")
print(f"listaTheta3_resta_rad = {listaTheta3_resta_rad}\n")

DiccionarioFinal_rad['Theta3_1_rad'] = listaTheta3_suma_rad
DiccionarioFinal_rad['Theta3_2_rad'] = listaTheta3_resta_rad

print(f"{DiccionarioFinal_rad}\n")

print('-----')

#----- Cálculo de Theta_4 -----#

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaTheta4_suma = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD
listaTheta4_resta = []

listaTheta4_suma_rad = [] #Necesarias para almacenar todos los valores en RAD
listaTheta4_resta_rad = []

for value in range(0,361):

```

```

valueTheta2_rad = DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'][cont] #con esta línea
de código puedes obtener los distintos valores dentro de las listas de cada
CLAVE
valueTheta3_1 = DiccionarioFinal['Theta3_1'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS
valueTheta3_2 = DiccionarioFinal['Theta3_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS

#MUY IMPORTANTE:
#Los cálculos se deben realizar con los valores ya escogidos mediante la
evaluación de si es necesario sumar +-180, o
# escoger los valores dados directamente por la función ARCSENO

#Existen dos posibles soluciones para Theta 4, debido a la dualidad que
tiene Theta 3:

Num2 =
(z2*math.cos(valueTheta2_rad)-z1*math.cos(Theta1_rad)+z3*math.cos(math.radians
(valueTheta3_1)))/(z4)
Num2_1 =
(z2*math.cos(valueTheta2_rad)-z1*math.cos(Theta1_rad)+z3*math.cos(math.radians
(valueTheta3_2)))/(z4)

#En radianes sería:
Theta4_1_rad = math.acos(Num2)
Theta4_2_rad = math.acos(Num2_1)

#Se introducen en listas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para
continuar con los cálculos
listaTheta4_suma_rad.append(round(Theta4_1_rad,5))
listaTheta4_resta_rad.append(round(Theta4_2_rad,5))

#En GRADOS sería:
Theta4_1 = math.degrees(Theta4_1_rad)
Theta4_2 = math.degrees(Theta4_2_rad)

#Teniendo en cuenta que se emplea un ARCOSENO:

#Para este caso no es necesario la evaluación, ya que el resultado sale
directamente

#Se introducen en listas diferentes
listaTheta4_suma.append(round(Theta4_1,5))
listaTheta4_resta.append(round(Theta4_2,5))

cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

#-----

```



```

-----

print(f"listaTheta4_suma = {listaTheta4_suma}\n")
print(f"listaTheta4_resta = {listaTheta4_resta}\n")

DiccionarioFinal['Theta4_1'] = listaTheta4_suma
DiccionarioFinal['Theta4_2'] = listaTheta4_resta

print(f"*** EL DICCIONARIO(GRA) resultate del primer mecanismo es el siguiente:
***\n")
print(f"{DiccionarioFinal}\n")

#Ahora en RADIANES

print(f"listaTheta4_suma_rad = {listaTheta4_suma_rad}\n")
print(f"listaTheta4_resta_rad = {listaTheta4_resta_rad}\n")

DiccionarioFinal_rad['Theta4_1_rad'] = listaTheta4_suma_rad
DiccionarioFinal_rad['Theta4_2_rad'] = listaTheta4_resta_rad

print(f"{DiccionarioFinal_rad}\n")

#GRÁFICOS#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y1 = listaTheta3_suma

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y2 = y_Excel1

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y1, color = 'r', linewidth = '5', label='θ3_teorica')
ax.plot(x2,y2, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='θ3_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

```

```

#Títulos de los ejes
ax.set_title('θ3 teórica, θ3_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('θ3 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("Tetha3Graph.png")

#-----#
-----#

y3 = listaTheta4_suma
y4 = y_Excel2

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y3, color = 'r', linewidth = '5', label='θ4 teórica')
ax.plot(x2,y4, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='θ4_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('θ4 teórica, θ4_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('θ4 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("Tetha4Graph.png")

```

```

#Obtención de las Velocidades#

print("""Consecuencia de que ya se han obtenido los valores exactos para las
posiciones, no saldrán en este punto más de una solución por revolución ni en
Velocidades ni en Aceleraciones: \n""")

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaDTheta3 = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD/seg
listaDTheta4 = []

DiccionarioFinalVel = {}

for value in range(0,361):

    valueTheta2_rad = DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'][cont] #con esta línea
de código puedes obtener los distintos valores dentro de las listas de cada
CLAVE
    valueTheta3_1 = DiccionarioFinal['Theta3_1'][cont] #Aquí se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 3_1
    valueTheta4_1 = DiccionarioFinal['Theta4_1'][cont] #Aquí se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 4_1

    DTheta3_rad =
(DTheta2_rad*z2*(math.sin(valueTheta2_rad)-math.tan(math.radians(valueTheta4_
1))*math.cos(valueTheta2_rad)))/(z3*(math.cos(math.radians(valueTheta3_1))*mat
h.tan(math.radians(valueTheta4_1))-math.sin(math.radians(valueTheta3_1))))

    DTheta4_rad =
(DTheta2_rad*z2*math.sin(valueTheta2_rad)+DTheta3_rad*z3*math.sin(math.radian
s(valueTheta3_1)))/(z4*math.sin(math.radians(valueTheta4_1)))

    #En GRADOS sería:
    DTheta3 = math.degrees(DTheta3_rad)
    DTheta4 = math.degrees(DTheta4_rad)

    #Se introducen en listas diferentes
    listaDTheta3.append(round(DTheta3,5))
    listaDTheta4.append(round(DTheta4,5))

    cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print(f"listaDTheta3 = {listaDTheta3}\n")
print(f"listaDTheta4 = {listaDTheta4}\n")

DiccionarioFinalVel['DTheta3'] = listaDTheta3
DiccionarioFinalVel['DTheta4'] = listaDTheta4

print(f"{DiccionarioFinalVel}\n")

```

```

#Obtención de las Aceleraciones#

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaDDTheta3 = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD/seg
listaDDTheta4 = []

DiccionarioFinalAcel = {}

for value in range(0,361):

    valueTheta2_rad = DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'][cont] #con esta línea
de código puedes obtener los distintos valores dentro de las listas de cada
CLAVE
    valueTheta3_1 = DiccionarioFinal['Theta3_1'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 3_1
    valueTheta4_1 = DiccionarioFinal['Theta4_1'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 4_1

    valueDTheta3_1 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta3'][cont])
    valueDTheta4_1 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta4'][cont])

    A =
z2*((DTheta2_rad**2)*math.cos(valueTheta2_rad)+DDTheta2_rad*math.sin(valueThe
tha2_rad))+z3*((valueDTheta3_1**2)*math.cos(math.radians(valueTheta3_1)))-z4*(
(valueDTheta4_1**2)*math.cos(math.radians(valueTheta4_1)))
    B =
z2*(-(DTheta2_rad**2)*math.sin(valueTheta2_rad)+DDTheta2_rad*math.cos(valueTh
etha2_rad))-z3*((valueDTheta3_1**2)*math.sin(math.radians(valueTheta3_1)))+z4*
((valueDTheta4_1**2)*math.sin(math.radians(valueTheta4_1)))

    DDTheta3_rad =
(B*math.tan(math.radians(valueTheta4_1))-A)/(z3*(math.sin(math.radians(valueThe
tha3_1))-math.cos(math.radians(valueTheta3_1))*math.tan(math.radians(valueTheth
a4_1))))
    DDTheta4_rad = (A +
z3*DDTheta3_rad*math.sin(math.radians(valueTheta3_1)))/(z4*math.sin(math.radia
ns(valueTheta4_1)))

    #En GRADOS sería:
    DDTheta3 = math.degrees(DDTheta3_rad)
    DDTheta4 = math.degrees(DDTheta4_rad)

    #Se introducen en listas diferentes
    listaDDTheta3.append(round(DDTheta3,5))
    listaDDTheta4.append(round(DDTheta4,5))

    cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

```

```

print(f"listaDDTheta3 = {listaDDTheta3}\n")#Degrees
print(f"listaDDTheta4 = {listaDDTheta4}\n")#Degrees

DiccionarioFinalAcel['DDTheta3'] = listaDDTheta3
DiccionarioFinalAcel['DDTheta4'] = listaDDTheta4

#print(f"{DiccionarioFinalAcel}\n")

                                #GRÁFICOS#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y5 = listaDTheta3

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y6 = y_ExcelD1

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y5, color = 'y', linewidth = '5', label='Ω3_teorica')
ax.plot(x2,y6, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='Ω3_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Ω3_teorica, Ω3_Inventor VS.02', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Ω3 (º/seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('02 (º)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DTetha3Graph.png")

#-----#
#-----#

```

```

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y7 = listaDTheta4

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y8 = y_ExcelD2

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y7, color = 'y', linewidth = '5', label='Ω4_teorica')
ax.plot(x2,y8, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='Ω4_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Ω4_teorica, Ω4_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Ω4 (°/seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DTetha4Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y9 = listaDDTheta3

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y10 = y_ExcelDD1

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el

```

gráfico, crea un FRAME

```

ax.plot(x1,y9, color = 'c', linewidth = '5', label='α3_teorica')
ax.plot(x2,y10, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='α3_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('α3_teorica, α3_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('α3 (°/seg²)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DDTetha3Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y11 = listaDDTheta4

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y12 = y_ExcelDD2

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y11, color = 'c', linewidth = '5', label='α4_teorica')
ax.plot(x2,y12, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='α4_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),

```

```

        arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
        arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('α4 teórica, α4_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('α4 (°/seg²)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DDTetha4Graph.png")

#-----#
# SEGUNDO MECANISMO #
#-----#

#----- Cálculo de Theta_5 -----#

print(f"Comienza el cálculo del ángulo Theta 5: \n")

lista_a2 = []
lista_b2 = []
lista_c2 = []

Diccionario2 = {'a2':" ", 'b2':" ", 'c2':" "}

for value2 in listaTheta2_rad:

    a2 = 4*(z5**2)*((z2**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad-value2)+z1**2)

    lista_a2.append(round(a2,5))

#-----#
#-----#

    b2 = 4*z5*(z2*math.sin(value2) - z1*math.sin(Theta1_rad))*(z2**2 -
2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad - value2) + z1**2 + z5**2 - z6**2)

    lista_b2.append(round(b2,5))

#-----#
#-----#

```



```

c2 =
(((z2**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad-value2)+(z1**2)+(z5**2)-(z6**2))**2)-4*(z
5**2)*((z2**2)*((math.cos(value2))**2)-2*z1*z2*math.cos(Theta1_rad)*math.cos(va
lue2)+(z1**2)*(math.cos(Theta1_rad))**2)

lista_c2.append(round(c2,5))

#-----#

print(f"{lista_a2} \n")
print(f"{lista_b2} \n")
print(f"{lista_c2} \n")

Diccionario2['a2'] = lista_a2
Diccionario2['b2'] = lista_b2
Diccionario2['c2'] = lista_c2

#Los introduzco en un diccionario donde las tengo controladas

print(f"{Diccionario2} \n")

cont = 0 # CONTADOR

listaTheta5_suma = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD
listaTheta5_resta = []

listaTheta5_suma_rad = [] #Necesarias para almacenar todos los valores en RAD
listaTheta5_resta_rad = []

for value in range(0,361):

    a2 = Diccionario2['a2'][cont] #con esta línea de código puedes obtener los
distintos valores dentro de las listas de cada CLAVE
    b2 = Diccionario2['b2'][cont]
    c2 = Diccionario2['c2'][cont]

    # Existen dos posibles soluciones para Theta 5:

    Num3 = (-b2+math.sqrt((b2**2)-4*a2*c2))/(2*a2)
    Num3_1 = (-b2-math.sqrt((b2**2)-4*a2*c2))/(2*a2)

    #En radianes sería:
    Theta5_suma = math.asin(Num3)
    Theta5_resta = math.asin(Num3_1)

    #Se introducen en listas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para
continuar con los cálculos

```

```

listaTheta5_suma_rad.append(round(Theta5_suma,5))
listaTheta5_resta_rad.append(round(Theta5_resta,5))

#En GRADOS sería:
Theta5_1_grados = math.degrees(Theta5_suma)
Theta5_2_grados = math.degrees(Theta5_resta)

#Teniendo en cuenta que se emplea un ARCSeno:
Theta5_1 = (180 - Theta5_1_grados)
Theta5_2 = (180 - Theta5_2_grados)-360 #Con la evaluación debido al ACos

#Se introducen en listas diferentes
listaTheta5_suma.append(round(Theta5_1,5))
listaTheta5_resta.append(round(Theta5_2,5))

cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print('-----')

print(f"listaTheta5_suma = {listaTheta5_suma}\n")
print(f"listaTheta5_resta = {listaTheta5_resta}\n")

DiccionarioFinal['Theta5_1'] = listaTheta5_suma
DiccionarioFinal['Theta5_2'] = listaTheta5_resta

print(f"{DiccionarioFinal}\n")

#Ahora en RADIANS

print(f"listaTheta5_suma_rad = {listaTheta5_suma_rad}\n")
print(f"listaTheta5_resta_rad = {listaTheta5_resta_rad}\n")

DiccionarioFinal_rad['Theta5_1_rad'] = listaTheta5_suma_rad
DiccionarioFinal_rad['Theta5_2_rad'] = listaTheta5_resta_rad

print(f"{DiccionarioFinal_rad}\n")

print('-----')

#----- Cálculo de Theta_6 -----#

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaTheta6_suma = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD
listaTheta6_resta = []

listaTheta6_suma_rad = [] #Necesarias para almacenar todos los valores en RAD
listaTheta6_resta_rad = []

```

```

for value in range(0,361):

    valueTheta2_rad = DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'][cont] #con esta línea
de código puedes obtener los distintos valores dentro de las listas de cada
CLAVE
    valueTheta5_1 = DiccionarioFinal['Theta5_1'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS
    valueTheta5_2 = DiccionarioFinal['Theta5_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS

                                #MUY IMPORTANTE:
#Los cálculos se deben realizar con los valores ya escogidos mediante la
evaluación de si es necesario sumar +-180, o
# escoger los valores dados directamente por la función ARCSENO

    #Existen dos posibles soluciones para Theta 6, debido a la dualidad que
tiene Theta 5:

    Num4 =
(z2*math.cos(valueTheta2_rad)-z1*math.cos(Theta1_rad)+z5*math.cos(math.radians
(valueTheta5_1)))/(z6)
    Num4_1 =
(z2*math.cos(valueTheta2_rad)-z1*math.cos(Theta1_rad)+z5*math.cos(math.radians
(valueTheta5_2)))/(z6)

    #En radianes sería:
    Theta6_1_rad = math.acos(Num4)
    Theta6_2_rad = math.acos(Num4_1)

    #Se introducen en listas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para
continuar con los cálculos
    listaTheta6_suma_rad.append(round(Theta6_1_rad,5))
    listaTheta6_resta_rad.append(round(Theta6_2_rad,5))

    #En GRADOS sería:
    Theta6_1 = math.degrees(Theta6_1_rad)
    Theta6_2 = math.degrees(Theta6_2_rad)*-1 #El "-1" es consecuencia de la
evaluación posterior debido al ACOSENO

    #Teniendo en cuenta que se emplea un ARCOSENO:

    #Para este caso no es necesario la evaluación, ya que el resultado sale
directamente

    #Se introducen en listas diferentes
    listaTheta6_suma.append(round(Theta6_1,5))
    listaTheta6_resta.append(round(Theta6_2,5))

```

```

    cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR
#-----
-----

print(f"listaThetha6_suma = {listaThetha6_suma}\n")
print(f"listaThetha6_resta = {listaThetha6_resta}\n")

DiccionarioFinal['Thetha6_1'] = listaThetha6_suma
DiccionarioFinal['Thetha6_2'] = listaThetha6_resta

print(f"*** EL DICCIONARIO(GRA) resultante con SEGUNDO mecanismo es el
siguiente: ***\n")
print(f"{DiccionarioFinal}\n")

        #Ahora en RADIANES

print(f"listaThetha6_suma_rad = {listaThetha6_suma_rad}\n")
print(f"listaThetha6_resta_rad = {listaThetha6_resta_rad}\n")

DiccionarioFinal_rad['Thetha6_1_rad'] = listaThetha6_suma_rad
DiccionarioFinal_rad['Thetha6_2_rad'] = listaThetha6_resta_rad

print(f"{DiccionarioFinal_rad}\n")

                                #GRÁFICOS#

y13 = listaThetha5_resta
y14 = y_Excel3

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y13, color = 'r', linewidth = '5', label='θ5_teorica')
ax.plot(x2,y14, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='θ5_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes

```

```

ax.set_title('05_teorica, 05_Inventor VS. 02', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('05 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('02 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("Tetha5Graph.png")

#-----
#-----#

y15 = listaTheta6_resta
y16 = y_Excel4

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y15, color = 'r', linewidth = '5', label='06_teorica')
ax.plot(x2,y16, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='06_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('06_teorica, 06_Inventor VS. 02', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('06 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('02 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("Tetha6Graph.png")

#Obtención de las Velocidades#

print("""Consecuencia de que ya se han obtenido los valores exactos para las
posiciones, no saldrán en este punto más de una solución por revolución ni en

```

Velocidades ni en Aceleraciones: \n"")

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaDTheta5 = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD/seg
listaDTheta6 = []

#DiccionarioFinalVel = {}

for value in range(0,361):

 valueTheta2_rad = DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'][cont] #con esta línea
de código puedes obtener los distintos valores dentro de las listas de cada
CLAVE

 valueTheta5_2 = DiccionarioFinal['Theta5_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 5_1

 valueTheta6_2 = DiccionarioFinal['Theta6_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 6_1

 DTheta5_rad =
(DTheta2_rad*z2*(math.sin(valueTheta2_rad)-math.tan(math.radians(valueTheta6_2))
math.cos(valueTheta2_rad)))/(z5(math.cos(math.radians(valueTheta5_2))*mat
h.tan(math.radians(valueTheta6_2))-math.sin(math.radians(valueTheta5_2))))

 DTheta6_rad =
(DTheta2_rad*z2*math.sin(valueTheta2_rad)+DTheta5_rad*z5*math.sin(math.radian
s(valueTheta5_2)))/(z6*math.sin(math.radians(valueTheta6_2)))

 #En GRADOS sería:

 DTheta5 = math.degrees(DTheta5_rad)

 DTheta6 = math.degrees(DTheta6_rad)

 #Se introducen en listas diferentes

 listaDTheta5.append(round(DTheta5,5))

 listaDTheta6.append(round(DTheta6,5))

 cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print(f"listaDTheta5 = {listaDTheta5}\n")

print(f"listaDTheta6 = {listaDTheta6}\n")

DiccionarioFinalVel['DTheta5'] = listaDTheta5

DiccionarioFinalVel['DTheta6'] = listaDTheta6

print(f"{DiccionarioFinalVel}\n")

#Obtención de las Aceleraciones#

```

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaDDTheta5 = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD/seg
listaDDTheta6 = []

#DiccionarioFinalAcel = {}

for value in range(0,361):

    valueTheta2_rad = DiccionarioFinal_rad['Theta2_rad'][cont] #con esta línea
de código puedes obtener los distintos valores dentro de las listas de cada
CLAVE
    valueTheta5_2 = DiccionarioFinal['Theta5_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 5_2
    valueTheta6_2 = DiccionarioFinal['Theta6_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 6_2

    valueDTheta5_2 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta5'][cont])
    valueDTheta6_2 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta6'][cont])

    A2 =
z2*((DTheta2_rad**2)*math.cos(valueTheta2_rad)+DDTheta2_rad*math.sin(valueTh
eta2_rad))+z5*((valueDTheta5_2**2)*math.cos(math.radians(valueTheta5_2)))-z6*(
(valueDTheta6_2**2)*math.cos(math.radians(valueTheta6_2)))

    B2 =
z2*(-(DTheta2_rad**2)*math.sin(valueTheta2_rad)+DDTheta2_rad*math.cos(valueTh
eta2_rad))-z5*((valueDTheta5_2**2)*math.sin(math.radians(valueTheta5_2)))+z6*
((valueDTheta6_2**2)*math.sin(math.radians(valueTheta6_2)))

    DDTheta5_rad =
(B2*math.tan(math.radians(valueTheta6_2))-A2)/(z5*(math.sin(math.radians(valueT
heta5_2))-math.cos(math.radians(valueTheta5_2))*math.tan(math.radians(valueTh
eta6_2))))

    DDTheta6_rad = (A2 +
z5*DDTheta5_rad*math.sin(math.radians(valueTheta5_2)))/(z6*math.sin(math.radia
ns(valueTheta6_2)))

    #En GRADOS sería:
    DDTheta5 = math.degrees(DDTheta5_rad)
    DDTheta6 = math.degrees(DDTheta6_rad)

    #Se introducen en listas diferentes
    listaDDTheta5.append(round(DDTheta5,5))
    listaDDTheta6.append(round(DDTheta6,5))

    cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print(f"listaDDTheta5 = {listaDDTheta5}\n")

```

```

print(f"listaDDTheta6 ={listaDDTheta6}\n")

DiccionarioFinalAcel['DDTheta5'] = listaDDTheta5
DiccionarioFinalAcel['DDTheta6'] = listaDDTheta6

print(f"{DiccionarioFinalAcel}\n")

                                #GRÁFICOS#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y17 = listaDTheta5

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y18 = y_ExcelD3

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y17, color = 'y', linewidth = '5', label='Ω5_teorica')
ax.plot(x2,y18, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='Ω5_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Ω5_teorica, Ω5_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Ω5 (°/seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DTetha5Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2

```



```

y19 = listaDTheta6

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y20 = y_ExcelD4

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y19, color = 'y', linewidth = '5', label='Ω6_teorica')
ax.plot(x2,y20, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='Ω6_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Ω6_teorica, Ω6_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Ω6 (°/seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DTtheta6Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y19 = listaDDTheta5

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y20 = y_ExcelDD3

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y19, color = 'c', linewidth = '5', label='α5_teorica')
ax.plot(x2,y20, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',

```

```

label='α5_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('α5_teórica, α5_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
            {'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('α5 (°/seg²)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DDTetha5Graph.png")

#-----#
#-----#

#Se definen los valores de las gráficas
x1 = listaTheta2
y21 = listaDDTheta6

x2 = x_Excel #Theta2_EXCEL
y22 = y_ExcelDD4

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y21, color = 'c', linewidth = '5', label='α6_teórica')
ax.plot(x2,y22, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='α6_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,

```

```

headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('α6 teórica, α6_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('α6 (°/seg²)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DDTetha6Graph.png")

#-----#
# TERCER MECANISMO #
#-----#

#Parámetros de ENTRADA

print("Ángulo ThetaC, definido entre las barras Z4 /_ Z8:\n")

ThetaC = 82.35 #Valor estalecido por la CONSTRUCCIÓN del propio mecanismo,
ángulo entre barra Z4\Z8
print(f"·ThetaC_grados = {ThetaC}\n")

ThetaC_rad = math.radians(ThetaC)
print(f"·ThetaC_rad = {ThetaC_rad}\n")

#----- Cálculo de Theta_10 -----#

print(f"Comienza el cálculo del ángulo Theta 10: \n")

lista_a3 = []
lista_b3 = []
lista_c3 = []

cont = 0 # CONTADOR

Diccionario3 = {'a3':"", 'b3':"", 'c3':""}

value = 0 #Reseteo

for value in range(0,361): #En este caso tiene un ángulo de partida diferente a
los otros dos Mecanismos

    valueTheta8 = ThetaC_rad +
    math.radians(DiccionarioFinal['Theta4_1'][cont]) #Aqui se esta escogiendo en la

```

de GRADOS

```
valueTheta6 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta6_2'][cont]) #Aqui se
esta escogiendo en la de GRADOS
```

```
a3 = 4*(z10**2)*((z6**2)-2*z8*z6*math.cos(valueTheta8 -
valueTheta6)+z8**2)
```

```
lista_a3.append(round(a3,5))
```

```
#-----#
-----#
```

```
b3 = 4*z10*(z6*math.sin(valueTheta6) - z8*math.sin(valueTheta8))*((z6**2)
- 2*z8*z6*math.cos(valueTheta8 - valueTheta6) + (z8**2) + (z10**2) - (z9**2))
```

```
lista_b3.append(round(b3,5))
```

```
#-----#
-----#
```

```
c3 =
(((z6**2)-2*z8*z6*math.cos(valueTheta8-valueTheta6)+(z8**2)+(z10**2)-(z9**2))*
*2)-4*(z10**2)*((z6**2)*((math.cos(valueTheta6))**2)-2*z8*z6*math.cos(valueThet
ha8)*math.cos(valueTheta6)+(z8**2)*(math.cos(valueTheta8))**2)
```

```
lista_c3.append(round(c3,5))
```

```
#-----#
-----#
```

```
cont = cont + 1
```

```
print(f"{lista_a3} \n")
print(f"{lista_b3} \n")
print(f"{lista_c3} \n")
```

```
Diccionario3['a3'] = lista_a3
Diccionario3['b3'] = lista_b3
Diccionario3['c3'] = lista_c3
```

```
#Los introduzco en un diccionario donde las tengo controladas
```

```
print(f"{Diccionario3} \n")
```

```
cont = 0 # CONTADOR
```

```

listaTheta10_suma = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD
listaTheta10_resta = []

listaTheta10_suma_rad = [] #Necesarias para almacenar todos los valores en RAD
listaTheta10_resta_rad = []

value = 0 #Reseteo

for value in range(0,361):

    a3 = Diccionario3['a3'][cont] #con esta línea de código puedes obtener los
    distintos valores dentro de las listas de cada CLAVE
    b3 = Diccionario3['b3'][cont]
    c3 = Diccionario3['c3'][cont]

    # Existen dos posibles soluciones para Theta 10:

    Num5 = (-b3+math.sqrt((b3**2)-4*a3*c3))/(2*a3)
    Num5_1 = (-b3-math.sqrt((b3**2)-4*a3*c3))/(2*a3)

    #En radianes sería:
    #Theta10_suma = math.asin(Num5)
    Theta10_resta = math.asin(Num5_1)

    #Se introducen en listas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para
    continuar con los cálculos
    #listaTheta10_suma_rad.append(round(Theta10_suma,5))
    listaTheta10_resta_rad.append(round(Theta10_resta,5))

    #En GRADOS sería:
    #Theta10_1_grados = math.degrees(Theta10_suma)
    Theta10_2_grados = math.degrees(Theta10_resta)

    #Teniendo en cuenta que se emplea un ARCSeno:
    #Theta10_1 = Theta10_1_grados
    Theta10_2 = (-180 - Theta10_2_grados) + 360

    #Se introducen en listas diferentes
    #listaTheta10_suma.append(round(Theta10_1,5))
    listaTheta10_resta.append(round(Theta10_2,5))

    cont = cont + 1 # Vas aumentando el CONTADOR

print('-----')

#print(f"listaTheta10_suma = {listaTheta10_suma}\n")
print(f"listaTheta10_resta ={listaTheta10_resta}\n")

#DiccionarioFinal['Theta10_1'] = listaTheta10_suma
DiccionarioFinal['Theta10_2'] = listaTheta10_resta

```

```

print(f"{DiccionarioFinal}\n")

#Ahora en RADIANES

#print(f"listaThetha10_suma_rad = {listaThetha10_suma_rad}\n")
print(f"listaThetha10_resta_rad ={listaThetha10_resta_rad}\n")

#DiccionarioFinal_rad['Thetha10_1_rad'] = listaThetha10_suma_rad
DiccionarioFinal_rad['Thetha10_2_rad'] = listaThetha10_resta_rad

print(f"{DiccionarioFinal_rad}\n")

print('-----')

#----- Cálculo de Thetha_9 -----#

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaThetha9_suma = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD
listaThetha9_resta = []

listaThetha9_suma_rad = [] #Necesarias para almacenar todos los valores en RAD
listaThetha9_resta_rad = []

for value in range(0,361):

    valueThetha8 = ThethaC_rad +
    math.radians(DiccionarioFinal['Thetha4_1'][cont]) #Aqui se esta escogiendo en la
    de Radianes
    valueThetha6 = math.radians(DiccionarioFinal['Thetha6_2'][cont]) #Aqui se
    esta escogiendo en la de Radianes

    #valueThetha10_1 = DiccionarioFinal['Thetha10_1'][cont] #Aqui se esta
    escogiendo en la de GRADOS
    valueThetha10_2 = DiccionarioFinal['Thetha10_2'][cont] #Aqui se esta
    escogiendo en la de GRADOS

#MUY IMPORTANTE:

#Los cálculos se deben realizar con los valores ya escogidos mediante la
evaluación de si es necesario sumar +-180, o
# escoger los valores ddos directamente por la función ARCSENO

#Existen dos posibles soluciones para Thetha 9, debido a la dualidad que
tiene Thetha 10:

```

```

    Num6_1 =
(z6*math.cos(valueTheta6)-z8*math.cos(valueTheta8)+z10*math.cos(math.radians(v
alueTheta10_2)))/(z9)

    #En radianes sería:
    Theta9_resta = math.acos(Num6_1)

    #Se introducen en listas diferentes de RADIANES en este caso, necesario para
continuar con los cálculos
    #listaTheta9_suma_rad.append(round(Theta9_suma,5))
    listaTheta9_resta_rad.append(round(Theta9_resta,5))

    #En GRADOS sería:
    #Theta9_1_grados = math.degrees(Theta9_suma)
    Theta9_2_grados = math.degrees(Theta9_resta)

    #Teniendo en cuenta que se emplea un ARCOSENO:

    Theta9_2 = Theta9_2_grados*-1 #El "-1" es consecuencia de la evaluación
con el ARCOSENO

    #Se introducen en listas diferentes
    #listaTheta9_suma.append(round(Theta9_1,5))
    listaTheta9_resta.append(round(Theta9_2,5))

    cont = cont + 1 # Vas aumentando el CONTADOR

#-----
-----

#print(f"listaTheta9_suma = {listaTheta9_suma}\n")
print(f"listaTheta9_resta = {listaTheta9_resta}\n")

#DiccionarioFinal['Theta9_1'] = listaTheta9_suma
DiccionarioFinal['Theta9_2'] = listaTheta9_resta

print(f"*** EL DICcionario(GRA) resultante con SEGUNDO mecanismo es el
siguiente: ***\n")
print(f"{DiccionarioFinal}\n")

        #Ahora en RADIANES

#print(f"listaTheta9_suma_rad = {listaTheta9_suma_rad}\n")
print(f"listaTheta9_resta_rad = {listaTheta9_resta_rad}\n")

#DiccionarioFinal_rad['Theta9_1_rad'] = listaTheta9_suma_rad
DiccionarioFinal_rad['Theta9_2_rad'] = listaTheta9_resta_rad

print(f"{DiccionarioFinal_rad}\n")

```

```

#GRÁFICOS#

y23 = listaTheta9_resta
y24 = y_Excel5

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y23, color = 'r', linewidth = '5', label='θ9_teorica')
ax.plot(x2,y24, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='θ9_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('θ9_teorica, θ9_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('θ9 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("Tetha9Graph.png")

#-----#
-----#

y25 = listaTheta10_resta
y26 = y_Excel6

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y25, color = 'r', linewidth = '5', label='θ10_teorica')
ax.plot(x2,y26, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='θ10_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS

```



```

xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('θ10 teórica, θ10_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
             {'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('θ10 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("Tetha10Graph.png")

#-----#
#-----#

#PRUEBAS PARA DETECTAR ERRORES#

y25_1 = ATANlistaDThetha10_Excel

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x_Excel,y25_1, color = 'r', linewidth = '5', label='θ10 teórica')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('ATAN_θ10 teórica VS. θ2', loc = "center", fontdict =
             {'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('ATAN_θ10 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})

```

```

ax.legend()
plt.show()

#Obtención de las Velocidades#

print("""Consecuencia de que ya se han obtenido los valores exactos para las
posiciones, no saldrán en este punto más de una solución por revolución ni en
Velocidades ni en Aceleraciones: \n""")

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaDTheta9 = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD/seg
listaDTheta10 = []

listaDTheta9_rad1 = []
listaDTheta9_rad2 = []

#DiccionarioFinalVel = {}

for value in range(0,361):

    valueTheta4 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta4_1'][cont]) #RADIANES

    valueTheta8 = ThetaC_rad + valueTheta4 #RADIANES
    valueTheta6 = DiccionarioFinal['Theta6_2'][cont] #Aqui se esta escogiendo
en la de GRADOS

    valueDTheta8 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta4'][cont])
#RADIANES
    valueDTheta6 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta6'][cont]) #Aqui se
esta escogiendo en la de RADIANES

    valueTheta10_2 = DiccionarioFinal['Theta10_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 10_1
    valueTheta9_2 = DiccionarioFinal['Theta9_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 9_1

#-----#
-----#

DTheta9_rad1 =
valueDTheta8*z8*math.sin(valueTheta8)-valueDTheta6*z6*math.sin(math.radians(v
alueTheta6))+(math.tan(math.radians(valueTheta10_2)))*(-valueDTheta8*z8*math.
cos(valueTheta8)+valueDTheta6*z6*math.cos(math.radians(valueTheta6)))
DTheta9_rad2 =
z9*(-math.sin(math.radians(valueTheta9_2))+(math.cos(math.radians(valueTheta9_
2))*math.tan(math.radians(valueTheta10_2))))

```

```

#-----#
#-----#

DTheta9_rad = DTheta9_rad1 / DTheta9_rad2

DTheta10_rad =
(valueDTheta8*z8*math.cos(valueTheta8)-valueDTheta6*z6*math.cos(math.radians(
valueTheta6))+DTheta9_rad*z9*math.cos(math.radians(valueTheta9_2)))/(z10*math
.cos(math.radians(valueTheta10_2)))

#En GRADOS sería:
DTheta9 = math.degrees(DTheta9_rad)
DTheta10 = math.degrees(DTheta10_rad)

#Se introducen en listas diferentes
listaDTheta9.append(round(DTheta9,5))
listaDTheta10.append(round(DTheta10,5))

cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

print(f"listaDTheta9 = {listaDTheta9}\n")
print(f"listaDTheta10 = {listaDTheta10}\n")

DiccionarioFinalVel['DTheta9'] = listaDTheta9
DiccionarioFinalVel['DTheta10'] = listaDTheta10

print(f"{DiccionarioFinalVel}\n")

#Obtención de las Aceleraciones#

cont = 0 #SEGUNDO, Funciona como un CONTADOR que se incrementa

listaDDTheta9 = [] #Necesarias para almacenar todos los valores GRAD/seg
listaDDTheta10 = []

#DiccionarioFinalAcel = {}

for value in range(0,361):

    valueTheta8 = ThetaC_rad +
    math.radians(DiccionarioFinal['Theta4_1'][cont])#RADIANES
    valueTheta6 = DiccionarioFinal['Theta6_2'][cont] #Aqui se esta escogiendo
    en la de GRADOS

    valueDTheta8 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta4'][cont])
#RADIANES
    valueDTheta6 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta6'][cont]) #Aqui se

```

esta escogiendo en la de Radianes

```

    valueDDTheta8 = math.radians(DiccionarioFinalAcel['DDTheta4'][cont])
#RADIANES
    valueDDTheta6 = math.radians(DiccionarioFinalAcel['DDTheta6'][cont]) #Aqui
se esta escogiendo en la de Radianes

    valueTheta10_2 = DiccionarioFinal['Theta10_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 10_1
    valueTheta9_2 = DiccionarioFinal['Theta9_2'][cont] #Aqui se esta
escogiendo en la de GRADOS, únicamente con 9_1

    valueThetaD10_2 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta10'][cont])
#GRADOS
    valueThetaD9_2 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta9'][cont])
#GRADOS

    A3 =
z6*((valueDTheta6**2)*math.cos(math.radians(valueTheta6))+valueDDTheta6*math.
sin(math.radians(valueTheta6)))+z10*((valueThetaD10_2**2)*math.cos(math.radian
s(valueTheta10_2))-z8*((valueDTheta8**2)*math.cos(valueTheta8)+valueDDTheta
8*math.sin(valueTheta8))-z9*(valueThetaD9_2**2)*math.cos(math.radians(valueThe
tha9_2))

    B3 =
z6*(-(valueDTheta6**2)*math.sin(math.radians(valueTheta6))+valueDDTheta6*math
.cos(math.radians(valueTheta6)))-z10*((valueThetaD10_2**2)*math.sin(math.radian
s(valueTheta10_2)))-z8*(-(valueDTheta8**2)*math.sin(valueTheta8)+valueDDThet
ha8*math.cos(valueTheta8))+z9*((valueThetaD9_2**2)*math.sin(math.radians(value
Theta9_2)))

    DDTheta10_rad =
(B3*math.tan(math.radians(valueTheta9_2))-A3)/(z10*(math.sin(math.radians(value
Theta10_2))-math.cos(math.radians(valueTheta10_2))*math.tan(math.radians(value
Theta9_2))))

    DDTheta9_rad = (B3 +
z10*DDTheta10_rad*math.cos(math.radians(valueTheta10_2)))/(z9*math.cos(math.ra
dians(valueTheta9_2)))

#En GRADOS sería:
DDTheta9 = math.degrees(DDTheta9_rad)
DDTheta10 = math.degrees(DDTheta10_rad)

#Se introducen en listas diferentes
listaDDTheta9.append(round(DDTheta9,5))
listaDDTheta10.append(round(DDTheta10,5))

cont = cont+1 # Vas aumentando el CONTADOR

```

```

print(f"listaDDTheta9 = {listaDDTheta9}\n")
print(f"listaDDTheta10 = {listaDDTheta10}\n")

DiccionarioFinalAcel['DDTheta9'] = listaDDTheta9
DiccionarioFinalAcel['DDTheta10'] = listaDDTheta10

print(f"{DiccionarioFinalAcel}\n")

                                #GRÁFICOS#

#Se definen los valores de las gráficas
y27 = listaDTheta9

y28 = y_ExcelD5

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y27, color = 'y', linewidth = '5', label='Ω9_teorica')
ax.plot(x2,y28, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='Ω9_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Ω9_teorica, Ω9_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Ω9 (°/seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DTetha9Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
y29 = listaDTheta10

```

```

y30 = y_ExcelD6

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y29, color = 'y', linewidth = '5', label='Ω10_teorica')
ax.plot(x2,y30, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='Ω10_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Ω10_teorica, Ω10_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Ω10 (°/seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DTetha10Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
y31 = listaDDThetha9

y32 = y_ExcelDD5

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y31, color = 'c', linewidth = '5', label='α9_teorica')
ax.plot(x2,y32, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='α9_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()

```

```

ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))

#Titulos de los ejes
ax.set_title('α9 teórica, α9_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
             {'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('α9 (°/seg²)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DDTetha9Graph.png")

#-----#
-----#

#Se definen los valores de las gráficas
y33 = listaDDTheta10

y34 = y_ExcelDD6

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x1,y33, color = 'c', linewidth = '5', label='α10 teórica')
ax.plot(x2,y34, color = 'k', linestyle = 'dashed', linewidth = '2',
label='α10_Inventor')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
                              headlength=10))

#Titulos de los ejes
ax.set_title('α10 teórica, α10_Inventor VS. θ2', loc = "center", fontdict =
             {'fontsize':18, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('α10 (°/seg²)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})

```

```
ax.set_xlabel('θ2 (°)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

plt.savefig("DDTetha10Graph.png")

#Análisis Dinámico

#Propiedades de las barras del mecanismo, Obtenidas a partir de Inventor:

g = 9.81 # m/seg^2

z4 = 0.63858
z6 = 0.61395
z8 = 0.57702
z7 = 0.80169
z9 = 0.61242
z10 = 0.57087
z11 = 1.04480
z12 = 0.77091
z3 = 0.83709
z5 = 0.86016
z2 = 0.32313
z1 = 0.61272

#PESOS de las barras que forman el mecanismo (kg), Aluminio, densidad Aluminio d
= 27000 kg/m^3

P2 = 1.637
P3 = 3.695
P_478 = 12.403
P5 = 3.732
P6 = 3.324
P9 = 3.317
P_101112 = 15.11

#Fuerzas contra el suelo (N), es la situación más desfavorable

#MOMENTOS DE INERCIA en el EJE Z sobre todas las barras (kg*m^2)

Iz_2 = 0.020241
Iz_3 = 0.2654

Iz_5 = 0.2844
Iz_6 = 0.12176
Iz_478 = 0.7258

Iz_9 = 0.12096
Iz_101112 = 1.2881
```



```

#Datos Iniciales, constructivos de las propias barras Z478

ThetaA = 52.14 #Ángulo Izquierdo
ThetaA_rad = math.radians(ThetaA)

ThetaB = 45.51 #Ángulo Superior
ThetaB_rad = math.radians(ThetaB)

ThetaC = 82.35
ThetaC_rad = math.radians(ThetaC)

#Datos centro de gravedad del objeto, obtenidos con Inventor

xg = 0.192984
yg = -0.244209 #El signo menos es debido a que el Origen de Coordenadas se
encuentra en el CDM del Sólido Rígido

#-----

                                #ESTÁN CALCULADOS EN RADIANES#

#Triángulo CDM_A (Parte superior derecha del esquema)

a_1 = math.sqrt((yg**2)+(xg**2))

alfa_1 = math.acos(xg/a_1)

#Triángulo CDM_L

c_1 = math.sqrt((yg**2)+(z8-xg)**2)

gamma_1 = math.acos((z8-xg)/c_1)

#-----

delta_1 = math.radians(180) - gamma_1 - alfa_1 #Ángulo restante del triángulo
L_A_CDM

#-----

#Triángulo CDM_A #2 (En el medio del esquema)

lambda_1 = (ThetaC_rad - alfa_1)

x1 = math.sin(lambda_1)*a_1

zeta_1 = math.acos(x1/a_1)

#-----

```

```

#Triángulo CDM_H

b_1 = math.tan(ThethaC_rad)*x1

omega_1 = math.atan(x1/b_1)

mu_1 = math.radians(180) - omega_1 - ThethaC_rad

#-----

# Datos geométricos FINALES

beta_1 = mu_1 #Falta una parte que depende de Thetha4

psi_1 = delta_1 + zeta_1 #Falta una parte que depende de Thetha4

#-----

print(lambda_1,beta_1,psi_1,zeta_1)

print(math.degrees(zeta_1))
print(math.degrees(alfa_1))
print(math.degrees(lambda_1))

#Datos Iniciales, constructivos de las propias barras Z101112

ThethaD = 101.23 #Ángulo Superior Derecho
ThethaD_rad = math.radians(ThethaD)

ThethaE = 46.36 #Ángulo Superior Izquierdo
ThethaE_rad = math.radians(ThethaE)

ThethaF = 32.41 #Ángulo Inferior
ThethaF_rad = math.radians(ThethaF)

#Datos centro de gravedad del objeto, obtenidos con Inventor

xg_2 = 0.186628 #Siempre teniendo en cuenta desde donde se parte el Origen de
Coordenadas
yg_2 = 0.235544

#-----

#Triángulo de CDM_N_yg

a_2 = math.sqrt((xg_2**2) + (yg_2**2))

#-----

#Triángulo de CDM_N_Q

```

```

alfa_2 = math.acos(a_2/z12)

gamma_2 = math.asin(a_2/z12)

lambda_2 = math.radians(180 - math.degrees(alfa_2) - math.degrees(gamma_2))

c_2 = math.sin(alfa_2)*z12

#-----

#Triángulo de P_N_CDM

zeta_2 = math.acos(a_2/z10)

b_2 = math.sin(zeta_2)*z10

omega_2 = math.acos(b_2/z10)

mu_2 = math.radians(180 - math.degrees(zeta_2) - math.degrees(omega_2))

#-----

# Datos geométricos Finales

fi_2 = math.radians(360) - zeta_2 #Le falta la dependencia de Theta10, para que
sea realmente fi, pero esto se realiza más abajo
#consecuencia de que se debe hacer donde se ejecuta el bucle con la variación
por tanto de Theta10

print(fi_2)

#Solución del sistema de ecuaciones en el Análisis Dinámico, mediante CRAMER#

Diccionario_Dinamico = {} #Diccionario para almacenar todos los resultados del
Análisis Dinámicos

#Listas de Aceleraciones Lineales en el CDM de cada Barra

ListaAcelLin2 = []
ListaAcelLin3 = []

ListaAcelLin5 = []
ListaAcelLin6 = []
ListaAcelLin8 = []
ListaAcelLin9 = []
ListaAcelLin10 = []

ListaAcelLinS1 = [] # Sólido Rígido 1 - HAL

```

```

ListaAcelLinS2 = [] # Sólido Rígido 2 - PNQ

ListaFQx = []
ListaFQy = []
ListaTiempoFuerza = []

Diccionario_AceleracionesLin = {}

ThetaC = 82.35 #Necesario para calcular la aceleración en z8
ThetaC_rad = math.radians(ThetaC)

for cont in range(0,361): #Ojo que aqui puede estar el problema está puesto CONT

    #POSICIONES de las Barras

    Theta2 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta2'][cont]) # RADIANES
    Theta3 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta3_1'][cont])
    Theta4 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta4_1'][cont])
    Theta5 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta5_2'][cont])
    Theta6 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta6_2'][cont])
    Theta9 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta9_2'][cont])
    Theta10 = math.radians(DiccionarioFinal['Theta10_2'][cont])

    #VELOCIDADES de las Barras

    DTheta2 = DTheta2_rad # RADIANES
    DTheta3 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta3'][cont])
    DTheta4 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta4'][cont])
    DTheta5 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta5'][cont])
    DTheta6 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta6'][cont])
    DTheta9 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta9'][cont])
    DTheta10 = math.radians(DiccionarioFinalVel['DTheta10'][cont])

    #ACELERACIONES obtenidas en el análisis cinemático, PRUEBAS

    DDTheta2_gra = 0 # no varia con el paso del bucle

    DDTheta3 = DiccionarioFinalAcel['DDTheta3'] [cont] #Grados/seg
    DDTheta4 = DiccionarioFinalAcel['DDTheta4'] [cont]
    DDTheta5 = DiccionarioFinalAcel['DDTheta5'] [cont]
    DDTheta6 = DiccionarioFinalAcel['DDTheta6'] [cont]
    DDTheta9 = DiccionarioFinalAcel['DDTheta9'] [cont]
    DDTheta10 = DiccionarioFinalAcel['DDTheta10'] [cont]

```

```

#-----#
#-----#

#Cálculo de las ACELERACIONES LINEALES en el CDM de cada barra, a partir del
TEOREMA DE CHARLES

#Es Necesario calcular la aceleración en el otro extremo de la barra (La
otra articulación que no es la de partida)
#Esta es necesaria para hallar las siguientes aceleraciones, de las BARRAS
colindantes

#Barra 2#

acel_lin1 = 0 #Barra anterior barra fija, BASTIDOR
vel_rot2 = np.array([0,0,DTheta2]) #Rotan sobre Z
acel_rot2 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta2_gra)])

E_CDM = np.array([(z2/2)*math.cos(Theta2), (z2/2)*math.sin(Theta2), 0])
E_G = np.array([(z2)*math.cos(Theta2), (z2)*math.sin(Theta2), 0])

az2_CDM = acel_lin1 + np.cross(acel_rot2, E_CDM) + np.cross(vel_rot2,
np.cross(vel_rot2, E_CDM))#EN CDM

az2_G = acel_lin1 + np.cross(acel_rot2, E_G) + np.cross(vel_rot2,
np.cross(vel_rot2, E_G))#EN EL EXTREMO OPUESTO

ListaAcelLin2.append(az2_CDM)

#Barra 3#

acel_lin2 = az2_G #Barra anterior
vel_rot3 = np.array([0,0,DTheta3])
acel_rot3 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta3)])

G_CDM = np.array([(z3/2)*math.cos(Theta3), (z3/2)*math.sin(Theta3), 0])
G_H = np.array([(z3)*math.cos(Theta3), (z3)*math.sin(Theta3), 0])

az3_CDM = acel_lin2 + np.cross(acel_rot3, G_CDM) + np.cross(vel_rot3,
np.cross(vel_rot3, G_CDM))

az3_H = acel_lin2 + np.cross(acel_rot3, G_H) + np.cross(vel_rot3,
np.cross(vel_rot3, G_H))

ListaAcelLin3.append(az3_CDM)

#CDM-Sólido Rígido 1-HAL#

acel_lin1 = 0 #Barra anterior barra fija, BASTIDOR
vel_rot4 = np.array([0,0,DTheta4])

```

```

    acel_rot4 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta4)])

    A_CDM = np.array([(a_1)*math.cos(lambda_1 + Theta4),
(a_1)*math.sin(lambda_1 + Theta4), 0]) #Puede que haya ERROR

    aHAL_CDM = acel_lin1 + np.cross(acel_rot4, A_CDM) + np.cross(vel_rot4,
np.cross(vel_rot4, A_CDM))

    ListaAcelLinS1.append(aHAL_CDM)

#Barra 5# OJO CON ESTE PASO QUE VUELVES A TENER ANTERIOR A LA BARRA 2, Z2

    acel_lin2 = az2_G #Barra anterior
    vel_rot5 = np.array([0,0,DTheta5])
    acel_rot5 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta5)])

    G_CDM_z5 = np.array([(z5/2)*math.cos(Theta5), (z5/2)*math.sin(Theta5), 0])
    G_N = np.array([(z5)*math.cos(Theta5), (z5)*math.sin(Theta5), 0])

    az5_CDM = acel_lin2 + np.cross(acel_rot5, G_CDM_z5) + np.cross(vel_rot5,
np.cross(vel_rot5, G_CDM_z5))

    az5_N = acel_lin2 + np.cross(acel_rot5, G_N) + np.cross(vel_rot5,
np.cross(vel_rot5, G_N))

    ListaAcelLin5.append(az5_CDM)

#Barra 6#

    acel_lin1 = 0 #Barra anterior barra fija, BASTIDOR
    vel_rot6 = np.array([0,0,DTheta6])
    acel_rot6 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta6)])

    A_CDM_z6 = np.array([(z6/2)*math.cos(Theta6), (z6/2)*math.sin(Theta6), 0])

    az6_CDM = acel_lin1 + np.cross(acel_rot6, A_CDM_z6) + np.cross(vel_rot6,
np.cross(vel_rot6, A_CDM_z6))

    ListaAcelLin6.append(az6_CDM)

#Barra 6, Punto N#

    acel_lin1 = 0 #Barra anterior barra fija, BASTIDOR
    vel_rot6 = np.array([0,0,DTheta6])
    acel_rot6 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta6)])

    N_CDM_z6 = np.array([(z6)*math.cos(Theta6), (z6)*math.sin(Theta6), 0])

    az6_N = acel_lin1 + np.cross(acel_rot6, N_CDM_z6) + np.cross(vel_rot6,
np.cross(vel_rot6, N_CDM_z6))

```

```

#Aceleración en el Punto L, Sólido Rígido 1, en el sólido la Velocidad
angular es igual para todos los puntos del mismo

vel_rot4 = np.array([0,0,DTheta4]) #Velocidad de la barra 8, que es la
misma que la de la Barra 4, porque es ANGULAR
acel_rot4 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta4)]) #Velocidad Angular de
la barra 8

CDM_L = np.array([(c_1)*math.cos(psi_1), (c_1)*math.sin(psi_1), 0])

az8_L = aHAL_CDM + np.cross(acel_rot4, CDM_L) + np.cross(vel_rot4,
np.cross(vel_rot4, CDM_L))

ListaAcelLin8.append(az8_L)

#Barra 9#

acel_linL = az8_L #Barra anterior
vel_rot9 = np.array([0,0,DTheta9])
acel_rot9 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta9)])

L_CDM_z9 = np.array([(z9/2)*math.cos(Theta9), (z9/2)*math.sin(Theta9), 0])
L_P_z9 = np.array([(z9)*math.cos(Theta9), (z9)*math.sin(Theta9), 0])

az9_CDM = acel_linL + np.cross(acel_rot9, L_CDM_z9) + np.cross(vel_rot9,
np.cross(vel_rot9, L_CDM_z9))

az9_P = acel_linL + np.cross(acel_rot9, L_P_z9) + np.cross(vel_rot9,
np.cross(vel_rot9, L_P_z9))

ListaAcelLin9.append(az9_CDM)

#CDM-Sólido Rígido 2-PNQ#

acel_linN = az6_N #Barra anterior
vel_rot10 = np.array([0,0,DTheta10])
acel_rot10 = np.array([0,0, math.radians(DDTheta10)])

CDM_S2 = np.array([(a_2)*math.cos(Theta10 + zeta_2),
(a_2)*math.sin(Theta10 + zeta_2), 0])

aPNQ_CDM = acel_linN + np.cross(acel_rot10, CDM_S2) + np.cross(vel_rot10,
np.cross(vel_rot10, CDM_S2))

ListaAcelLinS2.append(aPNQ_CDM)

```

```

#-----
-----#
#SE PROGRAMAN LAS FUERZAS PARA QUE ÚNICAMENTE APAREZCAN CON EL CONTACTO CON
EL SUELO

Z = 5089 #Peso dividido el numero de patas apoyadas
Q = 0.1667
tau = 1.245 #seg, debido a que el contacto con el suelo, calculado para un
mov completo de Theta2 de 3 seg
t = 0.6235 + ((cont-185)/150)*tau #Un especie de porcentaje de tiempo que va
pasando con el contador
#contacto con el suelo

if math.degrees(Theta2)>275 and math.degrees(Theta2)<425:

    FQy = -Z*(math.cos(3.1415*t/tau) - Q*math.cos(3*3.1415*t/tau))
    FQx = - (Z/7)*math.cos((2*3.1415*t/tau) + (3.1415/2))

    ListaFQx.append(FQx)
    ListaFQy.append(FQy)
    ListaTiempoFuerza.append(t)

else:

    FQy = 0
    FQx = 0

#-----
-----#

#Fuerzas y Momentos INERCIALES, SON TODOS NEGATIVOS, como consecuencia
directa de que se OPONEN al movimiento#

F02x = -P2*ListaAcelLin2[cont][0]
F02y = -P2*ListaAcelLin2[cont][1]
T02 = -Iz_2*math.radians(DDTheta2_gra)

#-----
-----
F03x = -P3*ListaAcelLin3[cont][0]
F03y = -P3*ListaAcelLin3[cont][1]
T03 = -Iz_3*math.radians(DDTheta3)

#-----
-----
F04x = -P_478*ListaAcelLinS1[cont][0]

```



```

F04y = -P_478*ListaAcelLinS1[cont][1]
T04 = -Iz_478*math.radians(DDTheta4)

#-----
-----
F05x = -P5*ListaAcelLin5[cont][0]
F05y = -P5*ListaAcelLin5[cont][1]
T05 = -Iz_5*math.radians(DDTheta5)

#-----
-----
F06x = -P6*ListaAcelLin6[cont][0]
F06y = -P6*ListaAcelLin6[cont][1]
T06 = -Iz_6*math.radians(DDTheta6)

#-----
-----
F09x = -P9*ListaAcelLin9[cont][0]
F09y = -P9*ListaAcelLin9[cont][1]
T09 = -Iz_9*math.radians(DDTheta9)

#-----
-----
F010x = -P_101112*ListaAcelLinS2[cont][0]
F010y = -P_101112*ListaAcelLinS2[cont][1]
T010 = -Iz_101112*math.radians(DDTheta10)

#-----
-----

#Pesos de las Barras, NEGATIVOS por la Naturaleza propia de la Gravedad
F2gy = - P2*g
F3gy = - P3*g
F478gy = - P_478*g
F5gy = - P5*g
F6gy = - P6*g
F9gy = - P9*g
F101112gy = - P_101112*g

#Matriz de Coeficientes INDEPENDIENTES

Fx_2 = F02x
Fy_2 = F02y + F2gy
M_2 = T02

#-----
-----

Fx_3 = F03x
Fy_3 = F03y + F3gy

```

```

M_3 = T03

#-----
-----

Fx_478 = F04x
Fy_478 = F04y + F478gy
M_478 = T04

#-----
-----

Fx_5 = F05x
Fy_5 = F05y + F5gy
M_5 = T05

#-----
-----

Fx_6 = F06x
Fy_6 = F06y + F6gy
M_6 = T06

#-----
-----

Fx_9 = F09x
Fy_9 = F09y + F9gy
M_9 = T09

#-----
-----

Fx_101112 = F010x + FQx #Se añaden las fuerzas de reacción contra el Suelo
ya que están no son
#Incognitas, si no que son las variables de partida
Fy_101112 = F010y + F101112gy + FQy
M_101112 = T010 + (c_2)*(-FQx*math.sin(lambda_2 - (math.radians(180)-(fi_2 -
Thetha10))) + FQy*math.cos(lambda_2 - (math.radians(180)-(fi_2 - Thetha10))))

#-----
-----

#Momentos, B = BARRA QUE LE CORRESPONDE A ESE MOMENTO

#Importante en esta CELDA los ángulos están pasados a RAD, como se ve al
comienzo de esta

```

#BARRA_2#

$$\begin{aligned} M_{Ex_B2} &= - (z2/2) * (\text{math.sin}(\text{Theta2})) \quad \#F12 \\ M_{Ey_B2} &= (z2/2) * \text{math.cos}(\text{Theta2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Gx23_B2} &= - (z2/2) * (\text{math.sin}(\text{Theta2})) \quad \#F23 \\ M_{Gy23_B2} &= (z2/2) * (\text{math.cos}(\text{Theta2})) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Gx25_B2} &= - (z2/2) * (\text{math.sin}(\text{Theta2})) \quad \#F25 \\ M_{Gy25_B2} &= (z2/2) * (\text{math.cos}(\text{Theta2})) \end{aligned}$$

#BARRA_3#

$$\begin{aligned} M_{Gx23_B3} &= - (z3/2) * \text{math.sin}(\text{Theta3}) \quad \#F23 \\ M_{Gy23_B3} &= (z3/2) * \text{math.cos}(\text{Theta3}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Hx_B3} &= -(z3/2) * \text{math.sin}(\text{Theta3}) \quad \#F34 \\ M_{Hy_B3} &= (z3/2) * \text{math.cos}(\text{Theta3}) \end{aligned}$$

#BARRA_478#

$$\begin{aligned} M_{Hx_B4} &= (b_1) * \text{math.sin}(\text{beta}_1 - (\text{math.radians}(90) - \text{Theta4})) \quad \#F34 \\ M_{Hy_B4} &= -(b_1) * \text{math.cos}(\text{beta}_1 - (\text{math.radians}(90) - \text{Theta4})) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Ax_B4} &= -(a_1) * \text{math.sin}(\text{Theta4} + \text{lambda}_1) \quad \#F14 \\ M_{Ay_B4} &= (a_1) * \text{math.cos}(\text{Theta4} + \text{lambda}_1) \end{aligned}$$

#Es necesario hacer la siguiente distinción, par entenderlo bien, observar las imágenes que se encuentran arriba

$$\begin{aligned} M_{Lx_B4} &= -(c_1) * \text{math.sin}(\text{psi}_1 + (\text{math.radians}(90) - \text{Theta4})) \quad \#F49 \\ M_{Ly_B4} &= (c_1) * \text{math.cos}(\text{psi}_1 + (\text{math.radians}(90) - \text{Theta4})) \end{aligned}$$

#BARRA_5#

$$\begin{aligned} M_{Gx25_B5} &= -(z5/2) * \text{math.sin}(\text{Theta5}) \quad \#F25 \\ M_{Gy25_B5} &= (z5/2) * \text{math.cos}(\text{Theta5}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Nx56_B5} &= -(z5/2) * \text{math.sin}(\text{Theta5}) \quad \#F56 \\ M_{Ny56_B5} &= (z5/2) * \text{math.cos}(\text{Theta5}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Nx510_B5} &= -(z5/2) * \text{math.sin}(\text{Theta5}) \quad \#F510 \\ M_{Ny510_B5} &= (z5/2) * \text{math.cos}(\text{Theta5}) \end{aligned}$$

#BARRA_6#

$$\begin{aligned} M_{Ax_1_B6} &= -(z6/2) * \text{math.sin}(\text{Theta6}) \quad \#F16 \\ M_{Ay_1_B6} &= (z6/2) * \text{math.cos}(\text{Theta6}) \end{aligned}$$

```

M_Nx56_B6 = (z6/2)*math.sin(Theta6) #F56
M_Ny56_B6 = -(z6/2)*math.cos(Theta6)

#BARRA_9#

M_Lx_B9 = -(z9/2)*math.sin(Theta9) #F49
M_Ly_B9 = (z9/2)*math.cos(Theta9)

M_Px_B9 = -(z9/2)*math.sin(Theta9) #F910
M_Py_B9 = (z9/2)*math.cos(Theta9)

#BARRA_101112#

M_Px_B10 = -(a_2)*math.sin(fi_2 - Theta10) #F510
M_Py_B10 = (a_2)*math.cos(fi_2 - Theta10)

M_Nx510_B10 = (b_2)*math.sin(mu_2 + (math.radians(180) - (fi_2 - Theta10)))
#F910
M_Ny510_B10 = -(b_2)*math.cos(mu_2 + (math.radians(180) - (fi_2 -
Theta10)))

#-----
#-----

#Ecuaciones del Sistema

#-----Barra_2-----
-
#A los Momentos que se expresan a continuación no es necesario colocarles
con su signo porque ya se ha hecho en las variables
#anteriores definidas

#Ex Ey Gx23 Gy23 Gx25 Gy25 Hx Hy Ax Ay Lx Ly Nx56 Ny56 Nx510 Ny510
Ax_1 Ay_1 Px Py Tent

ec_1 = [-1, 0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21
ec_2 = [0, -1, 0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21
ec_3 = [M_Ex_B2, M_Ey_B2, M_Gx23_B2, M_Gy23_B2, M_Gx25_B2, M_Gy25_B2, 0, 0,
0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1] #21

#-----Barra_3-----
-

ec_4 = [0, 0, -1, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21
ec_5 = [0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21

```

```
ec_6 = [0, 0, M_Gx23_B3, M_Gy23_B3, 0, 0, M_Hx_B3, M_Hy_B3, 0, 0, 0, 0, 0,
0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21
```

```
#-----Barra_478-----
---
```

```
ec_7 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, -1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]
#21
ec_8 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, -1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21
ec_9 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, M_Hx_B4, M_Hy_B4, M_Ax_B4, M_Ay_B4, M_Lx_B4,
M_Ly_B4, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0] #21
```

```
#-----Barra_5-----
-
```

```
ec_10 = [0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0] #21
ec_11 = [0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 1, 0, 0, 0, 0] #21
ec_12 = [0, 0, 0, 0, M_Gx25_B5, M_Gy25_B5, 0, 0, 0, 0, 0, 0, M_Nx56_B5,
M_Ny56_B5, M_Nx510_B5, M_Ny510_B5, 0, 0, 0, 0]#21
```

```
#-----Barra_6-----
-
```

```
ec_13 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0]
#21
ec_14 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, -1, 0, 0]
#21
ec_15 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, M_Nx56_B6, M_Ny56_B6, 0, 0,
M_Ax_1_B6, M_Ay_1_B6, 0, 0, 0] #21
```

```
#-----Barra_9-----
-
```

```
ec_16 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0] #21
ec_17 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0] #21
ec_18 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, M_Lx_B9, M_Ly_B9, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
M_Px_B9, M_Py_B9, 0] #21
```

```
#-----Barra_101112-----
-----
```

```
ec_19 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, -1, 0, 0]
#21
ec_20 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, -1, 0]
#21
```

```

    ec_21 = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, M_Nx510_B10, M_Ny510_B10,
0, 0, M_Px_B10, M_Py_B10, 0] #21

#-----

A = np.array([ec_1, ec_2, ec_3, ec_4, ec_5, ec_6, ec_7, ec_8, ec_9, ec_10,
              ec_11, ec_12, ec_13, ec_14, ec_15, ec_16, ec_17, ec_18,
ec_19,
              ec_20, ec_21]) # Matriz de Ecuaciones

B = np.array([Fx_2, Fy_2, M_2,
              Fx_3, Fy_3, M_3,
              Fx_478, Fy_478, M_478,
              Fx_5, Fy_5, M_5,
              Fx_6, Fy_6, M_6,
              Fx_9, Fy_9, M_9,
              Fx_101112, Fy_101112, M_101112]) # Matriz de coeficientes
INDEPENDIENTES, Lado Derecho de la Ecuación

N = len(B) #Se obtiene cual es la dimensión de la matriz B, y así
#el número de ecuaciones del sistema

x=np.zeros(N) #Se genera una matriz de ceros, para después ir sustituyendo
los valores

D = np.linalg.det(A) #Se calcula el Determinante de la Matriz

#REALIZACIÓN DE CRAMER#

for i in range(N):

    Ai = A.copy()
    Ai.T[i] = B #Haces la transpuesta y cambias la línea 1 por la matriz b
    Di = np.linalg.det(Ai)
    x[i] = Di/D #Almacena los Resultados en una matriz

    Diccionario_Dinamico[str(90 + cont)] = x #Se almacenan todos los casos, con
la Key del grado de la Manivela

print(ListaAcellin3)

print(Diccionario_Dinamico)

print("\n")

```

```

#-----#
#-----#

y_FQy = ListaFQy
x_t = ListaTiempoFuerza

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x_t,y_FQy, color = 'r', linewidth = '5', label='FQy')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('FQy VS. Tiempo', loc = "center", fontdict = {'fontsize':18,
'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('FQy (N)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('Tiempo (seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

#-----#
#-----#

y_FQx = ListaFQx

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x_t,y_FQx, color = 'r', linewidth = '5', label='FQx')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,

```

```

headlength=10))
ax.annotate("", xy=(90,ymax), xytext=(90,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('FQx VS. Tiempo', loc = "center", fontdict = {'fontsize':18,
'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('FQx (N)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel('Tiempo (seg)', fontdict = {'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.legend()
plt.show()

import operator

#Se crea una función con el objetivo de obtener los valores máximos de cada
parámetro

def valor_max(j, nombre):# "j" son los items que hay dentro de cada Key en el
Diccionario, Fuerzas y Momentos

    Diccionario_almacen = {}

    for value in range(0, 361): #Se establece el Rango cuando existe contacto
con el suelo

        a = str(90 + value)#Para que vaya de 90 a 450, empezando siempre desde
90

        b = Diccionario_Dinamico[a][j]
        Diccionario_almacen [a] = b # Se ha creado un Diccionario donde se
colocan los valores de cada Elemento en el
        # rango donde la pata hace contacto con el suelo

        max_key = max(Diccionario_almacen.items(), key=operator.itemgetter(1))[0]#Se
obtiene en que ángulo se produce el max valor
        min_key = min(Diccionario_almacen.items(), key=operator.itemgetter(1))[0]

        max_value = Diccionario_almacen[max_key]
        min_value = Diccionario_almacen[min_key]

        print(f" {nombre}: \n\t Máximo Valor [Key:Value]: {max_key}º = {max_value},
\n\t Mínimo Valor [Key:Value]: {min_key}º = {min_value} \n")

#-----

```



```

-----#
      #Ex Ey Gx23 Gy23 Gx25 Gy25 Hx Hy Ax Ay Lx Ly Nx56 Ny56 Nx510 Ny510 Ax_1
Ay_1 Px Py Tent
      #j = 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16
17 18 19 20
#-----#
-----#

```

#Se ejecuta la función para las 21 variables

```

Ex_max = valor_max(0, 'Ex_max')
Ey_max = valor_max(1, 'Ey_max')

```

```

Gx23_max = valor_max(2, 'Gx23_max')
Gy23_max = valor_max(3, 'Gy23_max')

```

```

Gx25_max = valor_max(4, 'Gx25_max')
Gy25_max = valor_max(5, 'Gy25_max')

```

```

Hx_max = valor_max(6, 'Hx_max')
Hy_max = valor_max(7, 'Hy_max')

```

```

Ax_max = valor_max(8, 'Ax_max')
Ay_max = valor_max(9, 'Ay_max')

```

```

Lx_max = valor_max(10, 'Lx_max')
Ly_max = valor_max(11, 'Ly_max')

```

```

Nx56_max = valor_max(12, 'Nx56_max')
Ny56_max = valor_max(13, 'Ny56_max')

```

```

Nx510_max = valor_max(14, 'Nx510_max')
Ny510_max = valor_max(15, 'Ny510_max')

```

```

Ax_1_max = valor_max(16, 'Ax_1_max')
Ay_1_max = valor_max(17, 'Ay_1_max')

```

```

Px_max = valor_max(18, 'Px_max')
Py_max = valor_max(19, 'Py_max')

```

```

Tent_max = valor_max(20, 'Tent_max')

```

```

import matplotlib
from matplotlib.patches import Ellipse #Esto es para poder emplear letras
griegas en la gráfica

```

```

def valoresItem(j):# "j" son los items que hay dentro de cada Key en el
Diccionario

```

```

x_Item = []
y_Item = []

for value in range(90, 450):

    a = str(value)
    b = Diccionario_Dinamico[a][j]

    x_Item.append(int(a)) #Variación posición Theta2
    y_Item.append(b)

#print(x_Item)
#print(y_Item)

#GRÁFICA#

#Creación de la gráfica
fig,ax = plt.subplots() #Este comando es el que nos permite empezar con el
gráfico, crea un FRAME

ax.plot(x_Item, y_Item, color = 'r', linewidth = '5')

#Se colocan los ejes CARTESIANOS
xmin, xmax = ax.get_xlim()
ymin, ymax = ax.get_ylim()
ax.grid(True, linestyle= '-')
ax.annotate("", xy=(xmax,0), xytext=(xmin,0),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))
ax.annotate("", xy=(0,ymax), xytext=(0,ymin),
            arrowprops=dict(color='black', width=1.5, headwidth = 8,
headlength=10))

#Títulos de los ejes
ax.set_title('Torque Entrada VS.  $\theta^2$ ', loc = "center", fontdict =
{'fontsize':16, 'fontweight':'bold'})
ax.set_ylabel('Torque Entrada (N·m)', fontdict = {'fontsize':14,
'fontweight':'bold'})
ax.set_xlabel(r"$\theta^2$", fontdict = {'fontsize':15, 'fontweight':'bold'})

plt.xticks(range(90, 480, 30)) #Regular los números puestos en el Eje X
plt.show()

T = valoresItem(20)

```


ANEXO II. Programación en Arduino

```
#define STEP 4
```

```
#define DIR 5
```

```
#define STEP2 6
```

```
#define DIR2 7
```

```
#define STEP3 8
```

```
#define DIR3 9
```

```
#define STEP4 10
```

```
#define DIR4 11
```

```
//Se definen la categoría de entrada o salida de datos con los que se trabaja
```

```
void setup()
```

```
{
```

```
  pinMode(STEP, OUTPUT);
```

```
  pinMode(DIR, OUTPUT);
```

```
  pinMode(STEP2, OUTPUT);
```

```
  pinMode(DIR2, OUTPUT);
```

```
  pinMode(STEP3, OUTPUT);
```

```
  pinMode(DIR3, OUTPUT);
```

```
  pinMode(STEP4, OUTPUT);
```

```
  pinMode(DIR4, OUTPUT);
```

```
}
```

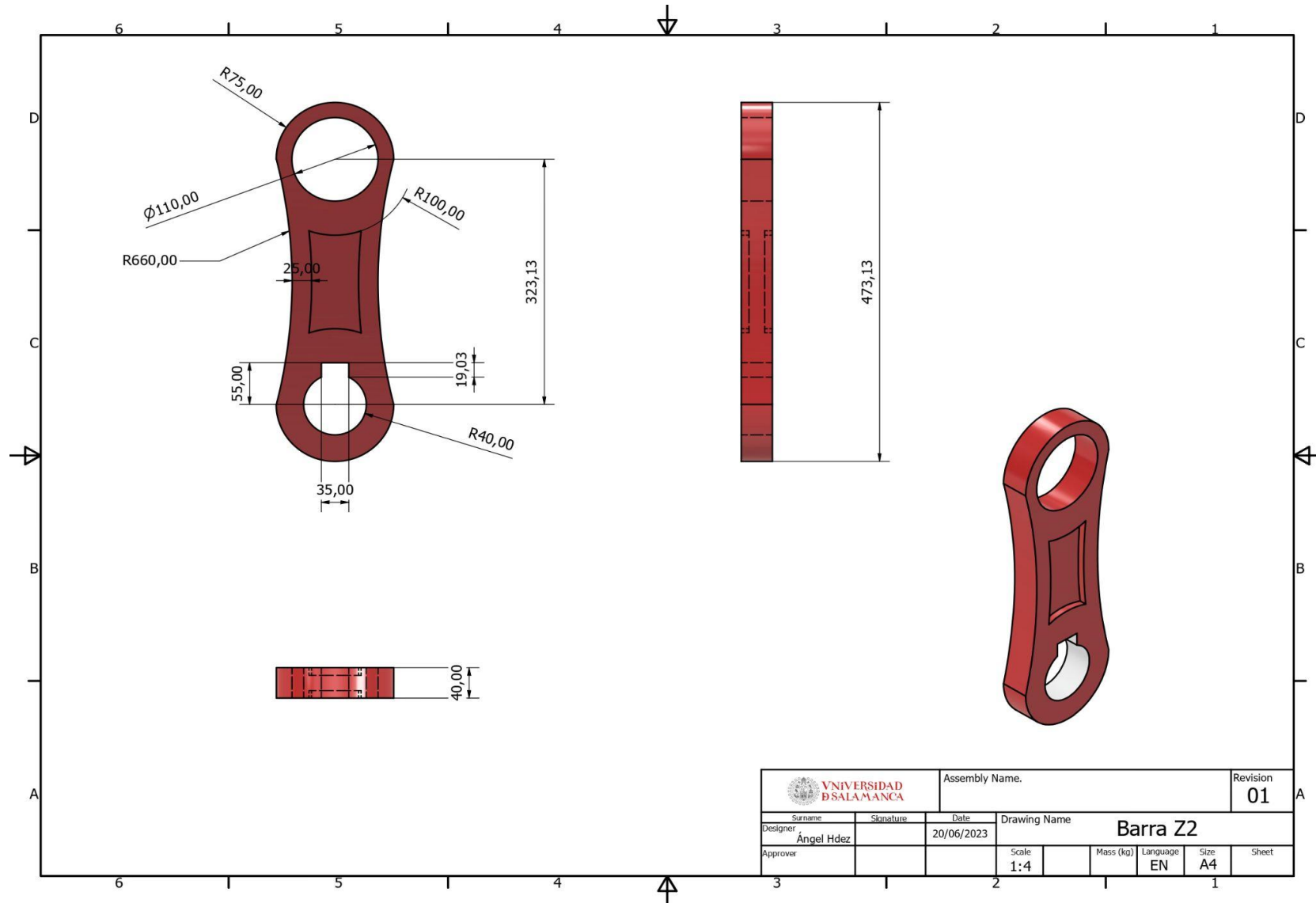
```
void loop()
{
  //Mediante LOW o HIGH se marca el sentido de giro de los motores, todos deben
  tener el mismo sentido de giro
  digitalWrite(DIR, HIGH);
  digitalWrite(DIR2, HIGH);
  digitalWrite(DIR3, HIGH);
  digitalWrite(DIR4, HIGH);

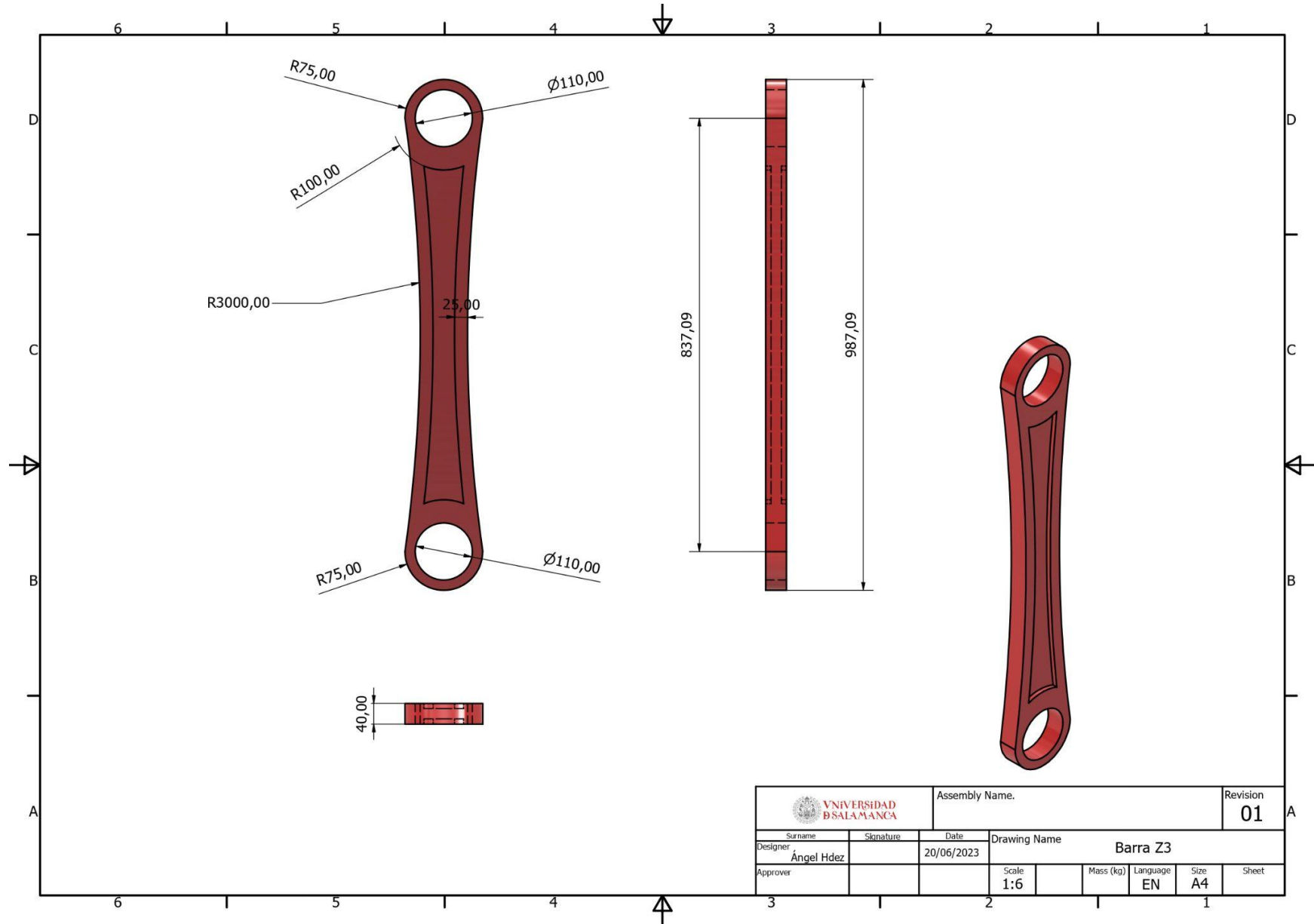
  //con un bucle FOR, haces que los motores hagan los diferentes pasos hasta
  completar una revolución completa. son 200 pasos debido a que cada paso tiene un
  ángulo de 1.8 °

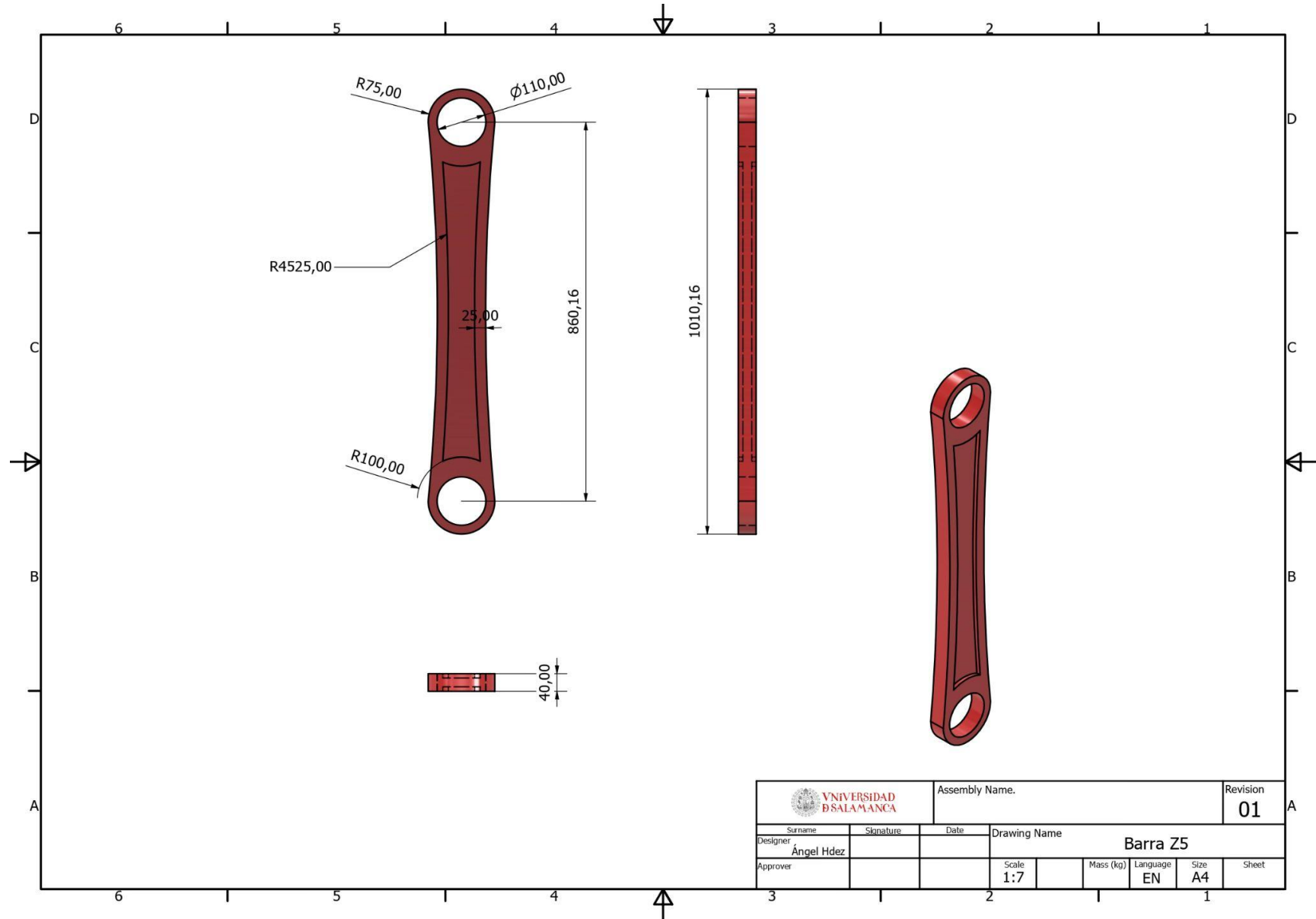
  for(int i = 0; i < 200; i++)
  {
    digitalWrite(STEP, HIGH);
    digitalWrite(STEP2, HIGH);
    digitalWrite(STEP3, HIGH);
    digitalWrite(STEP4, HIGH);
    delay(1);

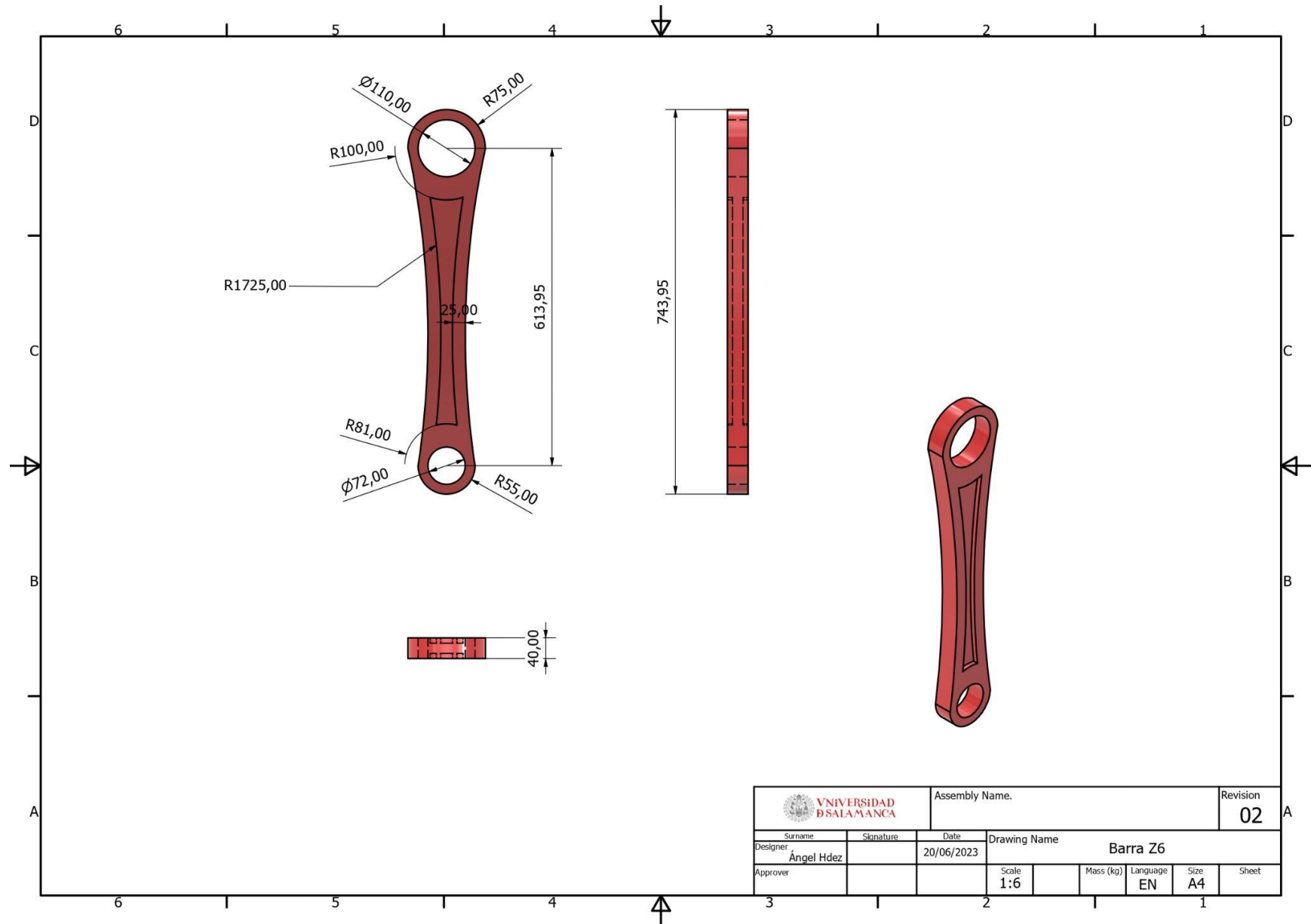
    digitalWrite(STEP, LOW);
    digitalWrite(STEP2, LOW);
    digitalWrite(STEP3, LOW);
    digitalWrite(STEP4, LOW);
    delay(1);
  }
}
```

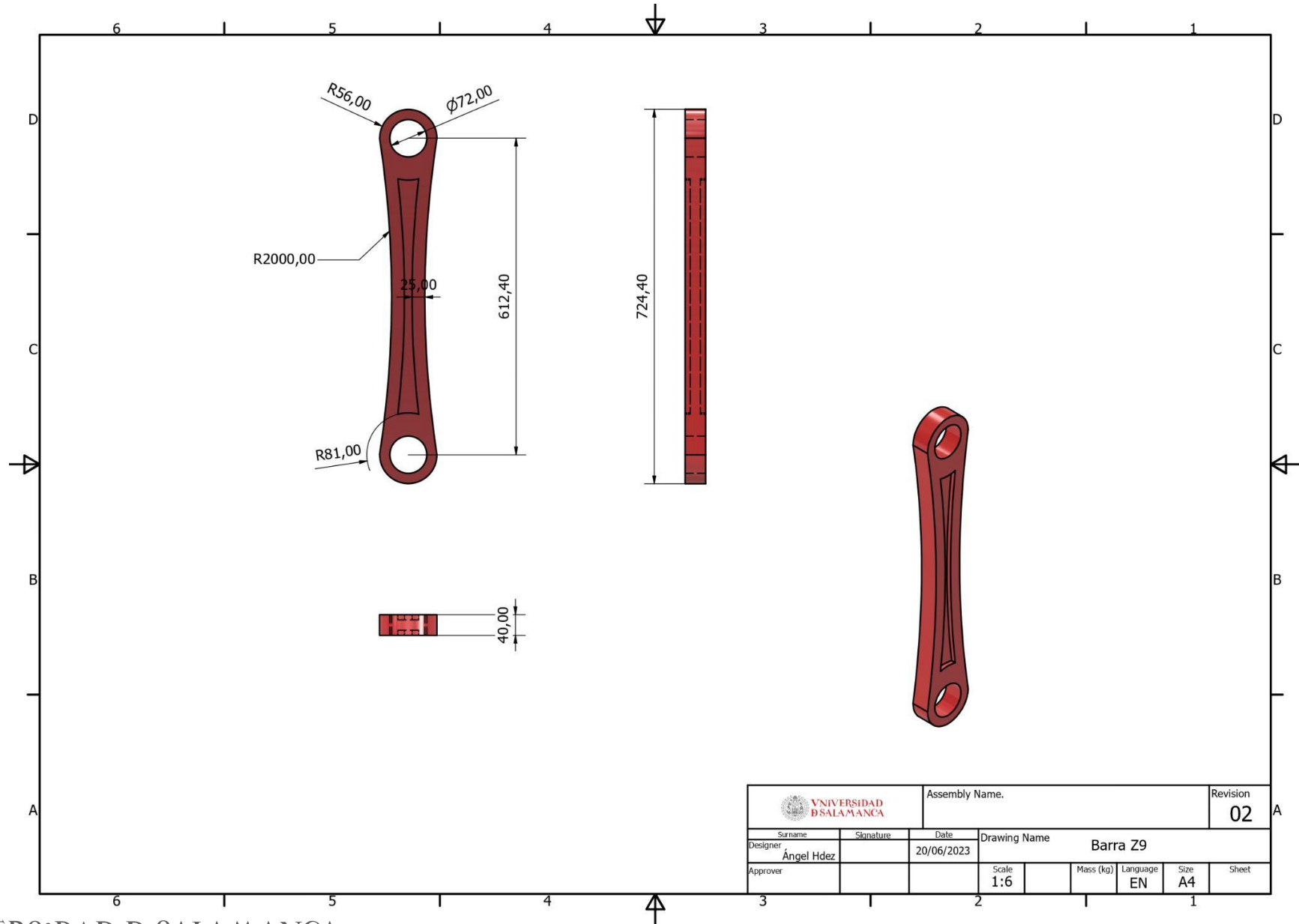

ANEXO III. Planos del robot andador escala 1:1

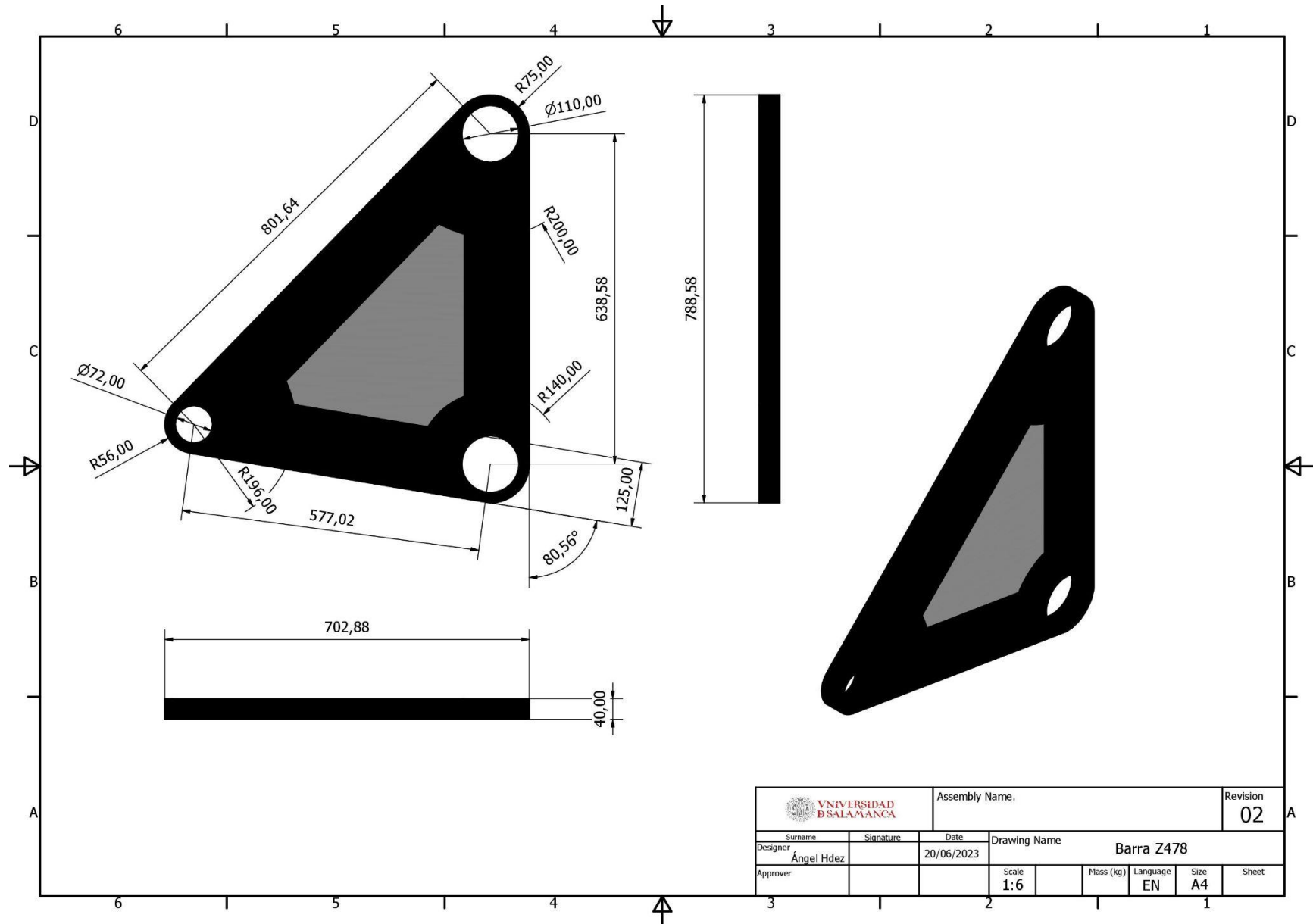


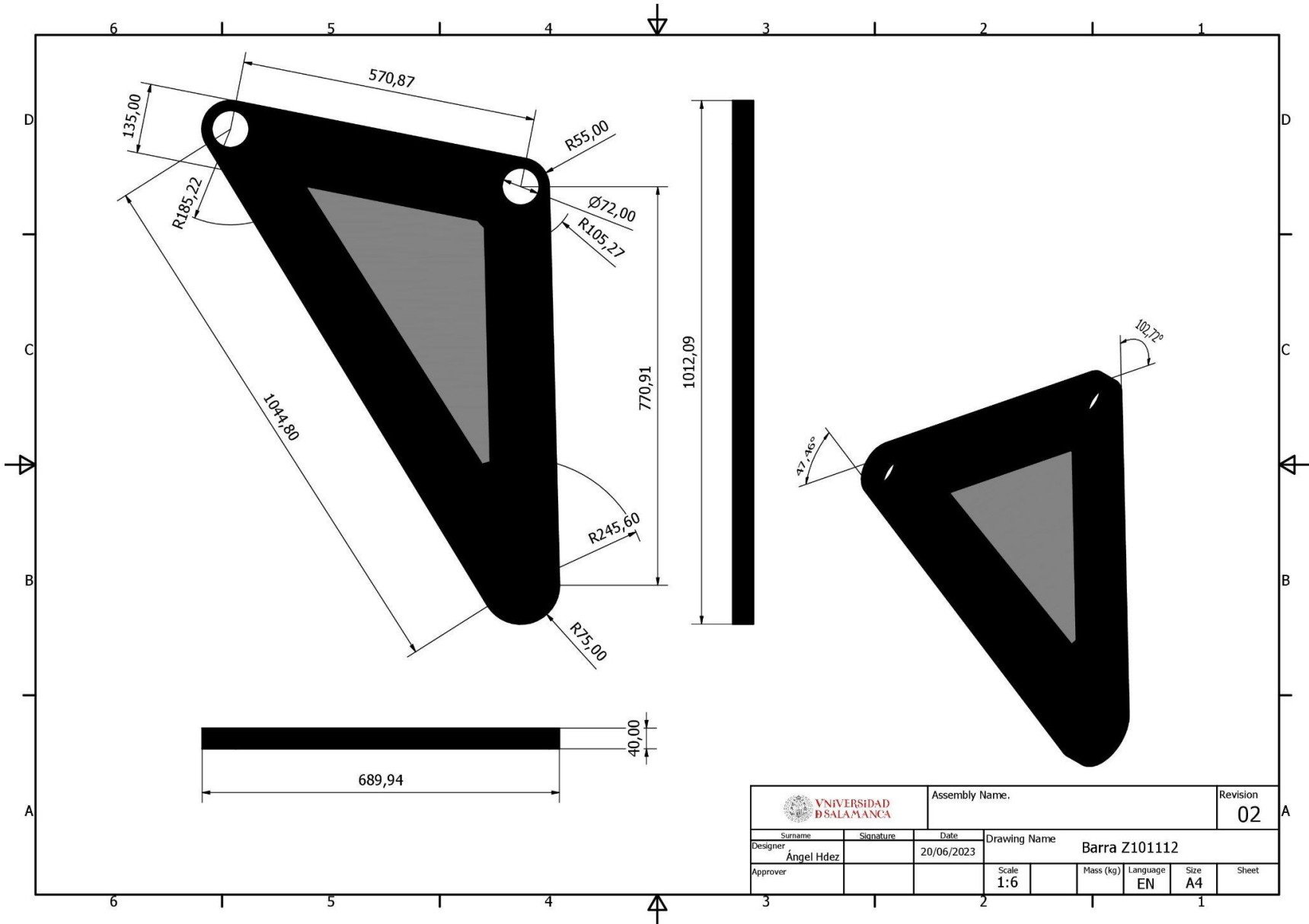





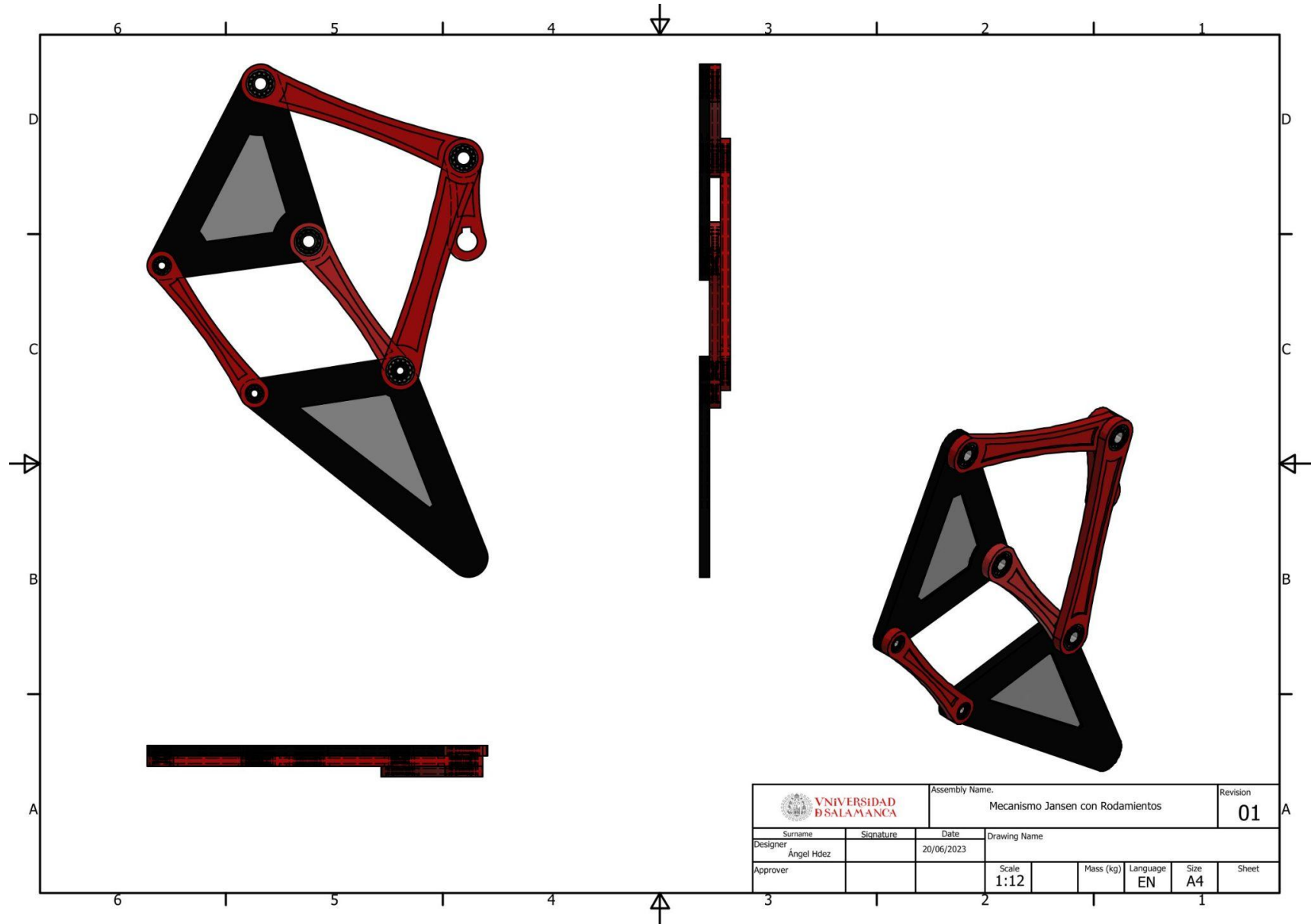


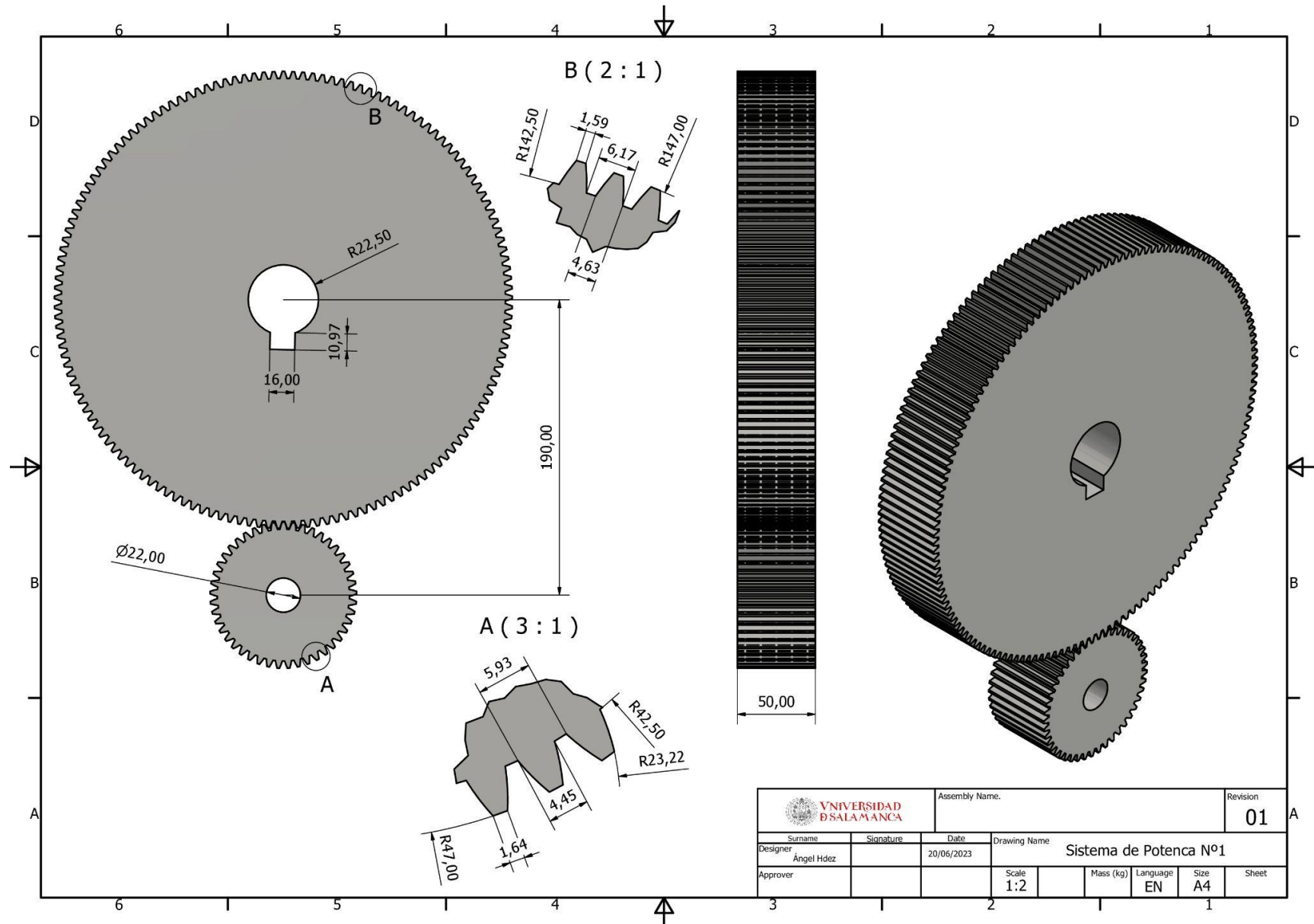


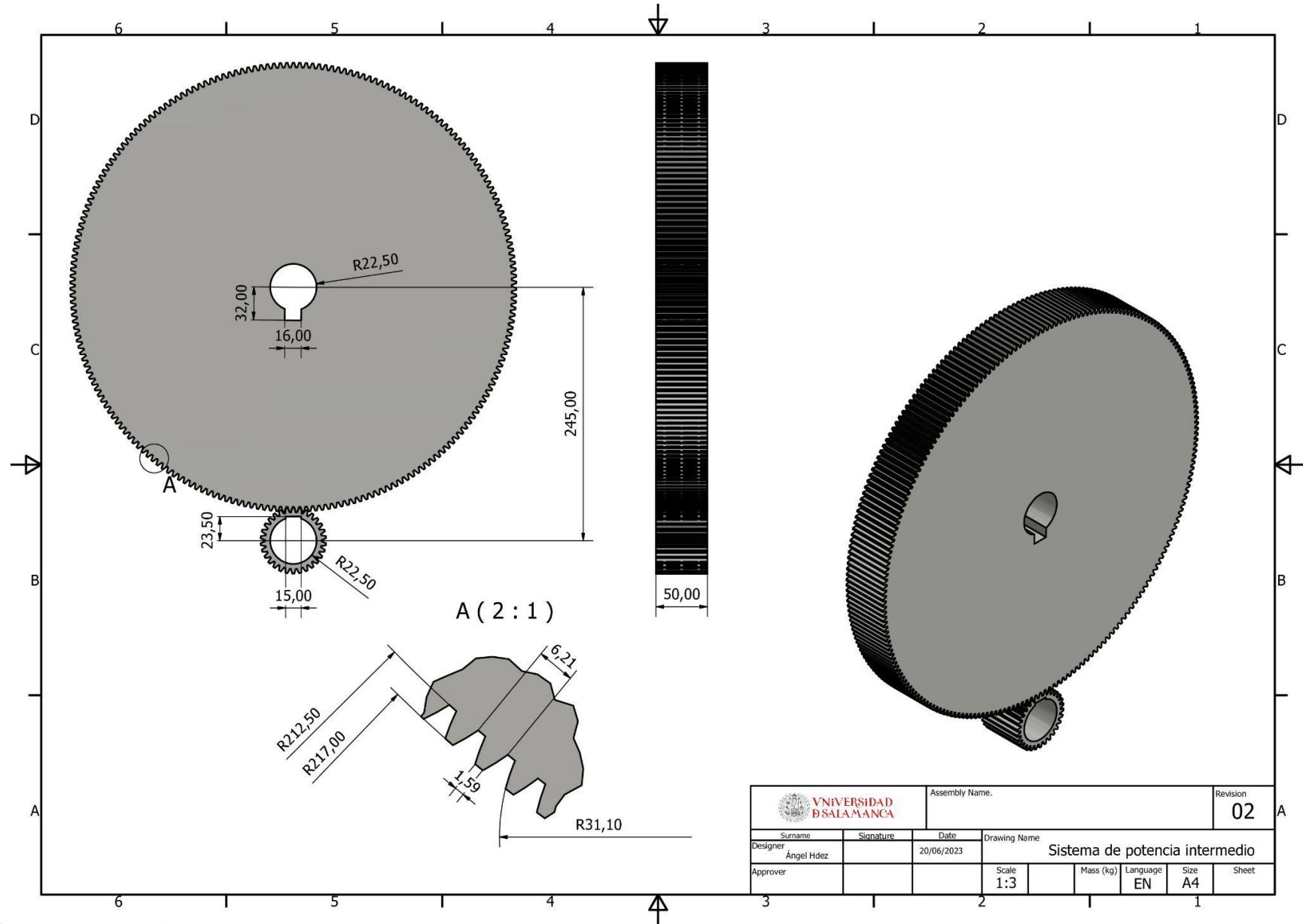





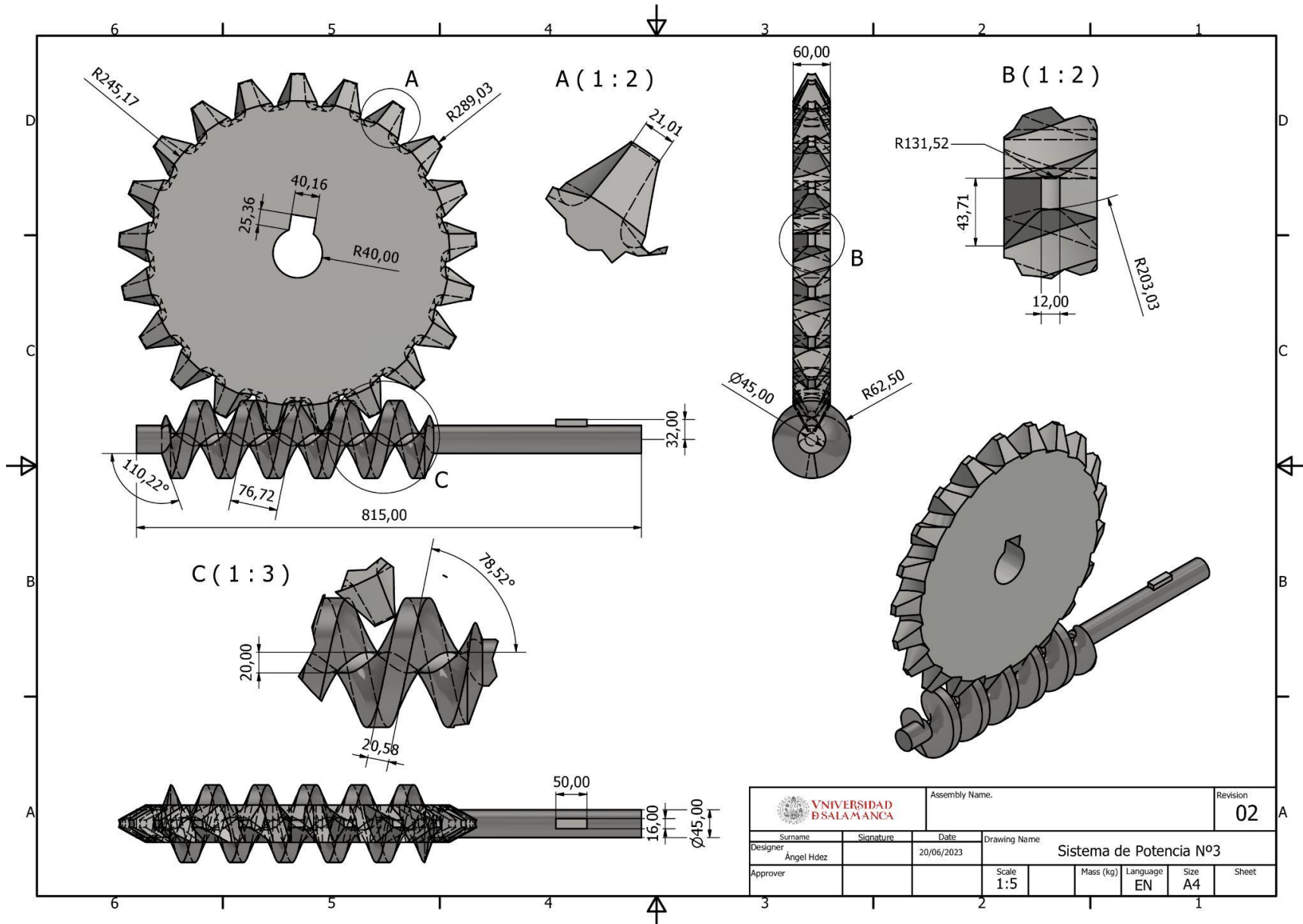
 VNIVERSIDAD DSALAMANCA		Assembly Name.		Revision 02	
Designer	Signature	Date	Drawing Name		
Ángel Hdez		20/06/2023	Barra Z101112		
Approver			Scale	Mass (kg)	Language
			1:6		EN
				Size	Sheet
				A4	

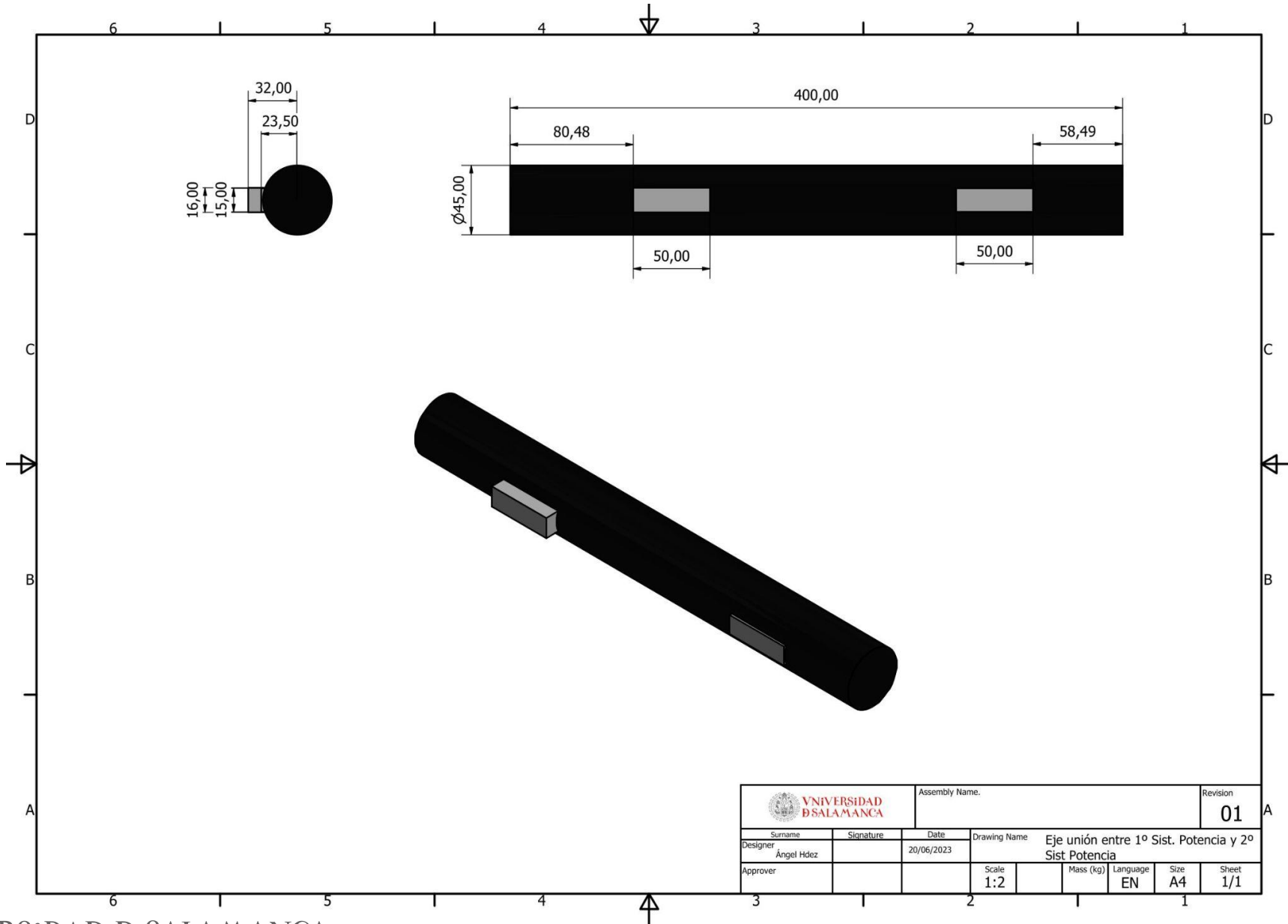





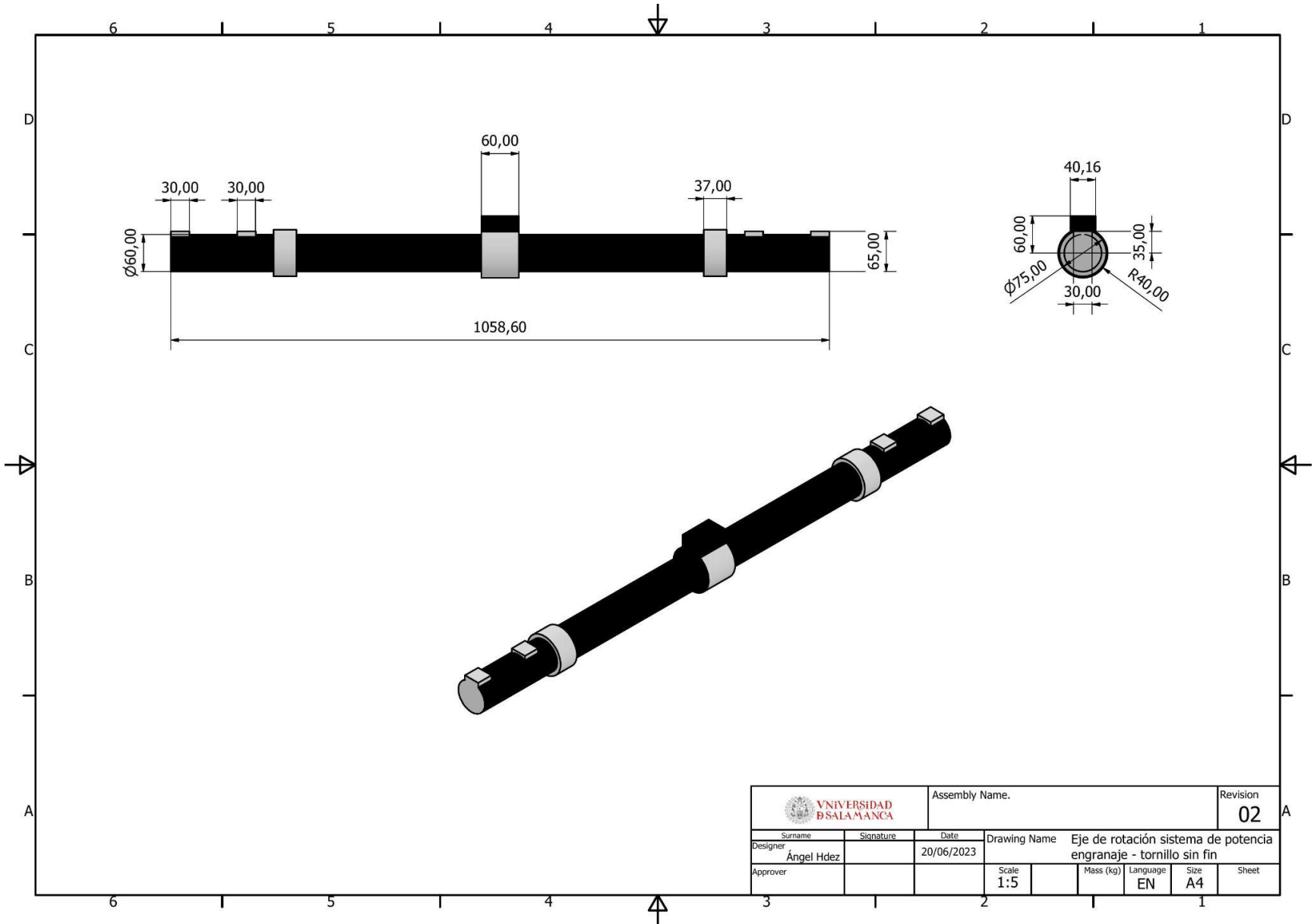



 VNIVERSIDAD DE SALAMANCA		Assembly Name.		Revision	
Surname		Signature		Date	
Designer		Ángel Hdez		20/06/2023	
Approver				Drawing Name	
				Sistema de potencia intermedio	
Scale		1:3		Mass (kg)	
				Language	
		EN		Size	
		A4		Sheet	



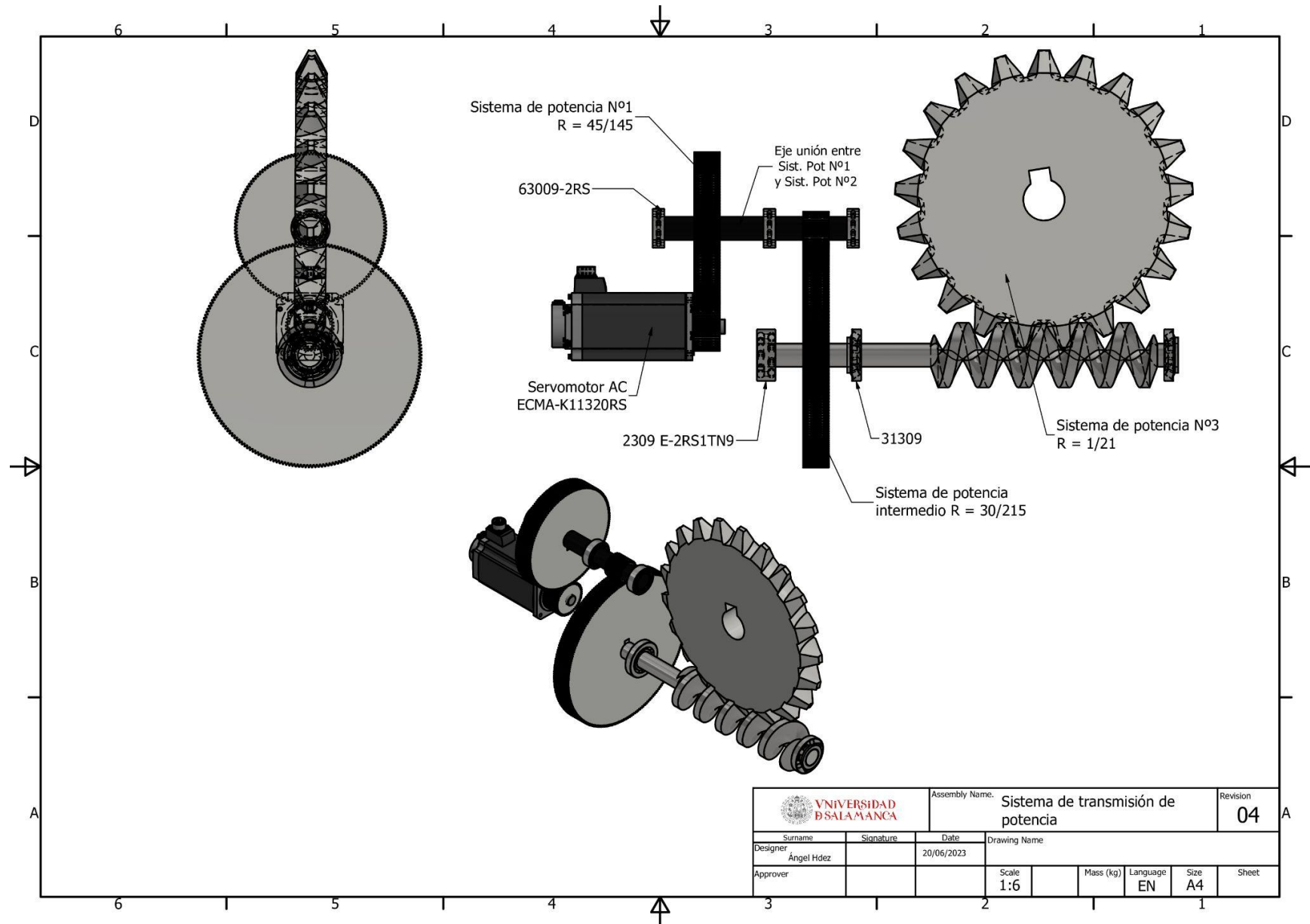


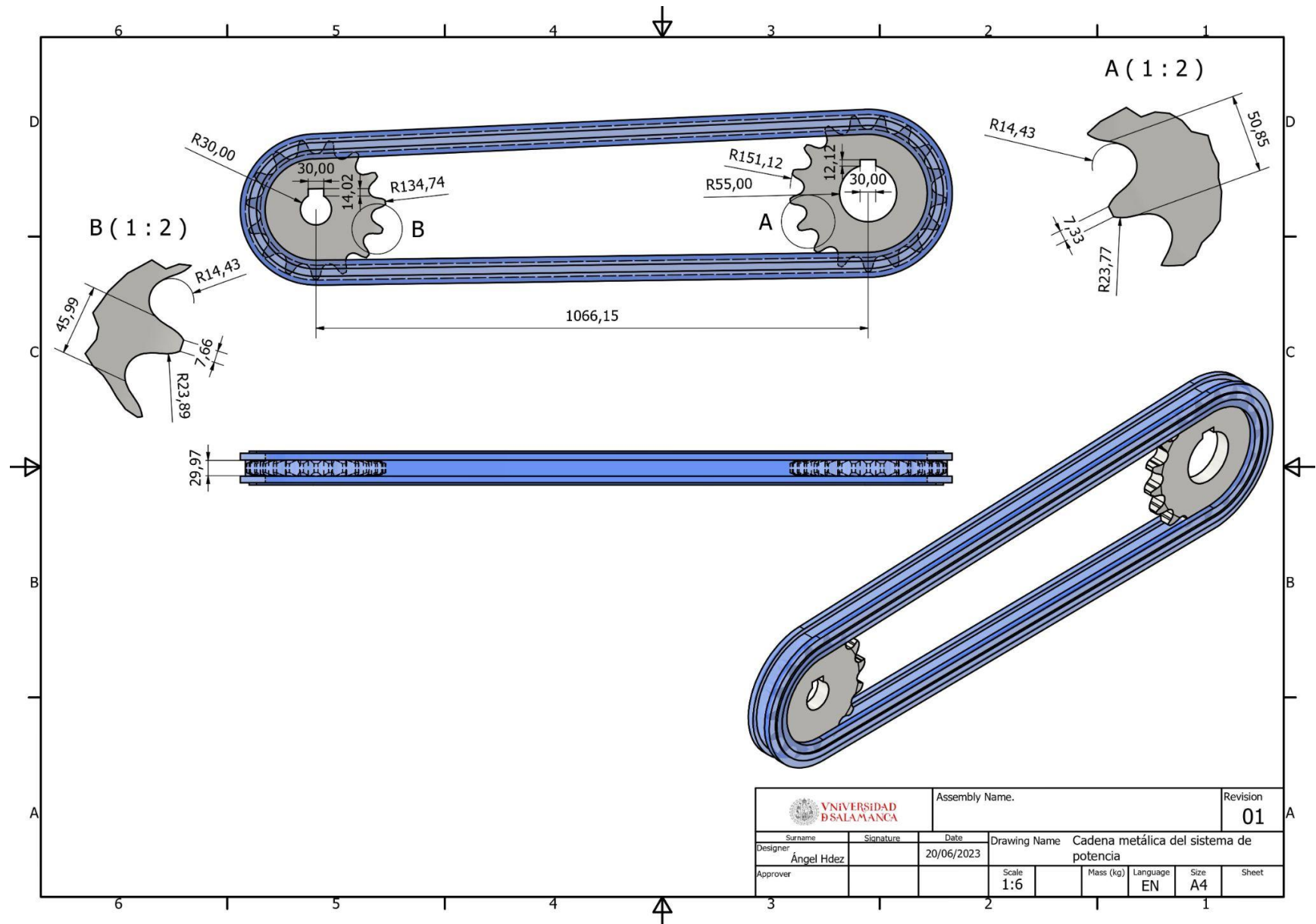
 VNIVERSIDAD DSALAMANCA		Assembly Name.		Revision 01	
Surname	Signature	Date	Drawing Name		
Designer	Ángel Hdez	20/06/2023	Eje unión entre 1º Sist. Potencia y 2º Sist Potencia		
Approver			Scale	Mass (kg)	Language
			1:2		EN
				Size	Sheet
				A4	1/1

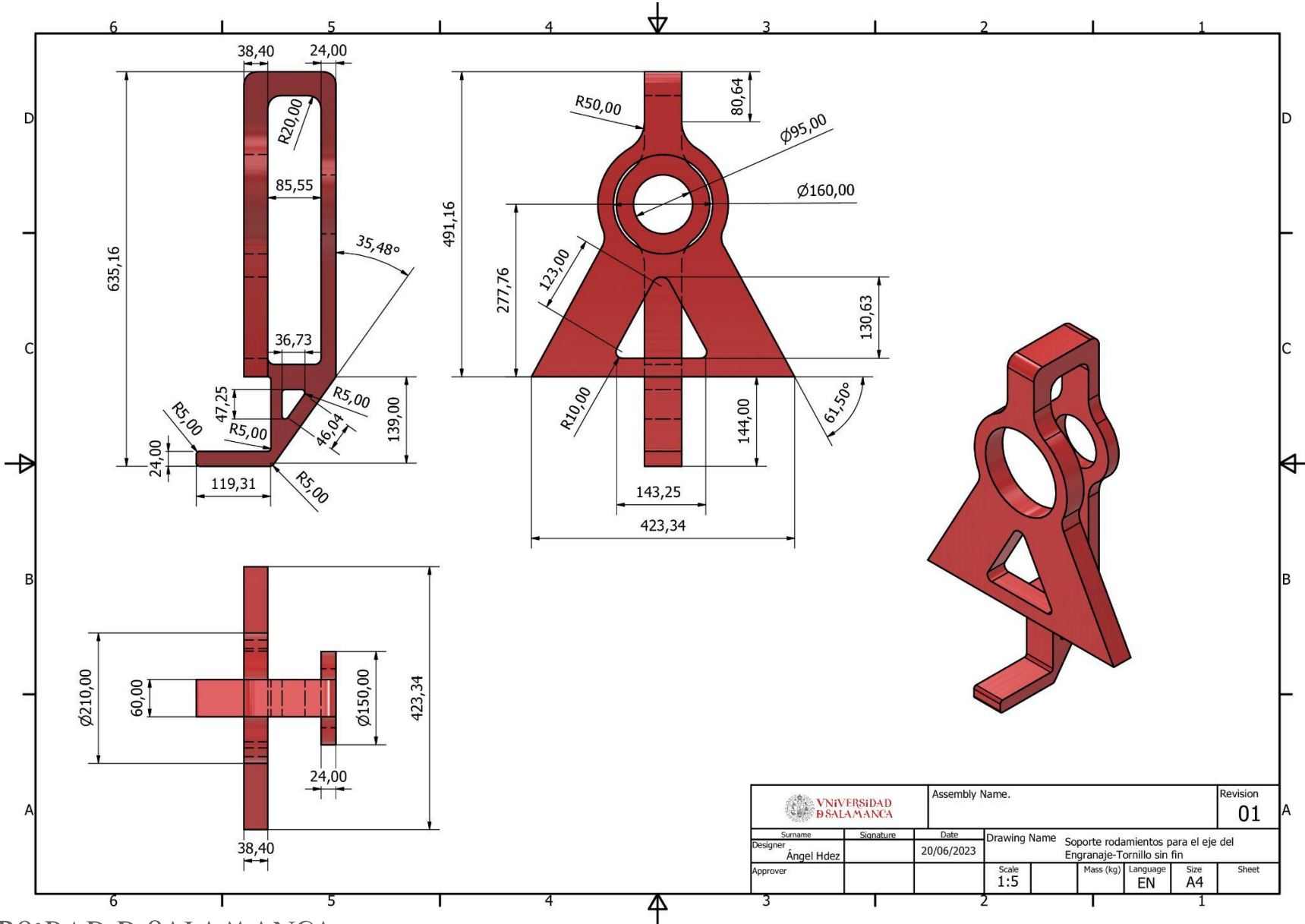



 UNIVERSIDAD DE SALAMANCA		Assembly Name.		Revision	
				02	
Surname	Signature	Date	Drawing Name		
Ángel Hdez		20/06/2023	Eje de rotación sistema de potencia engranaje - tornillo sin fin		
Approver			Scale	Mass (kg)	Language
			1:5		EN
				Size	Sheet
				A4	

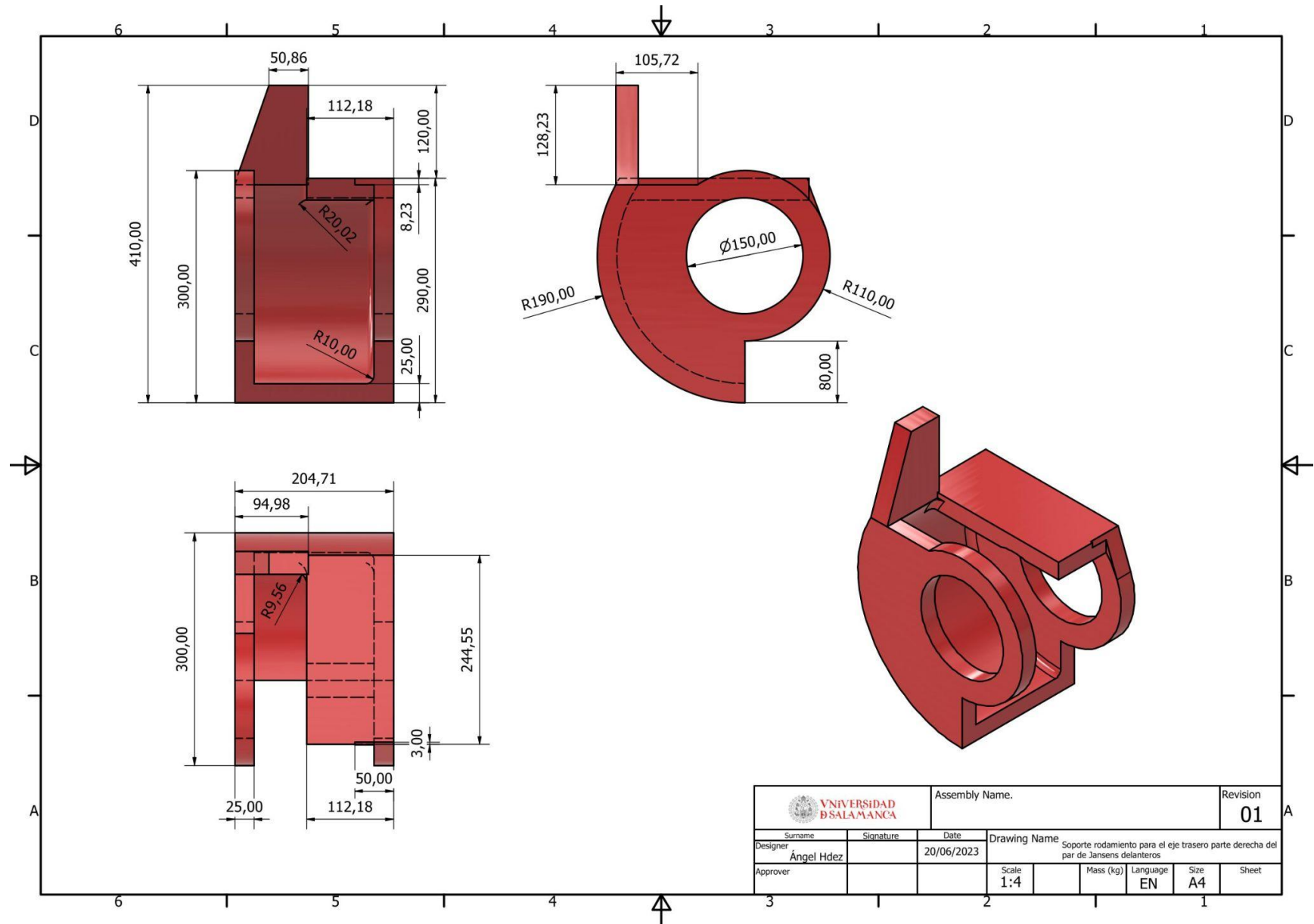
Desarrollo e implementación de robot andador tipo Jansen para limpieza automatizada de plantas fotovoltaicas




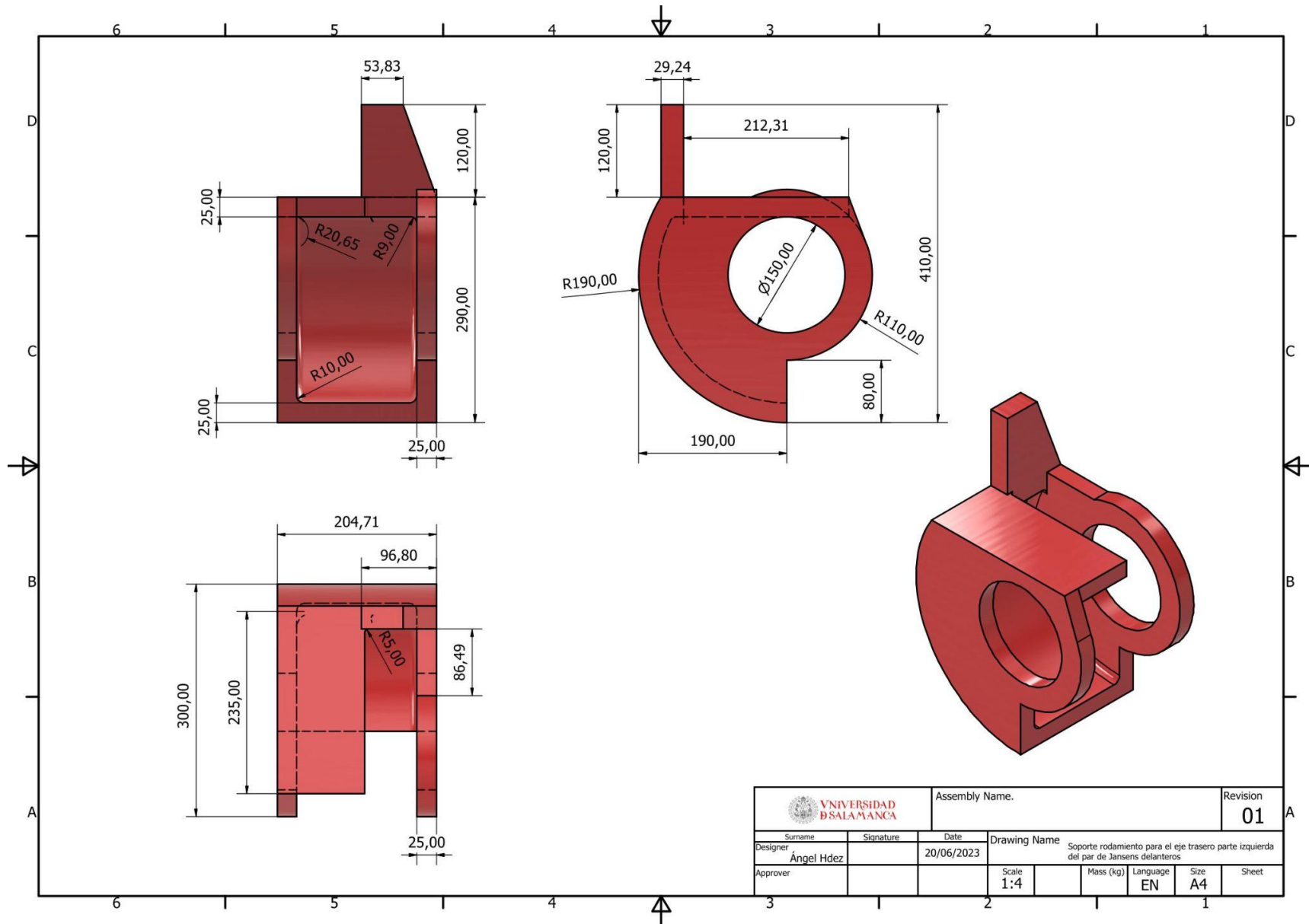


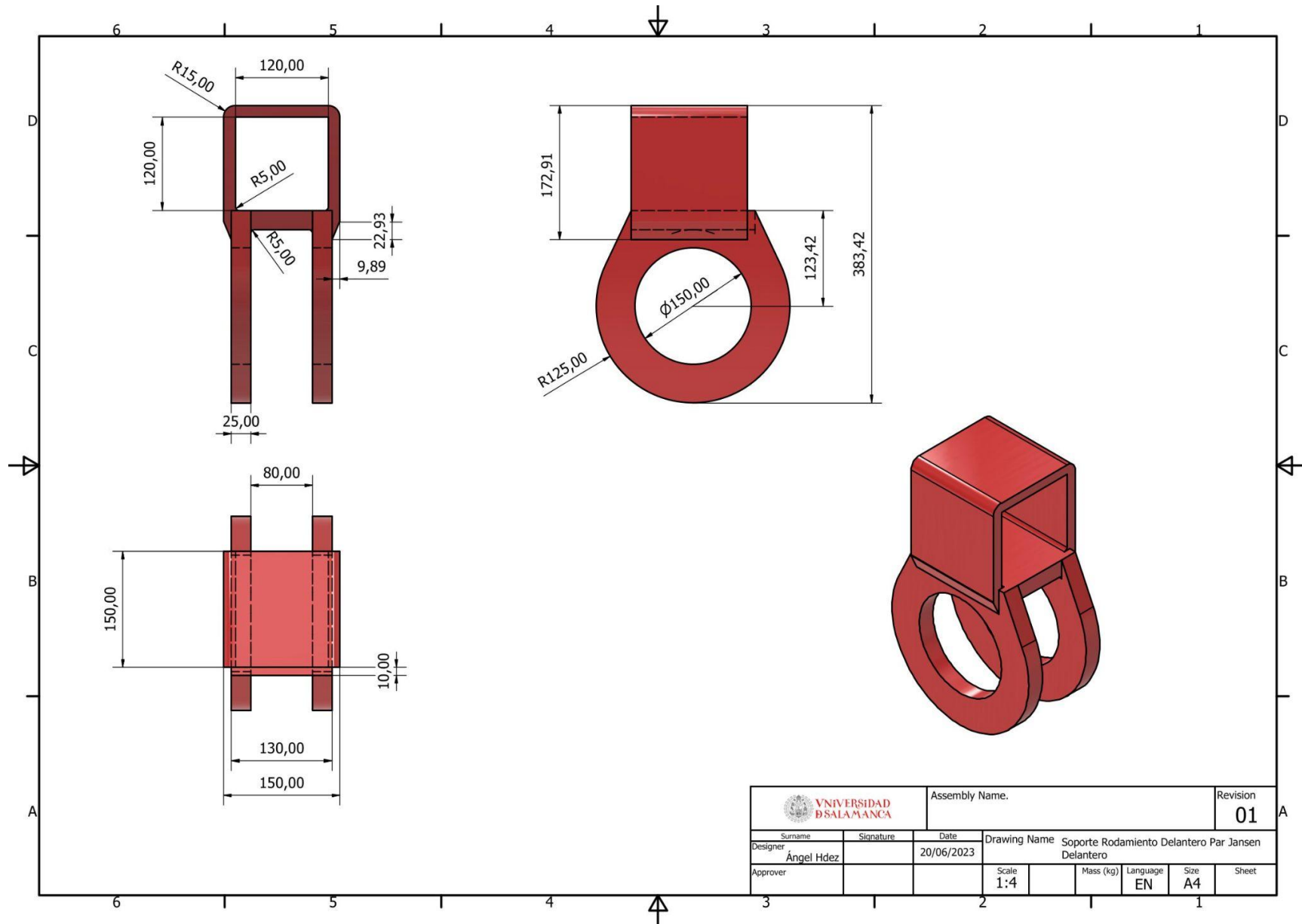


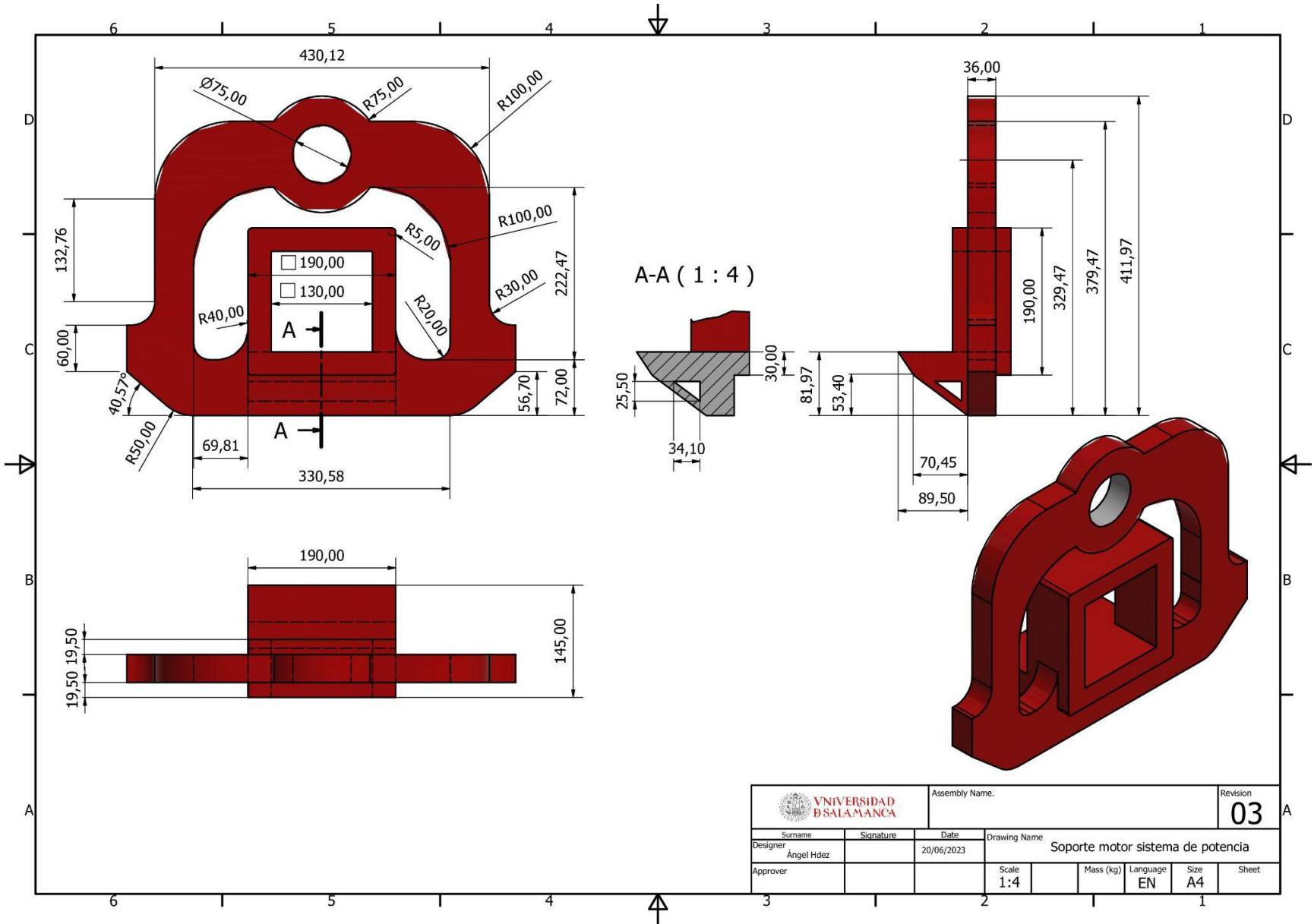
 UNIVERSIDAD DE SALAMANCA			Assembly Name.		Revision 01	
Designer	Signature	Date	Drawing Name			
Ángel Hdez		20/06/2023	Soporte rodamientos para el eje del Engranaje-Tornillo sin fin			
Approver			Scale 1:5	Mass (kg)	Language EN	Size A4
						Sheet




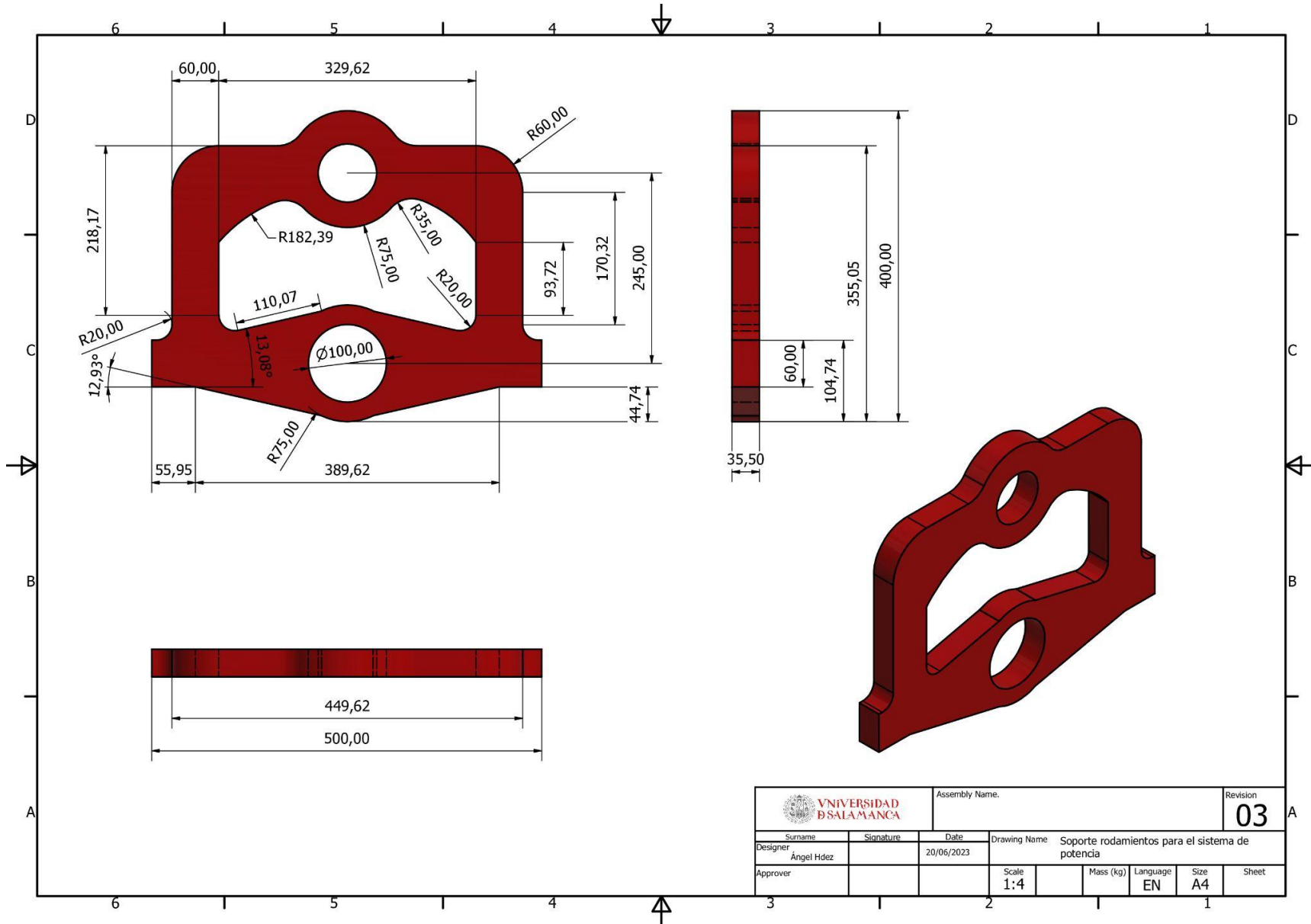
 UNIVERSIDAD DE SALAMANCA		Assembly Name.		Revision	
				01	
Surname	Signature	Date	Drawing Name		
Ángel Hdez		20/06/2023	Soporte rodamiento para el eje trasero parte derecha del par de Jansens delanteros		
Approver			Scale	Mass (kg)	Language
			1:4		EN
				Size	Sheet
				A4	




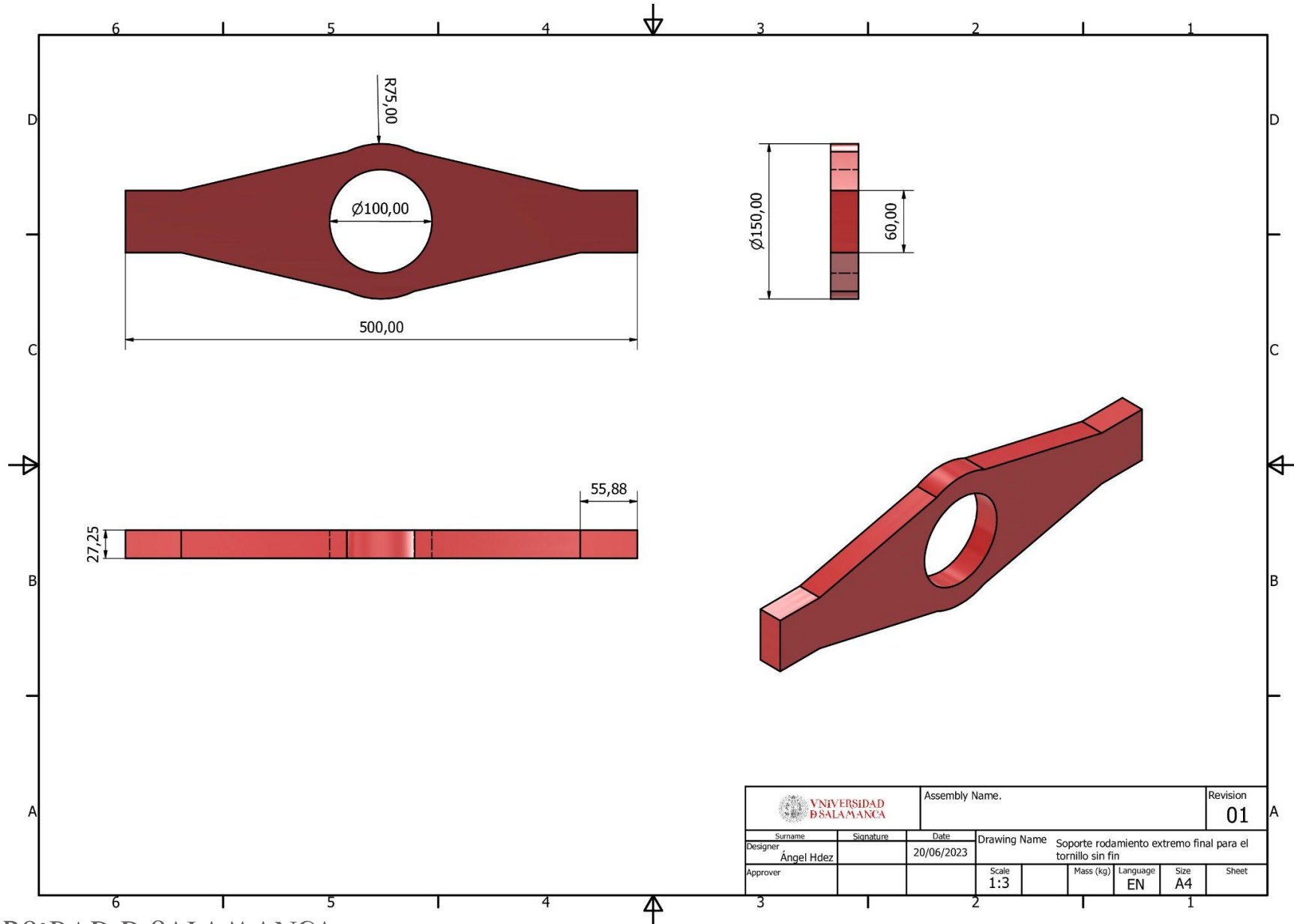





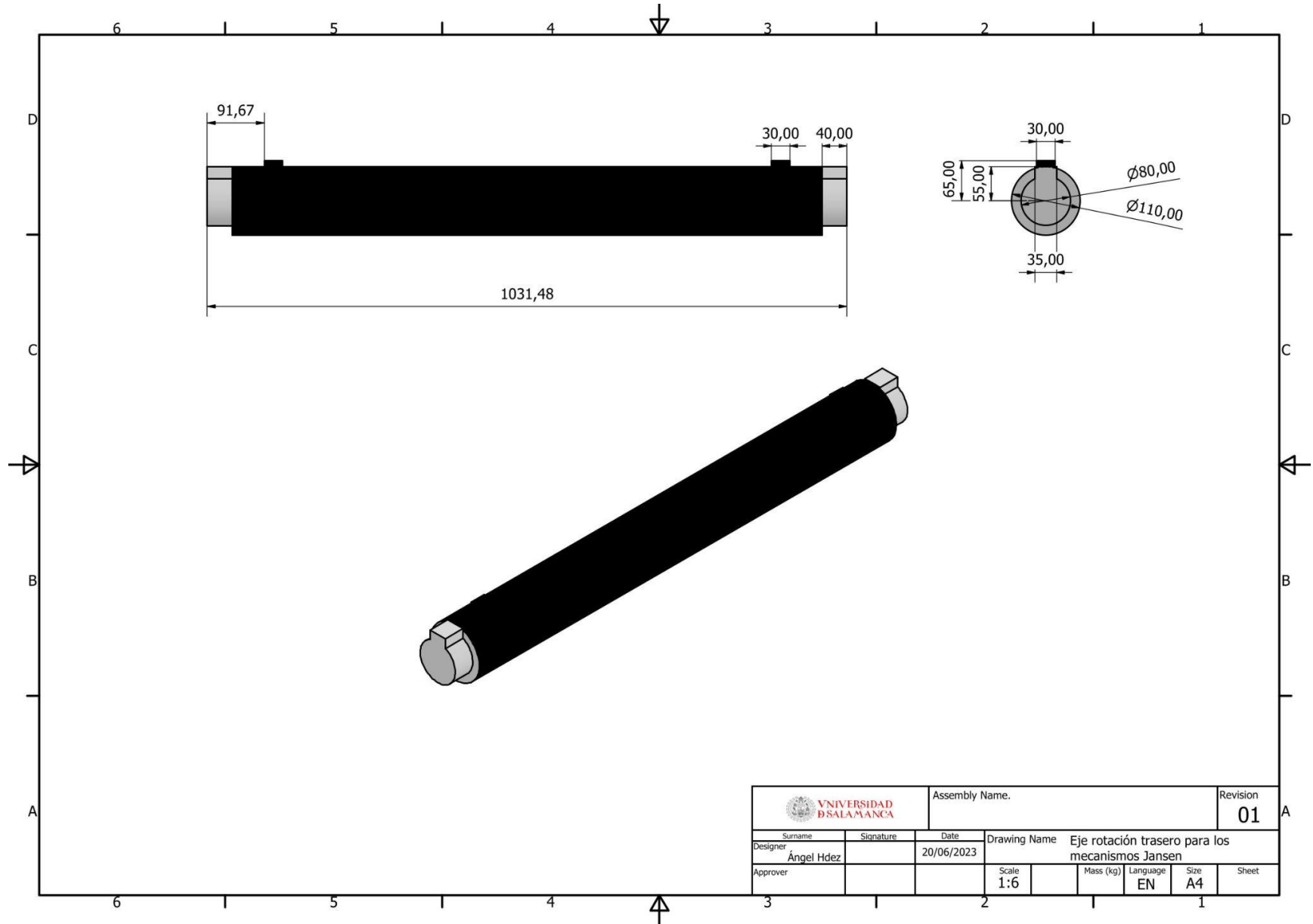
 VNIVERSIDAD DSALAMANCA		Assembly Name.		Revision 03	
Surname	Signature	Date	Drawing Name		
Ángel Hdez		20/06/2023	Soporte motor sistema de potencia		
Approver			Scale 1:4	Mass (kg)	Language EN
				Size A4	Sheet




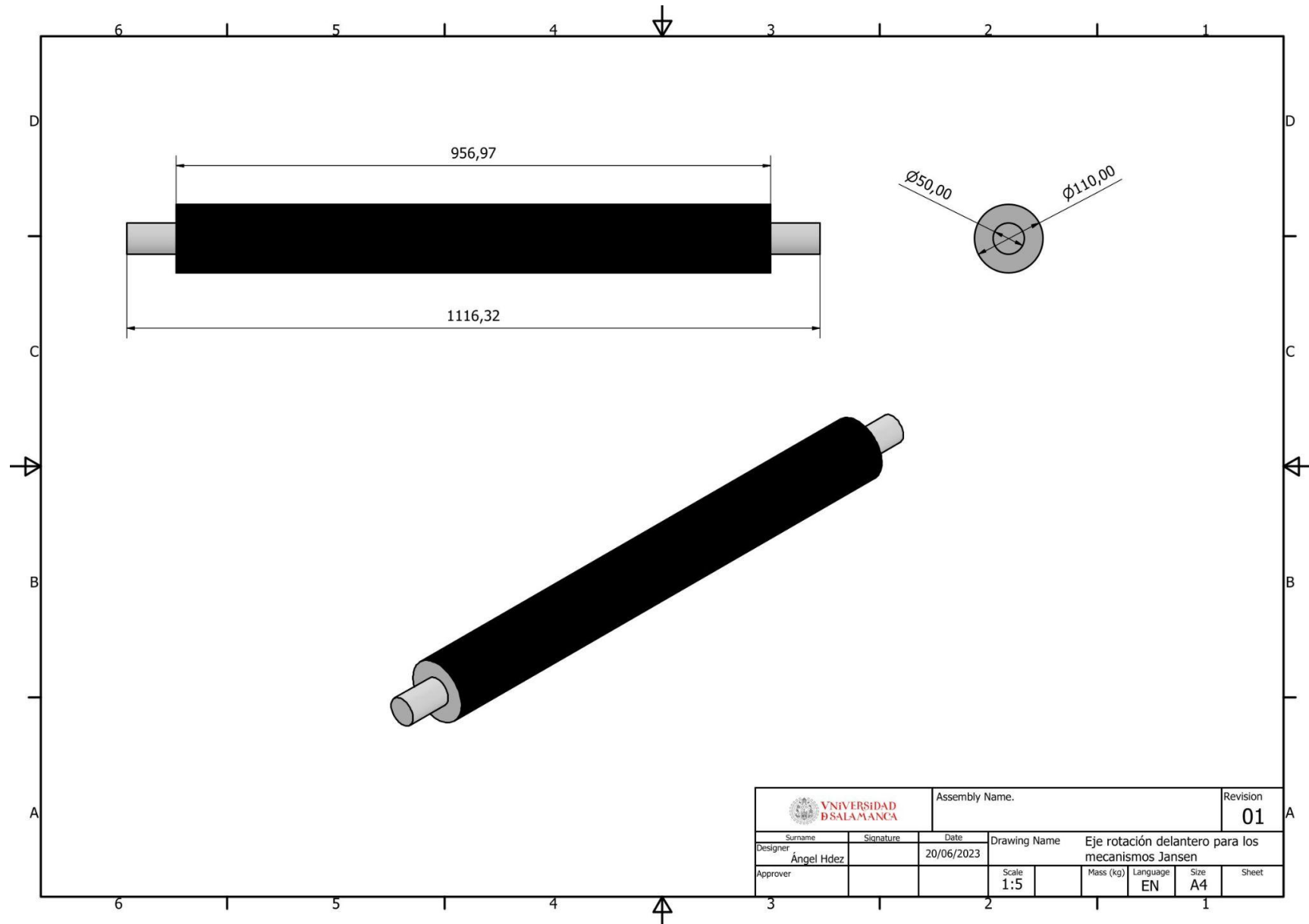
 VNIVERSIDAD DSALAMANCA		Assembly Name.		Revision 03	
Surname	Signature	Date	Drawing Name		
Ángel Hdez		20/06/2023	Soporte rodamientos para el sistema de potencia		
Approver			Scale 1:4	Mass (kg)	Language EN
				Size A4	Sheet




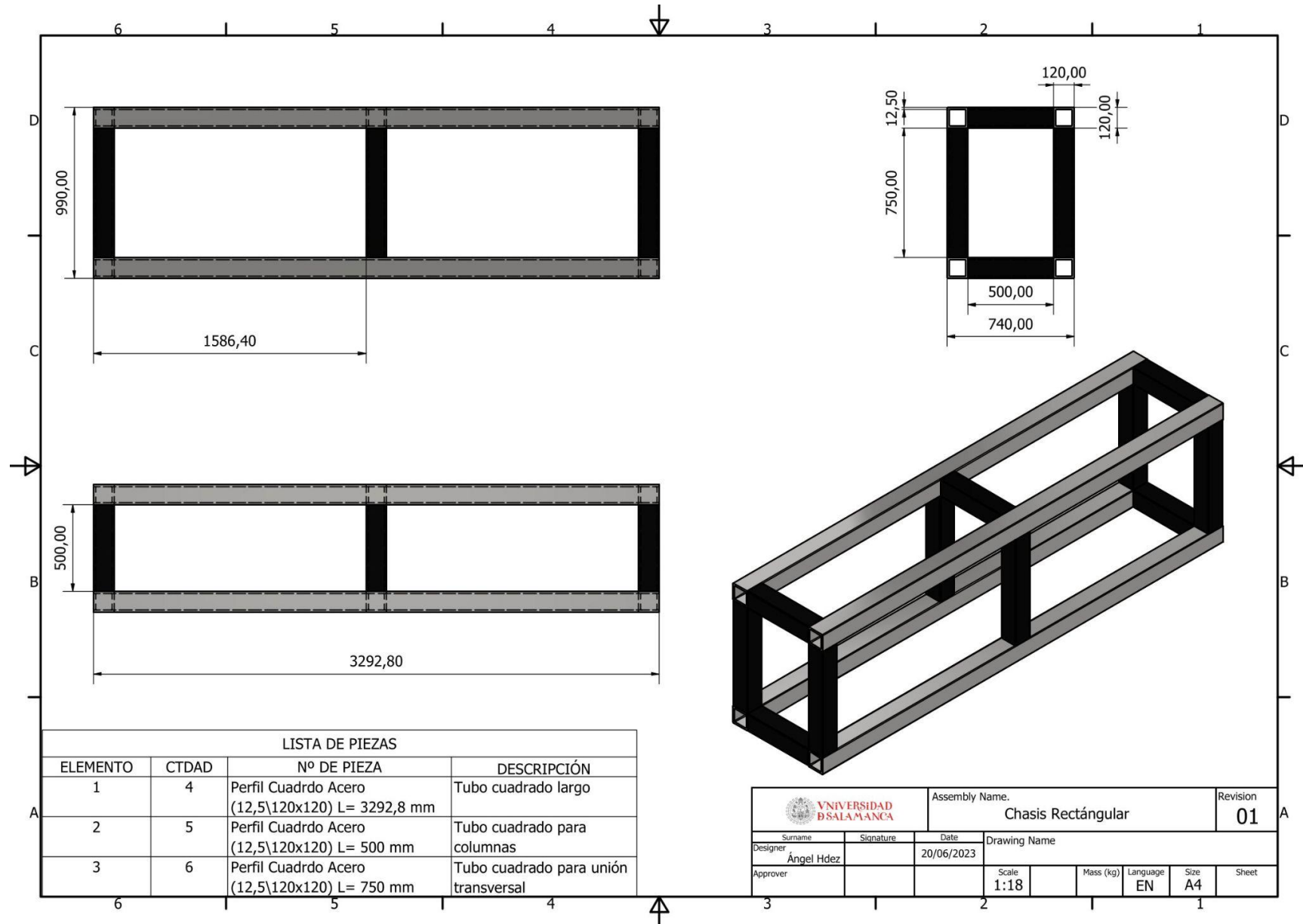
 VNIVERSIDAD DE SALAMANCA		Assembly Name.			Revision 01	
Designer	Signature	Date	Drawing Name			
Ángel Hdez		20/06/2023	Soporte rodamiento extremo final para el tornillo sin fin			
Approver			Scale 1:3	Mass (kg)	Language EN	Size A4
						Sheet

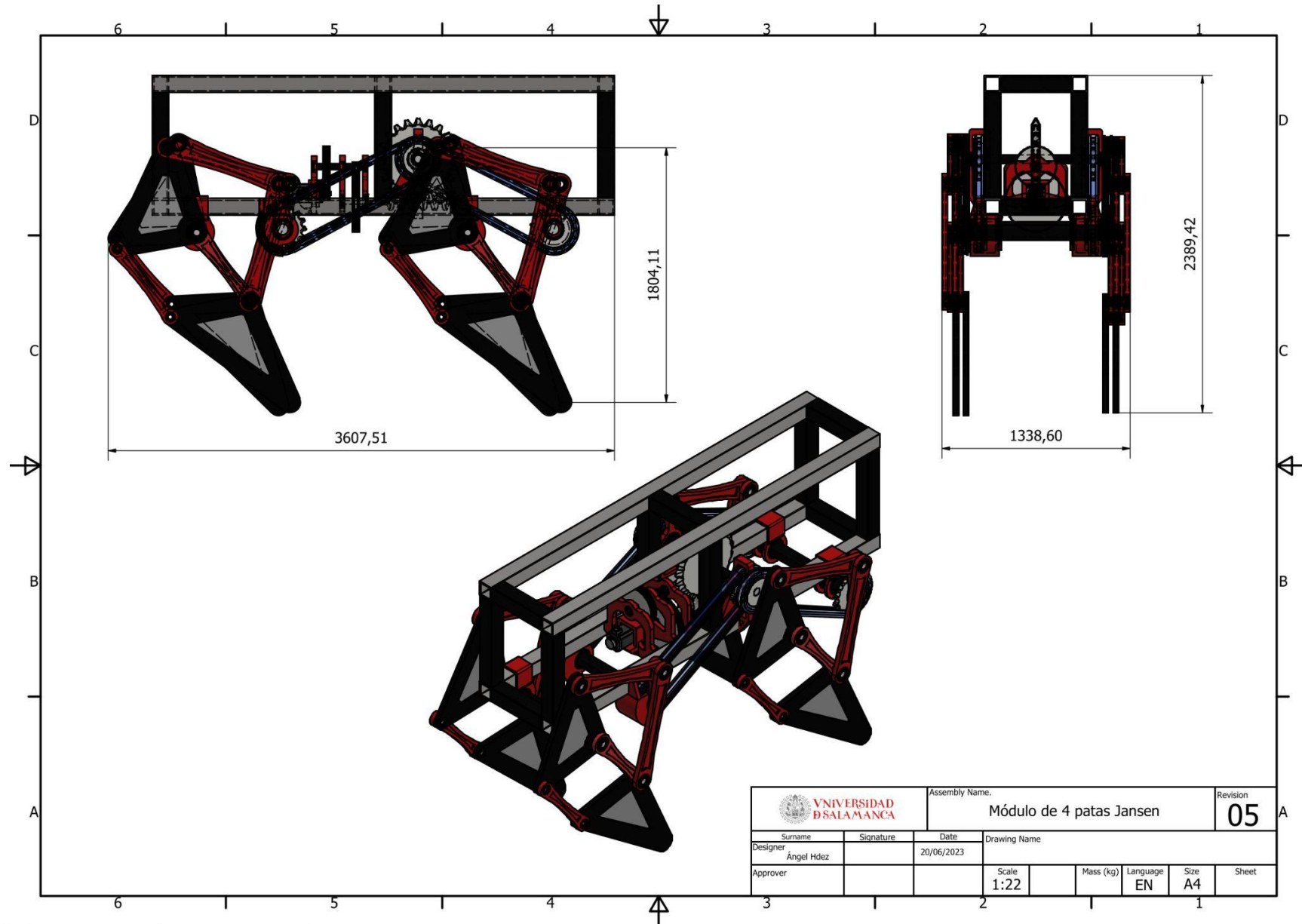



 UNIVERSIDAD DE SALAMANCA		Assembly Name.		Revision	
Surname		Signature	Date	01	
Designer		Ángel Hdez	20/06/2023	Drawing Name Eje rotación trasero para los mecanismos Jansen	
Approver				Scale 1:6	Mass (kg)
				Language EN	Sheet A4



 UNIVERSIDAD DE SALAMANCA			Assembly Name.		Revision 01	
Designer	Signature	Date	Drawing Name			
Ángel Hdez		20/06/2023	Eje rotación delantero para los mecanismos Jansen			
Approver			Scale 1:5	Mass (kg)	Language EN	Size A4
						Sheet 1





 UNIVERSIDAD DE SALAMANCA		Assembly Name: Módulo de 4 patas Jansen		Revision: 05	
Surname Designer Ángel Hdez.	Signature	Date 20/06/2023	Drawing Name		
Approver			Scale 1:22	Mass (kg)	Language EN
				Size A4	Sheet

