



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial
y Diseño Industrial

Diseño de una metodología de modelado de sistemas de
transmisión mecánica con el programa de simulación
dinámica de sistemas multicuerpo Adams/View

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Rodilla Costa, José Vicente

Tutor/a: Suñer Martínez, Josep Lluís

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño de una metodología de modelado de sistemas de transmisión mecánica con el programa de simulación dinámica de sistemas multicuerpo Adams/View

Autor: José Vicente Rodilla Costa

Tutor: D. Josep Lluís Suñer Martínez

Universidad Politécnica de Valencia

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Valencia, julio 2024

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a esta nuestra universidad por permitirme el acceso al grado universitario de Ingeniería Mecánica. También es de agradecer, las instalaciones y recursos que ponen a nuestra disposición durante la formación, sin olvidarse del excelente profesorado.

También quiero reconocer la gran labor efectuada por parte de mi tutor D. Josep Lluís Suñer Martínez, que ha sido la persona que me ha ayudado a lo largo de toda la elaboración de este proyecto, así como en la elección del mismo. Cabe destacar, el gran apoyo recibido pero dándome total libertad para dejar registrada mi enfoque personal en el trabajo.

No quiero olvidarme tanto de los amigos nuevos que he hecho durante la carrera, como los que ya tenía previamente porque ambos siempre han estado mostrando interés y apoyándome cuando he podido atravesar malas rachas.

Por último pero no menos importante, quiero mostrar a mi familia toda la gratitud posible por haberme permitido cursar este grado universitario sin tener más preocupaciones que las puramente académicas. Además de haberme aconsejado y respetado en las diferentes decisiones que ido tomando durante toda esta experiencia.

Resumen

En la actualidad, MSC Adams es un software de simulación dinámica multicuerpo que se utiliza para analizar y optimizar el comportamiento de sistemas mecánicos complejos en movimientos. La finalidad de este trabajo es crear un tutorial centrado en el modelado de sistemas de transmisión mecánica en Adams. En la creación de los distintos modelos se utiliza exclusivamente las herramientas y módulos con los que cuenta el software para la construcción de los engranajes. Además, el resto de componentes que son necesarios para el correcto funcionamiento del mecanismo y que no son engranajes, también han sido diseñados con las herramientas que dispone el programa. No obstante, tras realizar cada uno de los modelos se comprueba que se cumplen las relaciones de transmisión de diseño de cada uno de ellos, tanto de forma visual al realizar la simulación como gráficamente utilizando la herramienta pertinente para ello. Por último, al inicio del presente documento, se muestra la evolución histórica de los distintos engranajes antes su situación actual, así como una clasificación de los mismos y de los elementos que los componen.

Palabras clave: engranaje, modelo, diente, tren, cuerpo, simulación, MSC Adams.

Resum

En l'actualitat, MSC Adams és un programari de simulació dinàmica multicorps que s'utilitza per analitzar i optimitzar el comportament de sistemes mecànics complexos en moviment. La finalitat d'aquest treball és crear un tutorial centrat en el modelatge de sistemes de transmissió mecànica en Adams. En la creació dels diferents models s'utilitzen exclusivament les eines i mòduls amb els quals compta el programari per a la construcció dels engranatges. A més, la resta de components necessaris pel correcte funcionament del mecanisme i que no són engranatges, també han estat dissenyats amb les eines que disposa el programa. No obstant això, després de realitzar cada un dels models es comprova que es compleixen les relacions de transmissió de disseny de cadascun d'ells, tant de forma visual en realitzar la simulació com gràficament utilitzant l'eina pertinent per a això. Finalment, a l'inici del present document, es mostra l'evolució històrica dels diferents engranatges abans de la seua situació actual, així com una classificació dels mateixos i dels elements que els componen.

Paraules Clau: engranatge, model, dent, tren, cos, simulació, MSC Adams

Abstract

Currently, MSC Adams is a multibody dynamic simulation software used to analyze and optimize the behavior of complex mechanical systems in motion. The purpose of this work is to create a tutorial focused on modeling mechanical transmission systems in Adams. In building the various models, only the tools and modules provided by the software are exclusively used for gear construction. Additionally, the remaining components necessary for the proper functioning of the mechanism, which are not gears, have also been designed using the program's available tools. However, after creating each model, it is verified that the design transmission relationships for each of them are met, both visually during the simulation and graphically using the relevant tool. Finally, at the beginning of this document, the historical evolution of various gears is presented before their current state, along with a classification of these gears and the elements that compose them.

Keywords: gear, model, tooth, train, body, simulation, MSC Adams.

- I. Memoria y Anexos**
- II. Pliego de condiciones**
- III. Presupuesto**

Documento I

Memoria y Anexos

Índice

1. Objetivos, Motivación y Relación con los ODS.....	244
2. Introducción.....	29
2.1 Contexto histórico	30
2.2 Trenes de engranajes en la actualidad	42
2.3 Clasificación de los trenes de engranajes	44
2.3.1 Trenes Simples	44
2.3.2 Trenes de Engranajes Compuestos.....	48
2.4 Componentes de un tren de engranajes	50
2.4.1 Engranajes.....	50
2.4.2 Ejes	51
2.4.3 Dientes	51
2.4.4 Relación de engranajes	51
2.4.5 Sentido de Rotación.....	51
2.4.6 Soportes y Rodamientos	51
2.4.7 Carcasa.....	52
2.4.8 Lubricación	52
3. MSC ADAMS	53
3.1 Modelado	53
3.2 Simulación	54
3.3 Interfaz MSC Adams	54
4. Modelos	58
4.1 Dos ejes y dos engranajes dientes rectos	58
4.2 Dos ejes y dos engranajes con dientes helicoidales	74
4.3 Tres ejes y tres engranajes con dientes rectos.....	78
4.4 Tres ejes y tres engranajes dientes helicoidales	84
4.5 Tren de Engranajes Compuesto.....	88
4.6 Tren de Engranajes Compuesto Helicoidal.....	93
4.7 Engrane Interno	97
4.8 Engrane Interno Helicoidal	100
4.9 Tren Epicicloidal Sencillo.....	103
4.10 Tren Epicicloidal Compuesto.....	112
5. Anexos.....	117
Anexo A Conceptos Básicos	117
6. Bibliografía.....	120

Índice de Figuras

Figura 1.1 Competencias transversales buscadas en la Universidad Politécnica de Valencia

Figura 1.2 Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) definidos por la ONU

Figura 2.1 Piñón y engrane

Figura 2.1.1 Molde chino para fabricar engranajes de bronce (siglos II a.C. a III d.C.)

Figura 2.1.2 Rueda de agua y molino de granos descrito por Vitruvius en el año 40 a.C.

Figura 2.1.3 Mecanismo de Anticitera – Calculadora astronómica

Figura 2.1.4 Diseño del tornillo sin fin atribuido a Arquímedes

Figura 2.1.5 Carro que apunta hacia el sur – Antecedente mecánico de la brújula

Figura 2.1.6 Reloj de la catedral de Salisbury (1386)

Figura 2.1.7 Reloj de la catedral de Wells (1392) preservado en el Museo de Ciencias de Londres

Figura 2.1.8 Engranaje sinfín-corona de Leonardo da Vinci

Figura 2.1.9 Curva Cíclica Epicicloide

Figura 2.1.10 Engranajes con perfil de evolvente

Figura 2.1.11 Máquina cortadoras de engranajes desarrollada por Richard Roberts en 1821

Figura 2.1.12 Dibujos originales de la patente sobre engranes helicoidales dada a Joseph Woollams

Figura 2.1.13 Patente ingle No. 4477 concedida a Joseph Woollams

Figura 2.1.14 Fresadora de engranajes cónicos desarrollada por William Gleason

Figura 2.1.15 Máquina de Robert Hermann Pfauter para fabricar en engranes mediante fresa madre

Figura 2.1.16 Prototipo de la máquina desarrollada por Robert Hermann

Figura 2.1.17 Máquina generadora y rectificadora de engranes cónicos Fellows de 1897

Figura 2.1.18 Primer modelo de producción de la generadora de engranes Fellows

Figura 2.1.19 Tornillo sinfín y corona glóbica

Figura 2.1.20 Engrane chevrón de madera

Figura 2.1.21 Citroën 10 HP tipo A

Figura 2.1.22 Mecanismo piñón-corona con engranes chevrón o doble helicoidales

Figura 2.1.23 Emblema de la marca automovilista Citroën

Figura 2.3.1.1 Engranajes rectos

Figura 2.3.1.2 Caja de cambio con engranajes rectos

Figura 2.3.1.3 Engranajes helicoidales

Figura 2.3.1.4 Caja de cambios

Figura 2.3.1.5 Engranajes Cónicos

Figura 2.3.1.6 Mecanismo diferencial

Figura 2.3.1.7 Engranajes cilíndrico recto

Figura 2.3.1.8 Engranajes cilíndrico helicoidal

Figura 2.3.1.9 Engranaje de dientes internos rectos

Figura 2.3.1.10 Engranaje Doble Helicoidal

Figura 2.3.1.11 Engranaje Hipoide

Figura 2.3.2.1 Tren de engranajes helicoidales

Figura 2.3.2.2 Tren de Engranaje Epicicloidal

Figura 3.3.1 Barra superior

Figura 3.3.2 Menú de creación y herramientas

Figura 3.3.3 Árbol de Componentes

Figura 3.3.4 Área de Trabajo

Figura 4.1.1 Creación del Modelo

Figura 4.1.2 Cambiar dimensiones del área de trabajo

Figura 4.1.3 Datos del Cilindro

Figura 4.1.4 Ventana emergente LocationEvent

Figura 4.1.5 Cuerpo obtenido tras seguir el paso 5

Figura 4.1.6 Herramienta Position: Move

Figura 4.1.7 Datos a introducir

Figura 4.1.8 Localización de la cara para realizar el agujero

Figura 4.1.9 Resultado tras realizar ambos agujeros

Figura 4.1.10 Resultado tras diseñar los ejes

Figura 4.1.11 Datos a introducir para dibujar el arco

Figura 4.1.12 Forma de aspa obtenida en el engranaje que actúa como piñón

Figura 4.1.13 Diseño de aspa de ambos engranajes para aligerar la estructura

Figura 4.1.14 Datos a introducir para generar el par de engranajes

Figura 4.1.15 Datos del Engranaje 1

Figura 4.1.16 Datos del Engranaje 2

Figura 4.1.17 Par de engranajes de dientes rectos

Figura 4.1.18 Pares de Revolución del modelo

Figura 4.1.19 Como realizar una simulación

Figura 4.1.20 Postprocesador y gráfica correspondiente al análisis cinemático de ambos engranajes

Figura 4.1.21 Medición de la velocidad angular en el eje de entrada del modelo

Figura 4.1.22 Primera Fuerza a Introducir en el eje de entrada

Figura 4.1.23 Fuerza a Introducir en el eje de salida

Figura 4.1.24 Creación de la medición de la segunda fuerza definida

Figura 4.1.25 Resultados obtenidos del análisis dinámico del primer modelo

Figura 4.2.1 Herramienta utilizada para cambiar de estructura alámbrica a sombreada y viceversa

Figura 4.2.2 Mensaje de advertencia tras eliminar los engranajes y el par de unión

Figura 4.2.3 Datos a introducir para generar el par de engranajes helicoidales

Figura 4.2.4 Datos Piñón Helicoidal

Figura 4.2.5 Datos Rueda Helicoidal

Figura 4.2.6 Par de engranajes de dientes helicoidales

Figura 4.2.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del primer modelo con dientes helicoidales

Figura 4.2.8 Resultados obtenidos del análisis dinámico del primer modelo con dientes helicoidales

Figura 4.3.1 Datos a introducir para generar el par de engranajes

Figura 4.3.2 Datos Rueda Salida

Figura 4.3.3 Resultado tras crear el segundo par de engranajes entre la rueda intermedia y la de salida

Figura 4.3.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del segundo modelo

Figura 4.3.5 Creación del torque sobre el Eje_3

Figura 4.3.6 Resultados obtenidos del análisis dinámico del segundo modelo

Figura 4.4.1 Datos a introducir para el engrane entre el piñón y la rueda intermedia

Figura 4.4.2 Datos a introducir para el engrane entre la rueda intermedia y la de salida

Figura 4.4.3 Datos Piñón helicoidal

Figura 4.4.4 Datos Rueda intermedia helicoidal

Figura 4.4.5 Datos de la Rueda de salida helicoidal

Figura 4.4.6 Resultado obtenido al crear los pares de engranajes

Figura 4.4.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del segundo modelo con dientes helicoidales

Figura 4.4.8 Resultados obtenidos del análisis dinámico del segundo modelo con dientes helicoidales

Figura 4.5.1 Elementos a seleccionar en el árbol de componentes

Figura 4.5.2 Vector escogido para la segunda traslación del cuerpo Conexión_Interna_Segundo_Piñón

Figura 4.5.3 Datos a introducir para el engrane entre el segundo piñón y la rueda de salida

Figura 4.5.4 Datos piñón intermedio

Figura 4.5.5 Datos rueda salida

Figura 4.5.6 Resultado obtenido al crear los pares de engranajes

Figura 4.5.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del tercer modelo

Figura 4.5.8 Resultados obtenidos del análisis dinámico del tercer modelo

Figura 4.6.1 Datos a introducir para el engrane entre el piñón y la rueda intermedia

Figura 4.6.2 Datos a introducir para el engrane entre la rueda intermedia y la de salida

Figura 4.6.3 Resultado del tren de engranajes compuesto helicoidal

Figura 4.6.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del tercer modelo con dientes helicoidales

Figura 4.6.5 Resultados obtenidos del análisis dinámico del tercer modelo con dientes helicoidales

Figura 4.7.1 Datos a introducir para generar el engrane interno

Figura 4.7.2 Datos a introducir para la corona interior

Figura 4.7.3 Resultado obtenido tras crear el engrane interno

Figura 4.7.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del cuarto modelo

Figura 4.7.5 Resultados obtenidos del análisis dinámico del cuarto modelo

Figura 4.8.1 Datos a introducir para generar el engrane entre la rueda y corona interior helicoidal

Figura 4.8.2 Datos a introducir para la corona interior

Figura 4.8.3 Resultado obtenido tras crear el engrane interno helicoidal

Figura 4.8.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del cuarto modelo con dientes helicoidales

Figura 4.8.5 Resultados obtenidos del análisis dinámico del cuarto modelo con dientes helicoidales

Figura 4.9.1 Datos a introducir para crear el sistema planetario

Figura 4.9.2 Datos a introducir para el Sol

Figura 4.9.3 Datos a introducir para los Planetas

Figura 4.9.4 Datos a introducir para el anillo

Figura 4.9.5 Sistema planetario obtenido

Figura 4.9.6 Mensaje de advertencia tras el primer paso de creación del Portaplanetas

Figura 4.9.7 Posición objetivo del arco tras su creación

Figura 4.9.8 Resultado de la estructura Portaplanetas

Figura 4.9.9 Datos a introducir para el Carrier

Figura 4.9.10 Resultados obtenidos del análisis cinemático del quinto modelo

Figura 4.9.11 Resultado a obtener en la creación de la medición de la velocidad angular del Eje_Sol

Figura 4.9.12 Resultado de la creación del torque sobre el Eje_Sol

Figura 4.9.13 Resultado de la creación del torque sobre el Eje_Segundo_Sol

Figura 4.9.14 Resulta a obtener de la medición del torque del Eje_Segundo_Sol

Figura 4.9.15 Resultados obtenidos del análisis dinámico del quinto modelo

Figura 4.10.1 Datos a introducir para crear el segundo sistema planetario

Figura 4.10.2 Datos a introducir segundo Sol

Figura 4.10.3 Datos a introducir para los Planetas

Figura 4.10.4 Datos a introducir Portaplanetas

Figura 4.10.5 Datos a introducir para el Anillo Interior

Figura 4.10.6 Resultado del Tren Epicicloidal Compuesto

Figura 4.10.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del sexto modelo

Figura 4.10.8 Resultado de la creación del torque sobre el Eje_Salida

Figura 4.10.9 Resultados obtenidos del análisis dinámico del sexto modelo

Figura 5.1 Capacidad de carga nominal de engranajes rectos de acero

Índice de Ecuaciones

Ecuación 5.1 Relación de transmisión

Ecuación 5.2 Relación de transmisión tren epicicloidal

Ecuación 5.3 Cálculo del diámetro primitivo en engranajes rectos

Ecuación 5.4 Cálculo del diámetro primitivo en engranajes helicoidales

Ecuación 5.5 Distancia entre centros en un sistema de engrane externo

Ecuación 5.6 Distancia entre centros en un sistema de engrane interno

Ecuación 5.7 Condición a cumplir en los Sistemas Planetarios

1. Objetivos, Motivación y Relación con los ODS

En primer lugar, el objetivo de este proyecto es la realización de un tutorial sobre el modelado y simulación de diferentes tipos de trenes de engranajes en el software MSC Adams perteneciente a la empresa Hexagon [1]. Una vez elaborados los modelos, se procede a su simulación para comprobar que funcionan correctamente.

Con todo esto, se pretende obtener los conocimientos tanto teóricos como técnicos necesarios, y al mismo tiempo que sirva como herramienta para futuras personas interesadas en este modelo de simulación dinámica multicuerpo.

Es importante destacar, que para el desarrollo de este proyecto sólo se ha hecho uso del software MSC Adams. Esto quiere decir, que tanto el modelado como la simulación han sido elaboradas con la misma herramienta, sin necesidad de programas más enfocados en diseño como puede ser CAD, por ejemplo. El motivo principal por el cual se ha optado por hacerlo de esta forma, es porque se tiende a pensar que Adams solamente es útil en cuanto a simulación dinámica, pero en su interfaz también cuenta con numerosas herramientas de diseño. El problema, es que estas no son demasiado intuitivas y por eso se opta por utilizar otras y posteriormente importar los modelos y hacer las simulaciones en el software previamente nombrado. Además, se aprende a realizar un presupuesto y un pliego de condiciones.

Otro aspecto clave para la realización de este trabajo, es el desarrollo de las competencias transversales del alumno. Se entiende como competencia transversal aquellas capacidades, habilidades o aptitudes que aportan valor adicional al trabajo [2]. Se considera que el trabajo de fin de grado es una excelente oportunidad para demostrar y mejorar dichas habilidades. Se ha de tener en cuenta, que la Universidad Politécnica de Valencia incorpora en los estudios las competencias transversales a través de diferentes vías: en el plan de estudios, trabajos de fin de grado o trabajo de fin de máster, prácticas curriculares de empresa y actividades estudiantiles tales como generación espontánea [3].

En la figura 1.1 se muestran las cinco dimensiones de competencias transversales que se buscan desarrollar por parte de esta universidad. Con la realización de este proyecto, se cumplen todas ellas. Puesto que entre otras muchas aplicaciones, los trenes de engranajes se utilizan en el transporte ferroviario, influyendo en su eficiencia energética ya que suelen ser más sostenibles en comparación con otros medios de transporte. Además de que generan menos emisiones de gases de efecto invernadero. Dicho esto y teniendo en cuenta que se encuentran en diferente tipos de transporte, también permiten la conectividad y movilidad. La relación con las competencias restantes es directa y clara, por lo que se considera que no requiere de explicación. [4] [5] [6]

Las 5 dimensiones de competencias transversales

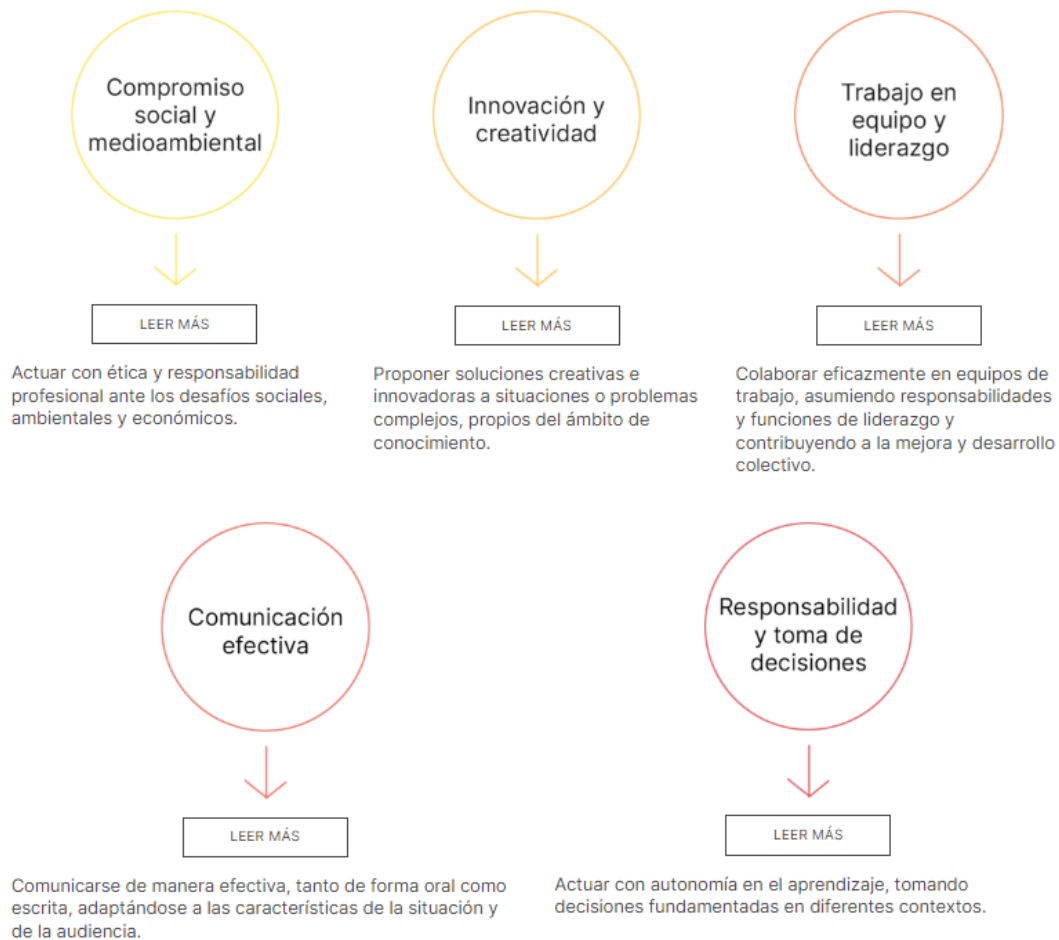


Figura 1.1 Competencias transversales buscadas en la Universidad Politécnica de Valencia [3]

El alumno ha optado por elegir este proyecto y no otro, debido a su gran interés en profundizar su aprendizaje en el software MSC Adams, ya que cuenta con herramientas muy interesantes que permiten el desarrollo de piezas sin necesidad de recurrir a programas externos. Pero la principal motivación, es entender y ser capaz de ayudar a otras personas en la creación de pares de engranajes, puesto que no es una tarea sencilla, además de que importarlos de otras aplicaciones suele ser bastante complejo y una vez se aprende resulta muy sencillo hacerlo en el propio software.

En segundo lugar, los trenes de engranajes se encuentran presentes en gran variedad de vehículos, desempeñando roles cruciales en la transmisión y el funcionamiento mecánico. Entre ellos se pueden destacar: automóviles, aeronaves, maquinaria industrial, vehículos ferroviarios, ciclomotores y motocicletas o maquinaria agrícola entre muchos otros. [7] [8] [9]

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) son una colección de 17 objetivos globales establecidos por las Naciones Unidas en 2015 como parte de la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible. Estos objetivos fueron adoptados por los 193 Estados Miembros de la ONU con el propósito de abordar una amplia gama de desafíos globales, incluyendo la pobreza, la desigualdad, el cambio climático, la degradación ambiental, la paz y la justicia. Los ODS son una continuación y ampliación de los Objetivos de Desarrollo del Milenio (ODM), que fueron establecidos en el año 2000 y concluyeron en 2015. A diferencia de los ODM, que se centraban principalmente en los países en desarrollo, los ODS son universales y aplicables a todos los países, independientemente de su nivel de desarrollo económico. En la figura 1.2 se adjuntan los 17 objetivos definidos:



Figura 1.2 Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) definidos por la ONU [10]

El tema sobre el que trata este trabajo de final de grado, mantiene relación con algunos de estos, ya sea más directa o menos. A continuación se van a asociar estos con la realización de este proyecto

En primer lugar, los modelos basados en engranajes son esenciales para la optimización de sistemas de transmisión de energía en tecnologías como turbinas eólicas y seguidores solares. Mediante el uso de MSC Adams, se pueden diseñar sistemas más eficientes que minimicen las pérdidas de energía y maximicen la eficiencia, contribuyendo así a la generación de energía asequible y limpia. Además, la mejora en la eficiencia de los engranajes puede reducir el consumo energético en diversas aplicaciones

industriales, promoviendo un uso más sostenible de los recursos energéticos. Por lo que está ligado con el ODS 7 “Energía Asequible y No Contaminante”.

El avance en la tecnología de engranajes impulsa la industria mecánica, creando empleos especializados y fomentando el crecimiento económico sostenible. Además, la optimización de los engranajes puede conducir a procesos de producción más eficientes, reduciendo costos y aumentando la competitividad de las empresas, lo que promueve el trabajo decente y el crecimiento económico. Es clara entonces la implicación que esto conlleva en el ODS 8 “Trabajo Decente y Crecimiento Económico”.

La simulación y modelado de engranajes juegan un papel crucial en la construcción de infraestructuras industriales resilientes y sostenibles. MSC Adams permite diseñar maquinaria industrial más resistente y eficiente, lo que mejora la infraestructura productiva. Asimismo, la capacidad de innovar en el diseño y funcionamiento de sistemas mecánicos fomenta el avance tecnológico, promoviendo industrias más sostenibles y respetuosas con el medio ambiente. Esto justifica la relación con el ODS 9 “Industria, Innovación e Infraestructura”.

Seguidamente, la optimización de sistemas de transporte, incluyendo vehículos eléctricos y bicicletas, es posible gracias a la simulación de engranajes. MSC Adams ayuda a diseñar estos sistemas para que sean más eficientes y menos contaminantes, mejorando la movilidad urbana. Además, los sistemas mecánicos optimizados pueden ser utilizados en la construcción de edificios inteligentes, que optimizan el uso de energía y reducen la huella de carbono, contribuyendo a la sostenibilidad de las ciudades. Por lo que se estaría colaborando en el cumplimiento del ODS 11 “Ciudades y Comunidades Sostenibles”.

La simulación avanzada permite el diseño de productos mecánicos que utilizan materiales de manera más eficiente, reduciendo el desperdicio y promoviendo una economía circular. Los modelos de engranajes optimizados no solo tienen una vida útil más larga, sino que también requieren menos mantenimiento, disminuyendo la necesidad de recursos para reparaciones y reemplazos. Esto favorece la producción y el consumo responsables. Esto además es algo que se puede observar en los modelos, con el vaciado de los engranajes lo que permite reducir la cantidad de material empleado. Todo esto mantiene relación con el ODS 12 “Producción y Consumo Responsables”.

La combinación de algunos de los anteriores conlleva a seguir la línea impuesta por el ODS 13 “Acción por el Clima”. Mejorar la eficiencia de los sistemas mecánicos y reducir el consumo energético a través de la simulación de engranajes contribuye indirectamente a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. La optimización de tecnologías limpias, como los vehículos eléctricos y los sistemas de

energía renovable, se beneficia de los avances en el diseño de engranajes, apoyando acciones concretas contra el cambio climático.

Por último, la creación de modelos avanzados y la simulación de sistemas mecánicos requieren la colaboración interdisciplinaria entre ingenieros, científicos y otros profesionales. Esta cooperación fomenta alianzas que son esenciales para alcanzar los objetivos de sostenibilidad, promoviendo la innovación y el intercambio de conocimientos a nivel global. Lo que conlleva a la actuación que impulsa el ODS 17 “Alianzas para Lograr los Objetivos”.

2. Introducción

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo empleado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranes están formados por dos ruedas dentadas, a la mayor se le denomina “engrane” y la menor “piñón”. Por tanto, un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante el contacto de las ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. De tal manera que una de las ruedas está conectada con la fuente de energía y es conocido como engrane motor o piñón, mientras que la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engrane conducido. Si el sistema se compone de más de un par de ruedas dentadas, se denomina “tren”. [11]

La principal ventaja que tienen las transmisiones por engranaje respecto de la transmisión por poleas es que no patinan como estas últimas, lo que permite conseguir mayor precisión y exactitud en la transmisión. [11]

Este mecanismo es ampliamente utilizado en diversas aplicaciones industriales, vehículos, maquinaria y dispositivos mecánicos para realizar funciones como la transmisión de velocidad, cambio de dirección y multiplicación de par. [12]

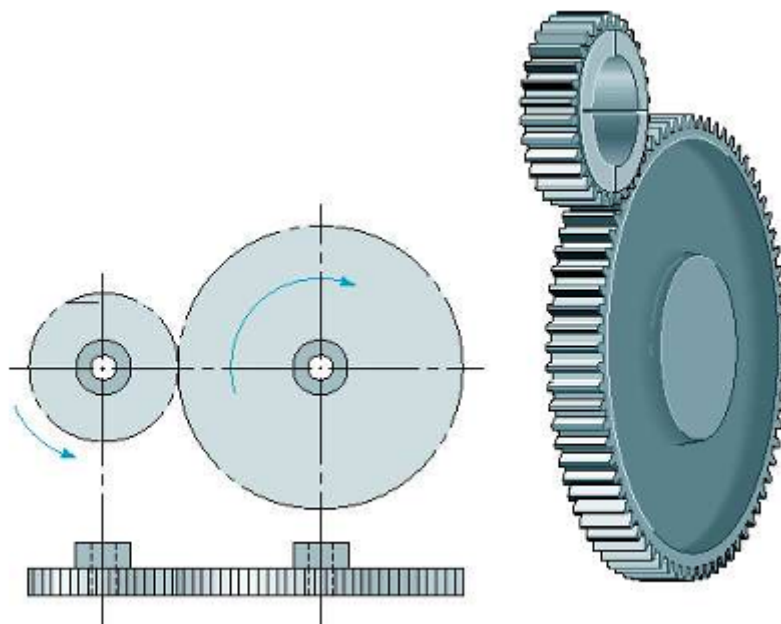


Figura 2.1 Piñón y engrane [11]

2.1 Contexto histórico

Desde tiempos ancestrales, se han empleado cuerdas y una variedad de elementos fabricados en madera para abordar desafíos relacionados con el transporte, la impulsión, la elevación y el movimiento. El origen preciso de los engranajes es un misterio, ya que no se puede determinar con certeza dónde ni cuándo fueron inventados. En las antiguas escrituras de China, Grecia, Turquía y Damasco se mencionan los engranajes, aunque ofrecen escasos detalles sobre su funcionamiento. [11] [12].



Figura 2.1.1 Molde chino para fabricar engranajes de bronce (siglos II a.C. a III d.C.) [12]

En el siglo IV a.C., Aristóteles hizo referencia en sus escritos al uso común de ruedas dentadas en diversas aplicaciones. Los orígenes clásicos de los tornillos sinfín se atribuyen a Arquímedes (287-212 a.C.). Vitruvius, un ingeniero militar, detalla en sus textos, que datan del año 28 a.C., una multitud de aplicaciones de los engranajes, una de las cuales se ilustra en la figura 2.1.2. [11] [12].

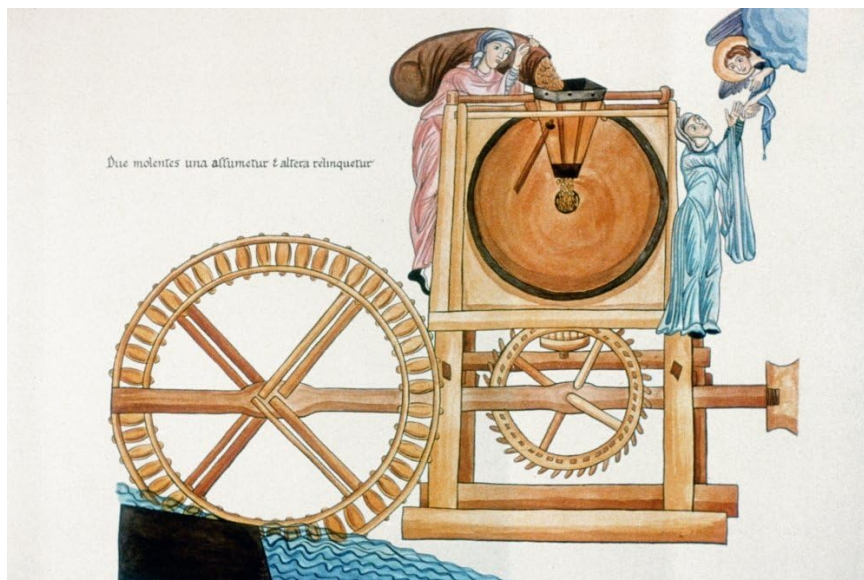


Figura 2.1.2 Rueda de agua y molino de granos descrito por Vitruvius en el año 40 a.C. [13]

El mecanismo de engranajes más antiguo del que se tienen restos es el conocido como el mecanismo de Anticitera. Se trata de una calculadora astronómica fechada entre el 150 y 100 a.C., compuesta por al menos 30 engranajes de bronce con dientes triangulares. Este artefacto exhibe características tecnológicas avanzadas, como los trenes de engranajes epicicloidales, que, hasta su descubrimiento, se creían inventados en el siglo XIX. A través de citas de Cicerón, se sabe que el mecanismo de Anticitera no fue un caso único, ya que al menos otros dos dispositivos similares existieron en esa época, creados por Arquímedes y Posidonio. Además, Arquímedes es comúnmente reconocido como uno de los inventores de los engranajes debido a su diseño de un tornillo sin fin. La figura 2.1.3 muestra el mecanismo de Anticitera, mientras que en la figura 2.1.4 se presenta el diseño del tornillo sin fin de Arquímedes. [11] [12].



Figura 2.1.3 Mecanismo de Anticitera – Calculadora astronómica [12]



Figura 2.1.4 Diseño del tornillo sin fin atribuido a Arquímedes [14]

En China, también se han preservado ejemplos sumamente antiguos de máquinas que incorporan engranajes. Un caso destacado es el conocido como el "carro apuntando hacia el Sur" (120-250 d.C.), como se ilustra en la figura 2.1.5. Este ingenioso dispositivo fue concebido por el ingeniero mecánico chino Ma Jun (200-265). Consiste en un vehículo con ruedas que emplea un sistema de engranajes diferenciales complejos, similares a los utilizados en los vehículos contemporáneos para distribuir torsión equitativamente a las ruedas cuando estas giran a velocidades distintas, especialmente durante giros. Los engranajes diferenciales se integraron con el propósito de mantener una referencia de accionamiento mecánico apuntando de manera constante hacia el Sur. De esta manera, el mecanismo empleaba principios mecánicos avanzados en lugar del magnetismo de una brújula, con el objetivo de facilitar la navegación y la orientación. También se han descubierto ejemplos más antiguos, alrededor del año 50 d.C., como los engranajes helicoidales tallados en madera encontrados en una tumba real en la ciudad china de Shensi. [11] [12].



Figura 2.1.5 Carro que apunta hacia el sur – Antecedente mecánico de la brújula [15]

La transmisión de la tecnología de los engranajes en los siglos subsiguientes permanece envuelta en incertidumbre. Existe la posibilidad de que el conocimiento proveniente de la época del mecanismo de Anticitera perdurara y contribuyera al avance de la ciencia y la tecnología en el mundo islámico entre los siglos IX y XIII. Por ejemplo, un manuscrito andalusí del siglo XI es la primera fuente que menciona el empleo de engranajes epicíclicos y engranajes segmentados en relojes mecánicos. Es plausible que los trabajos islámicos sobre astronomía y mecánica hayan sentado las bases para la reintroducción de calculadoras astronómicas en la Edad Moderna. En los albores del Renacimiento, esta tecnología se aplicó en Europa para el desarrollo de relojes sofisticados, mayormente destinados a edificios públicos como catedrales, como se aprecia en las figuras 2.1.6 y 2.1.7. [11] [12].

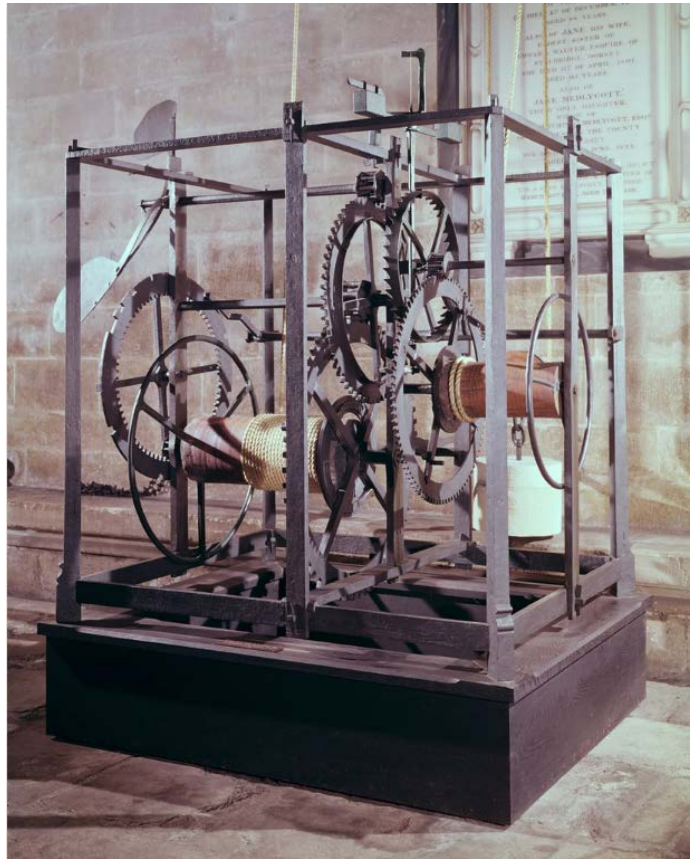


Figura 2.1.6 Reloj de la catedral de Salisbury (1386) [16]

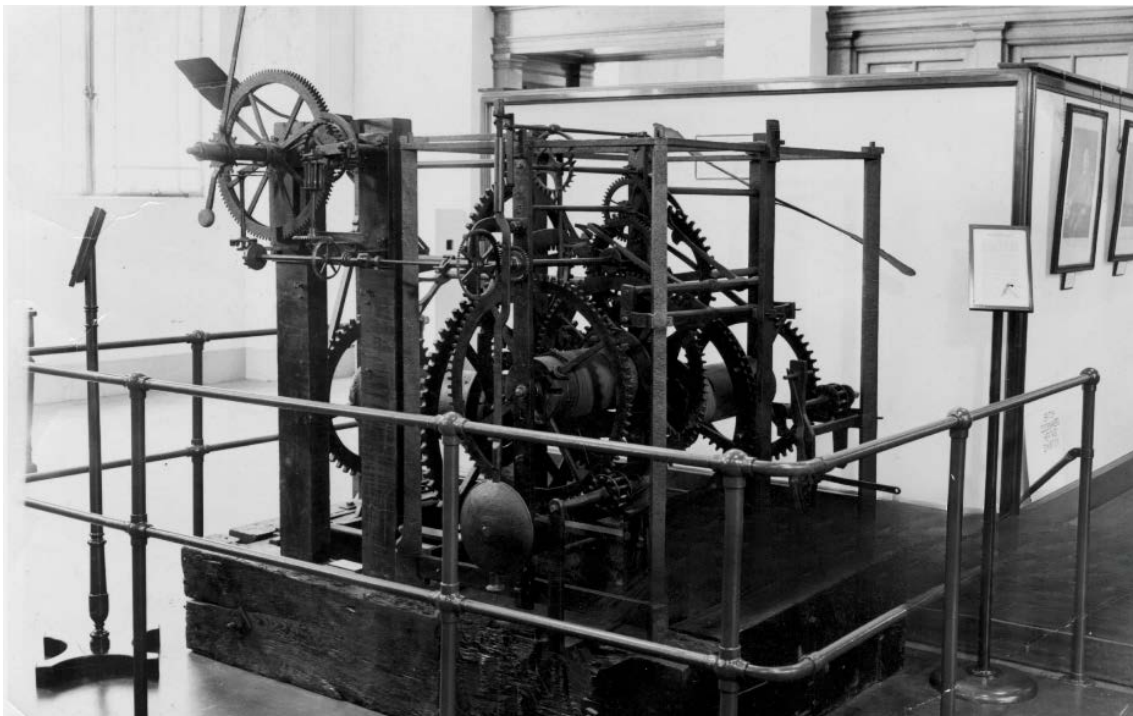


Figura 2.1.7 Reloj de la catedral de Wells (1392) preservado en el Museo de Ciencias de Londres [17]

Leonardo da Vinci, fallecido en Francia en 1519, legó una extensa colección de dibujos y esquemas que abarcan algunos de los mecanismos empleados cotidianamente en la actualidad. Entre ellos, se encuentran diversos tipos de engranajes del tipo sinfín-corona, como se muestra en la figura 2.1.8. [11] [12].

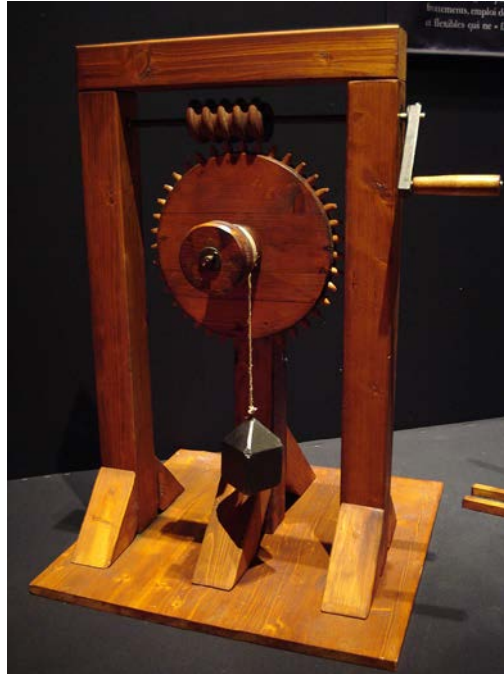


Figura 2.1.8 Engranaje sinfín-corona de Leonardo da Vinci [12]

Los registros más antiguos acerca de la transmisión de rotación con velocidad angular uniforme mediante engranajes datan del año 1674, cuando el renombrado astrónomo danés Olaf Roemer (1644-1710) presentó la configuración o perfil del diente en epicicloide, como se muestra en la figura 2.1.9. La epicicloide es la curva que describe un punto "P" en una circunferencia que actúa como ruleta y rueda sin deslizarse sobre otra circunferencia que sirve como base y está ubicada externamente a ella. [11] [12].

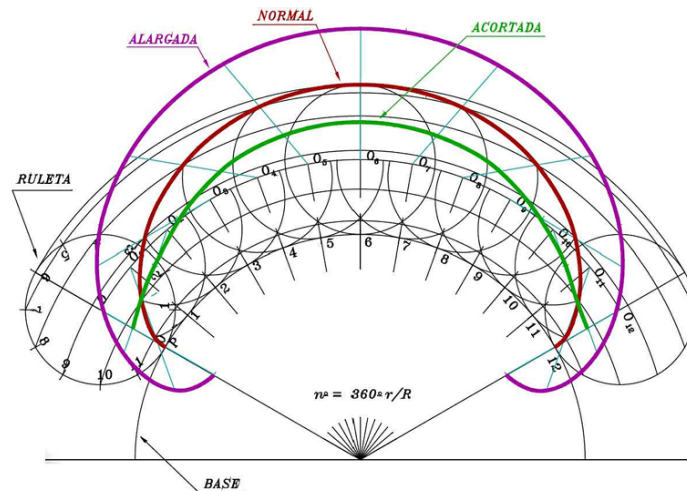


Figura 2.1.9 Curva Cíclica Epicicloide [18]

Robert Willis (1800-1875), reconocido como uno de los pioneros en ingeniería mecánica, logró la primera aplicación práctica de la epicloide al incorporarla en la construcción de una serie de engranajes intercambiables. Asimismo, entre los primeros matemáticos, se atribuye la idea del uso de la envolvente de círculo en el perfil del diente, pero son las realizaciones prácticas las que se deben principalmente a Willis. Este ingeniero también es acreditado por la invención del odontógrafo, un dispositivo utilizado para el trazado simplificado del perfil del diente de la envolvente. [11] [12].

Es altamente probable que el francés Philippe de Lahire fuera el primero en idear el perfil del diente en evolvente en 1695, como se ilustra en la figura 2.1.10. Este desarrollo ocurrió poco después de que Roemer concibiera la epicloide. [11] [12].

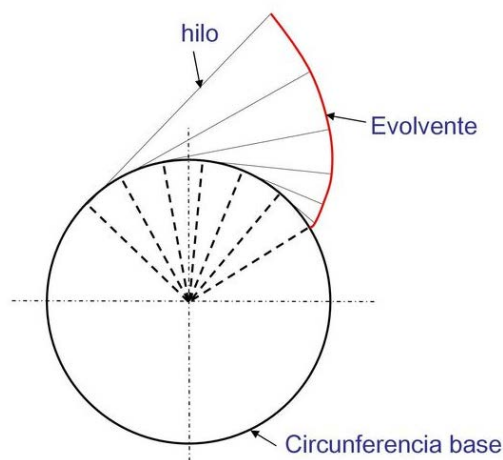


Figura 2.1.10 Engranajes con perfil de evolvente [19]

La primera implementación práctica del diente en evolvente se atribuye al suizo Leonhard Euler en el año 1707. [11] [12].

Richard Roberts fue un constructor de una amplia variedad de máquinas-herramientas, algunas de las cuales fueron de su propio diseño. Se destacó al ser el pionero en la fabricación de una máquina cortadora de engranajes, como se puede apreciar en la figura 2.1.11. Para lograr un control preciso de las dimensiones de los engranajes, adaptó el sector que él mismo había desarrollado y comercializado a otros ingenieros. Roberts incorporó cortadores giratorios, una técnica que observó ser utilizada por Maudslay, el inventor del torno. Este acontecimiento constituye uno de los primeros registros del uso de fresas en ingeniería. [11] [12].

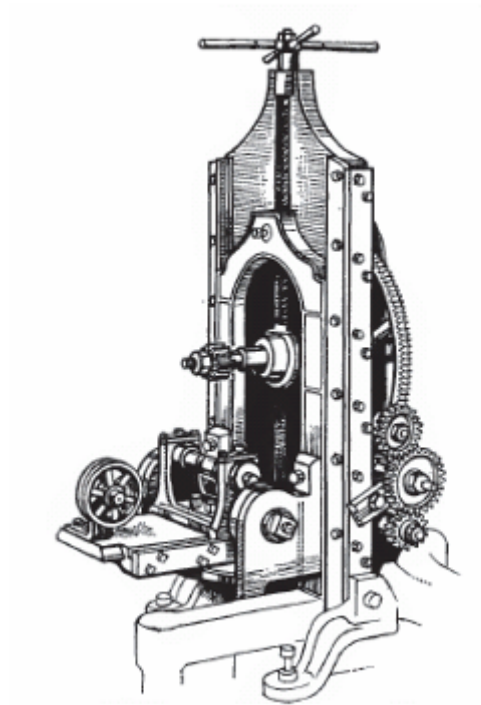
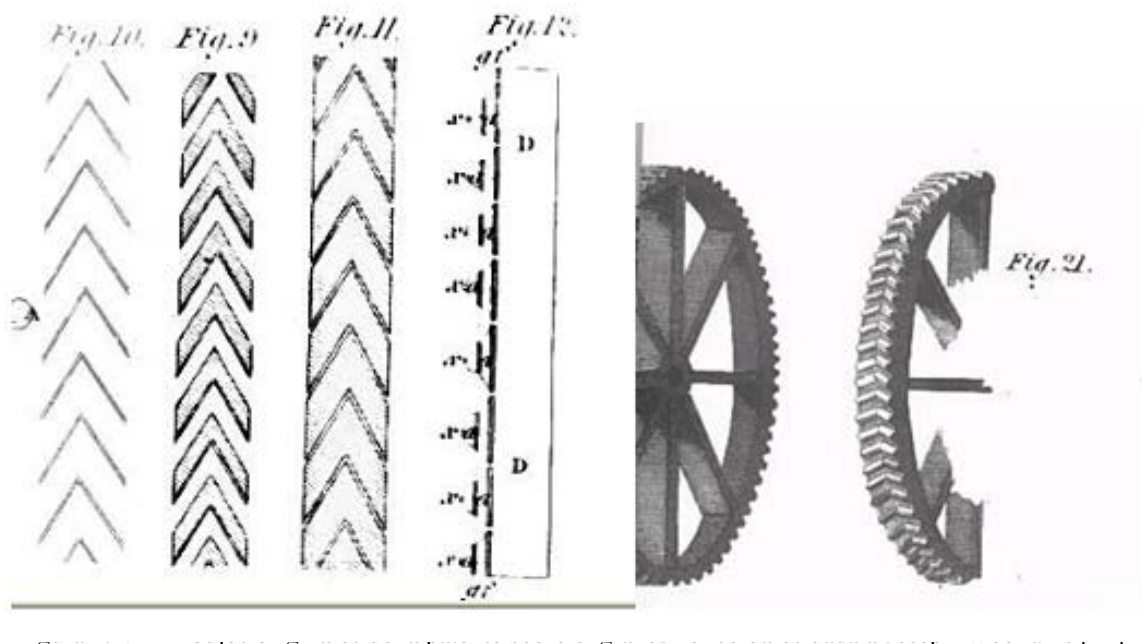


Figura 2.1.11 Máquina cortadoras de engranajes desarrollada por Richard Roberts en 1821 [11]

En el año 1820, Joseph Woollams introdujo la invención de los engranajes helicoidales, así como los engranajes herringbone (también conocidos como helicoidales dobles), representados en la figura 2.1.12. Esta contribución fue oficialmente reconocida con la concesión de la patente inglesa No. 4477 el 20 de junio de 1820, como se evidencia claramente en la figura 2.1.13. [11] [12].



***Specification of the Patent granted to JOSEPH WOOLLAMS,
of the City of Wells, in the County of Somerset, Land
Agent ; for certain Improvements in the Teeth or Cogs
formed on, or applied to, Wheels, Pinions, and other
Mechanical Agents for communicating or estraining
Motion. Dated June 20, 1820.***

Figura 2.1.13 Patente inglé No. 4477 concedida a Joseph Woollams [11]

En 1874, William Gleason, originario de Norteamérica, desarrolló la primera fresadora de engranajes cónicos, que se muestra en la figura 2.1.14. Con el respaldo significativo de sus hijos, especialmente su hija Kate Gleason (1865-1933), transformó su empresa, Gleason Works, con sede en Rochester (Nueva York, EE. UU.), en uno de los principales fabricantes de máquinas herramientas a nivel mundial. [11] [12].



Figura 2.1.14 Fresadora de engranajes cónicos desarrollada por William Gleason [11]

En 1897, el inventor alemán Robert Hermann Pfauter (1885-1914) diseñó y patentó una máquina universal capaz de fabricar tanto engranajes rectos como helicoidales mediante una fresa madre, tal como se muestra en la figura 2.1.15. En el mismo año, H. Pfauter construyó la primera máquina universal, que tenía la capacidad de producir engranajes sinfín y engranajes de tornillo. La máquina, representada en la figura 2.1.16, se empleaba para la fabricación de engranajes de dientes rectos y sinfín con diversas formas. Con el tiempo, la empresa evolucionó hasta convertirse en una multinacional dedicada a la fabricación de diversos tipos de máquinas herramientas. [11] [12].



Figura 2.1.15 Máquina de Robert Hermann Pfauter para fabricar en engranes mediante fresa madre [11]



Figura 2.1.16 Prototipo de la máquina desarrollada por Robert Hermann [11]

A fines del siglo XIX, durante la época dorada del desarrollo de engranajes, Edwin R. Fellows (1846-1945), inventor y fundador de la empresa Fellows Gear Shaper Company, introdujo un método revolucionario para la mecanización de tornillos sinfín glóbcicos, como se ilustra en las figuras 2.1.17, 2.1.18 y 2.1.19. Estos tornillos sinfín eran

comúnmente utilizados en las cajas de dirección de los vehículos antes de la adopción generalizada de sistemas hidráulicos. [11] [12].

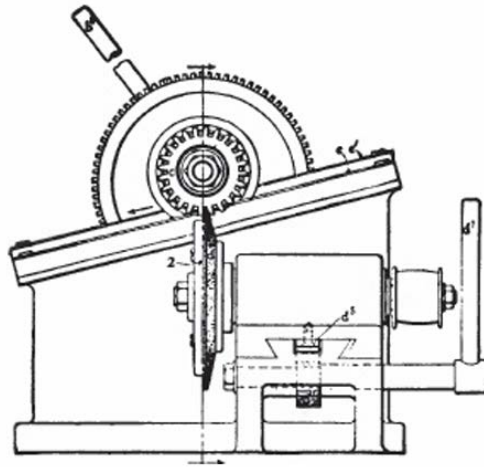


Figura 2.1.17 Máquina generadora y rectificadora de engranes cónicos Fellows de 1897 [11]

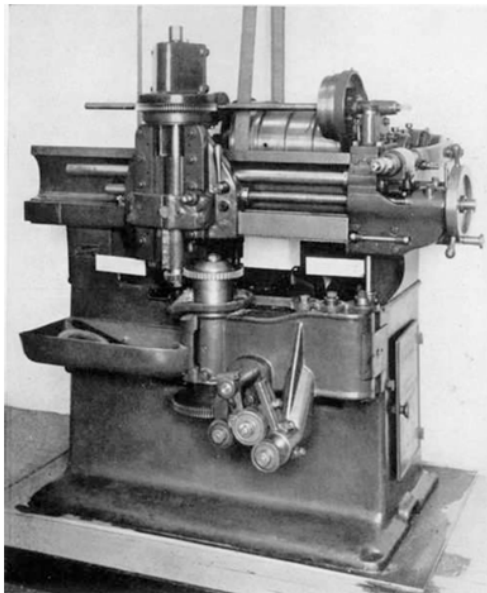


Figura 2.1.18 Primer modelo de producción de la generadora de engranes Fellows [11]



Figura 2.1.19 Tornillo sinfín y corona glóbica [11]

En 1905, M. Chambon de Lyon, Francia, innovó al inventar una máquina para el mecanizado de engranajes cónicos mediante el método de la fresa madre. En un período cercano, alrededor de 1912, André Citroën emprendió un viaje a Polonia, donde descubrió el método de tallado de engranajes en forma de chevrón (conocido en francés como "esqueleto de pescado"), como se muestra en la figura 2.1.20. Reconociendo el potencial lucrativo de este proceso, decidió adquirir la licencia para su fabricación, dando origen a su primera empresa, la Sociedad de Engranajes Citroën.



Figura 2.1.20 Engrane chevrón de madera [11]

Estos engranajes se convirtieron en la fuente de inspiración para el logotipo de doble chevrón que la compañía adoptó cuando estableció la fábrica de automóviles Citroën en 1919. El primer automóvil producido fue el Tipo A con 10 hp, como se muestra en la figura 2.1.21. Este vehículo incorporaba un diferencial con engranajes en forma de chevrón, como se ilustra en la figura 2.1.22. La importancia de los engranajes para Citroën se refleja en el emblema de la marca, que presenta dos chevrones dentro de una elipse horizontal en tonos azul y amarillo, tal como se muestra en la figura 2.1.23.



Figura 2.1.21 Citroën 10 HP tipo A [20]



Figura 2.1.22 Mecanismo piñón-corona con engranes chevrón o doble helicoidales [21]



Figura 2.1.23 Emblema de la marca automovilista Citroën [22]

El ingeniero y empresario alemán Friedrich Wilhelm Lorenz (1842-1924) se destacó en la creación de maquinaria y equipos especializados para el mecanizado de engranajes. En 1906, logró la construcción de una talladora de engranajes que tenía la capacidad de mecanizar los dientes de una rueda con un diámetro de 6 metros, módulo 100 y una longitud de dentado de 1,5 metros.

Tras la conclusión de la Primera Guerra Mundial, el dominio de las máquinas herramientas siguió evolucionando de diversas maneras, sentando así los cimientos para la tecnología CNC.

En sus inicios, en contraste con la suposición común, el Control Numérico de Máquinas Herramienta no surgió con el objetivo de mejorar los procesos de fabricación, sino como una respuesta a los desafíos técnicos generados por el diseño de piezas cada vez más complejas de mecanizar.

En 1942, la "Bendix Corporation" enfrentó desafíos en la fabricación de una leva tridimensional para el regulador de una bomba de inyección destinada a motores de avión. La complejidad del perfil de esta leva hacía prácticamente imposible su realización con

máquinas controladas manualmente. La dificultad residía en la necesidad de combinar simultáneamente los movimientos de la herramienta a lo largo de varios ejes de coordenadas para lograr el perfil deseado. La solución adoptada fue confiar los cálculos a una máquina automática que definiera una gran cantidad de puntos en la trayectoria, permitiendo que la herramienta fuera conducida sucesivamente de uno a otro.

Este progreso continuó a lo largo de varios años, marcando el origen de herramientas y técnicas de notable interés histórico. En 1947, John Parsons ideó un control automático que facilitaba la traducción de las señales de mando a los dos ejes. Posteriormente, la U.S. Air Force en colaboración con el Massachusetts Institute of Technology (MIT) respaldó esta iniciativa de Parsons con la meta de desarrollar una fresadora de tres ejes con control digital para operaciones de contorno.

De manera simultánea a este proceso evolutivo, algunos fabricantes mostraron interés en la creación de máquinas más sencillas destinadas a tareas como taladrado, mandrinado y punzonado, donde no se necesitaba un movimiento continuo, pero sí un posicionamiento preciso. Hacia 1964, más de 35,000 máquinas de control numérico estaban en operación en todo Estados Unidos.

Con los avances en microelectrónica en 1973, Yoram Koren lideró a nivel global el desarrollo del primer controlador adaptativo computarizado en tiempo real para una fresadora. Este hito marcó la transición del NC al CNC, es decir, del Control Numérico al Control Numérico Computarizado, al integrar una computadora en el sistema. No obstante, fue en la década de los años '80 cuando la aplicación del CNC se generalizó, impulsada por los progresos en electrónica e informática, desencadenando una revolución en la que nos encontramos inmersos actualmente. Los sistemas CNC también sirvieron como cimiento para procesos posteriores, como el Diseño Asistido por Computadora (CAD) y la Fabricación Asistida por Computadora (CAM). Estos sistemas CAD/CAM proporcionan a los fabricantes de hoy en día una mayor flexibilidad en sus operaciones.

2.2 Trenes de engranajes en la actualidad

Los trenes de engranajes, una tecnología clave en el ámbito ferroviario, han evolucionado significativamente a lo largo del tiempo para adaptarse a las demandas de la sociedad moderna. Desde la Revolución Industrial hasta la actualidad, estos vehículos ferroviarios han desempeñado un papel fundamental en el transporte de pasajeros y mercancías. A continuación, se exploran varios aspectos de los trenes de engranajes en la actualidad, desde su tecnología hasta sus aplicaciones y sostenibilidad.

Los trenes de engranajes utilizan un sistema de ruedas dentadas para transmitir la potencia del motor a las ruedas del tren. Este diseño proporciona una mayor eficiencia y control en comparación con otros sistemas de propulsión ferroviaria. La configuración de engranajes permite una distribución de potencia de manera más precisa, facilitando la adaptación a diferentes condiciones del terreno y velocidades variables. Diferentes tipos de trenes de engranajes, como simples, compuestos y epicicloidales, son utilizados en diversas aplicaciones, brindando gran flexibilidad en la transmisión de movimiento y potencia. [23]

En la actualidad, se están implementando diversas innovaciones tecnológicas en los trenes de engranajes para mejorar su rendimiento y eficiencia. La introducción de sistemas de propulsión eléctrica, frenos regenerativos y materiales ligeros contribuye a la optimización de la energía y la reducción de emisiones. Avances en modelización computacionales y diseño asistido por computadora han revolucionado la fabricación de los mismos, mejorando su rendimiento y durabilidad. Combinado con tecnología de vanguardia, la cual permite la creación de engranajes más ligeros y resistentes, adaptándose a las demandas cambiantes de la industria. Además, la integración de sistemas de control avanzados permite una gestión más eficiente de la velocidad y la potencia, mejorando la seguridad y la experiencia del pasajero. [24] [25]

Los trenes de engranajes desempeñan un papel crucial en el transporte de mercancías a largas distancias. Su capacidad para transportar grandes cargas de manera eficiente ha llevado a su uso extensivo en la logística y la cadena de suministro. La adaptabilidad de estos trenes a diferentes tipos de carga, como contenedores y productos a granel, los convierte en una opción versátil para las empresas de transporte de mercancías. Por tanto, permite la transmisión eficiente de potencia en locomotoras y sistemas ferroviarios, sin olvidar que su presencia en vehículos de carga asegura la distribución efectiva de torque para el movimiento de grandes cargas. [23]

La sostenibilidad se ha convertido en un aspecto central en el diseño y operación de los trenes de engranajes. La transición hacia fuentes de energía más limpias, como la electricidad renovable, está siendo adoptada para reducir la huella de carbono de estos sistemas. La sostenibilidad en la ingeniería se ve reflejada en la optimización de trenes de engranajes para reducir pérdidas de energía, contribuyendo así a sistemas de transporte más eficientes y ecológicos. La aplicación de materiales ecoamigables y procesos de fabricación sostenibles se incorpora en el diseño de estos componentes. [24]

En conclusión, los trenes de engranajes siguen desempeñando un papel esencial en el transporte moderno, gracias a su eficiencia y versatilidad. A medida que la tecnología avanza, se espera que estos vehículos continúen evolucionando para satisfacer las crecientes demandas de movilidad, manteniendo al mismo tiempo un enfoque sostenible hacia el futuro del transporte ferroviario.

2.3 Clasificación de los trenes de engranajes

2.3.1 Trenes Simples

Los trenes de engranajes simples representan una forma fundamental de transmisión mecánica que se utiliza en diversas aplicaciones industriales. Estos sistemas, compuestos por engranajes interconectados, desempeñan un papel esencial en la transformación y transmisión de potencia en mecanismos que van más allá del ámbito ferroviario. Se denominan trenes simples, si existe sólo una rueda por eje. La diversidad de estos engranajes, radica en sus formas y disposiciones particulares, cada una diseñada para cumplir con requisitos específicos en términos de eficiencia, precisión y reducción de vibraciones. A continuación, se detallan varios tipos de engranajes simples, proporcionando una visión más profunda de su versatilidad en diferentes contextos:

2.3.1.1 Engranajes Rectos

Los engranajes rectos son la forma más común y básica de engranajes simples. Sus dientes son rectos y se disponen paralelo al eje de rotación. Este tipo de engranaje es fácil de fabricar y es ideal para aplicaciones donde la simplicidad y la precisión son cruciales, como en cajas de cambio de automóviles y maquinaria industrial.



Figura 2.3.1.1 Engranajes rectos [26]

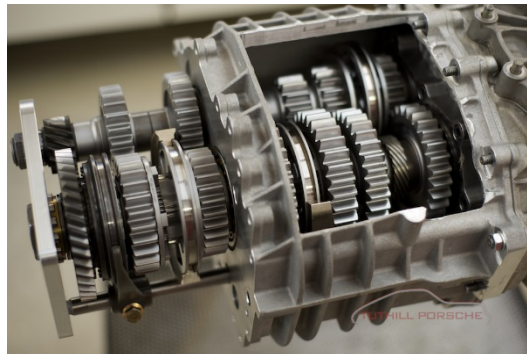


Figura 2.3.1.2 Caja de cambio con engranajes rectos [27]

2.3.1.2 Engranajes Helicoidales

Los engranajes helicoidales presentan dientes inclinados en un ángulo respecto al eje de rotación. Esta disposición helicoidal ofrece una transmisión más suave y silenciosa en comparación con los engranajes rectos. Se utilizan comúnmente en aplicaciones que requieren un funcionamiento silencioso y un menor desgaste, como en cajas de cambios de alta calidad y sistemas de transmisión de potencia en maquinaria de precisión. Por tanto, son muy utilizados en la industria porque permiten transmitir el movimiento con una mayor carga y velocidad que los engranajes rectos y son más silenciosos.



Figura 2.3.1.3 Engranajes helicoidales [28]

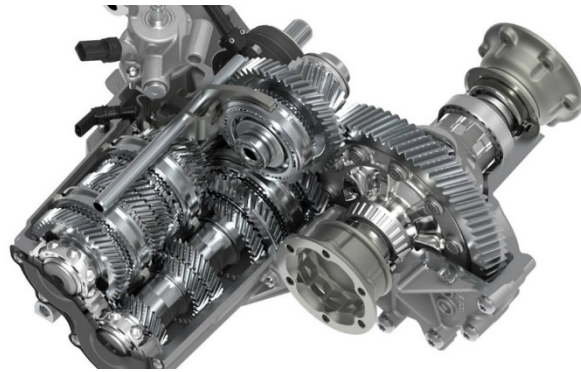


Figura 2.3.1.4 Caja de cambio [29]

2.3.1.3 Engranajes Cónicos

Los engranajes cónicos se caracterizan por tener dientes que forman superficies cónicas en lugar de cilíndricas. Los dientes están dispuestos de tal manera que los ejes de los engranajes se cruzan o son perpendiculares entre sí, y pueden ser rectos o helicoidales dependiendo de la aplicación. Este diseño permite la transmisión eficiente de movimiento rotativo en direcciones no paralelas, lo que los hace ideales para cambiar la dirección de la transmisión en sistemas mecánicos. Se utiliza en aplicaciones que requieren un cambio de dirección en la transmisión, como en diferenciales de vehículos y sistemas de dirección.



Figura 2.3.1.5 Engranajes Cónicos [30]



Figura 2.3.1.6 Mecanismo diferencial [31]

2.3.1.4 Engranajes Cilíndricos

Los engranajes cilíndricos presentan dientes que están dispuestos en forma de cilindro y cortados paralelos al eje de rotación. Estos dientes pueden ser rectos o helicoidales, dependiendo del diseño y la aplicación específica. La disposición cilíndrica permite una transmisión eficiente y su diseño versátil los convierte en una opción común en diversas configuraciones de trenes de engranajes. Ofrecen una combinación de eficiencia y capacidad de carga, siendo ideales para aplicaciones que requieren resistencia y rendimiento, como en maquinaria de construcción y equipo pesado.



Figura 2.3.1.7 Engranajes cilíndrico recto [32] Figura 2.3.1.8 Engranajes cilíndrico helicoidal [33]

2.3.1.5 Engranajes de Dientes Internos

A diferencia de los engranajes convencionales, los engranajes de dientes internos tienen dientes en el lado interior del anillo. Los dientes pueden ser rectos o helicoidales, y se cortan en el lado interno del anillo. Esta disposición permite la transmisión de movimiento rotativo de manera eficiente, ocupando menos espacio axial que otros tipos de engranajes.



Figura 2.3.1.9 Engranaje de dientes internos rectos [34]

2.3.1.6 Engranajes de Doble Helicoidal

Los engranajes de doble helicoidal presentan dos series de dientes helicoidales, dispuestas en direcciones opuestas. Este diseño reduce significativamente las fuerzas axiales y las vibraciones, proporcionando un rendimiento más suave y silencioso. Se utilizan en aplicaciones que demandan altos niveles de precisión y bajo nivel de ruido, como en sistemas de transmisión de alta calidad y maquinaria de precisión. Con todo esto, se minimiza el desgaste y se prolonga la vida útil del mecanismo.



Figura 2.3.1.10 Engranaje Doble Helicoidal [35]

2.3.1.7 Engranajes de Espiral

Los engranajes de espiral combinan elementos de los engranajes rectos y helicoidales, con dientes que se asemejan a una espiral. Este diseño proporciona una transmisión suave y silenciosa, similar a los engranajes helicoidales, pero con una mayor capacidad de carga. Se emplean en aplicaciones que requieren una combinación de alta resistencia y rendimiento, como en sistemas de transmisión de potencia industrial.

2.3.1.8 Engranajes Hipoidales

Los engranajes hipoidales presentan una disposición especial con ejes no paralelos ni intersecantes. Son engranajes cónicos (teóricamente su forma es una hiperboloide de revolución, pero por facilidad constructiva se le da una forma cónica) en los que los ejes de la rueda y el piñón son perpendiculares pero no están en un mismo plano, es decir, sus ejes se cruzan [36]. Este diseño permite una transmisión eficiente de movimiento entre ejes que están en ángulos muy pronunciados. Se utilizan en aplicaciones que requieren un diseño compacto y una transmisión de alto torque, como en diferenciales y ejes de vehículos.

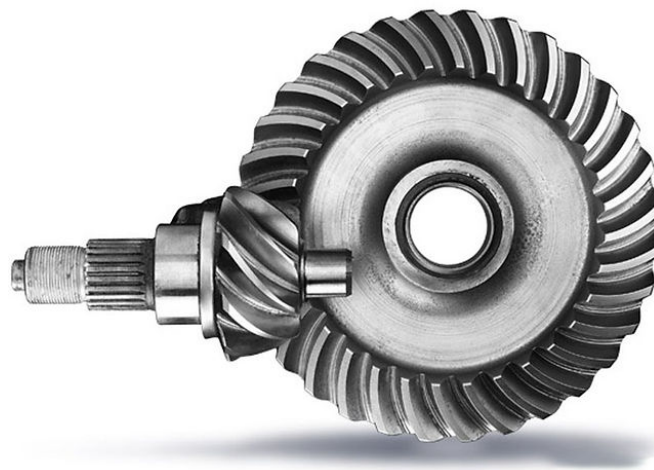


Figura 2.3.1.11 Engranaje Hipoide [36]

La diversidad de los tipos de engranajes simples es evidente en sus distintas formas y aplicaciones específicas. Desde la simplicidad de los engranajes rectos hasta la complejidad de los engranajes hipoidales, cada tipo cumple con requisitos particulares en términos de rendimiento, eficiencia y capacidad de carga. Esta variedad ofrece a los ingenieros y diseñadores una amplia gama de opciones para adaptar los trenes de engranajes simples a las necesidades específicas de distintos sectores industriales.

2.3.2 Trenes de Engranajes Compuestos

Los trenes de engranajes compuestos representan sistemas mecánicos más avanzados, donde varios engranajes se combinan para transmitir el movimiento rotativo de un eje a otro. Estas configuraciones permiten una mayor flexibilidad y versatilidad en la transmisión de potencia. A continuación, se exploran en detalle varios tipos de trenes de engranajes compuestos, destacando sus características específicas y aplicaciones en diversos campos industriales.

2.3.2.1 Trenes de Engranajes Helicoidales Compuestos

Este tipo de trenes de engranajes compuestos incorpora engranajes helicoidales en diferentes etapas. La disposición helicoidal de los dientes proporciona una transmisión suave y silenciosa, reduciendo la vibración y el ruido. Se utilizan en aplicaciones que requieren precisión y baja sonoridad, como en cajas de cambio de alta gama y maquinaria de precisión.

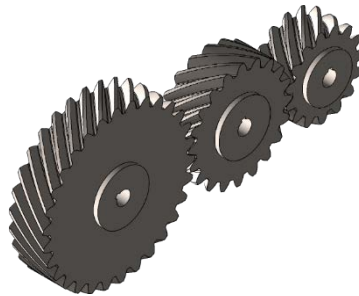


Figura 2.3.2.1 Tren de engranajes helicoidales [37]

2.3.2.2 Trenes de Engranajes Epicicloidales

Los trenes de engranajes epicicloidales, también conocidos como trenes planetarios, consisten en un engranaje central, llamado sol, que interactúa con engranajes periféricos, llamados planetarios, y un engranaje exterior, llamado anillo. Este diseño permite diversas relaciones de transmisión y se utiliza comúnmente en cajas de cambio automáticas de automóviles, reductores de velocidad y aplicaciones que requieren un diseño compacto.



Figura 2.3.2.2 Tren de Engranaje Epicicloidal [38]

2.3.2.3 Trenes de Engranajes Cónicos Compuestos

Los trenes de engranajes cónicos compuestos incorporan engranajes cónicos en su configuración. La disposición cónica permite la transmisión eficiente de movimiento entre ejes que se cruzan o son perpendiculares. Se utilizan en aplicaciones que requieren un cambio de dirección en la transmisión, como en diferenciales de vehículos y sistemas de dirección.

2.3.2.4 Trenes de Engranajes Hipoideos Compuestos

Los trenes de engranajes hipoideos compuestos presentan una configuración especial con ejes no paralelos ni intersecantes. Este diseño permite una transmisión eficiente de movimiento entre ejes que están en ángulos muy pronunciados. Se utilizan en aplicaciones que requieren un diseño compacto y una transmisión de alto torque, como en diferenciales y ejes de vehículos.

2.3.2.5 Trenes de Engranajes Helicoidales y Cilíndricos

La combinación de engranajes helicoidales y cilíndricos en un mismo tren proporciona una transmisión eficiente y versátil. Este tipo de configuración se utiliza en aplicaciones que requieren una combinación de suavidad en la transmisión y capacidad de carga, como en sistemas de transmisión de potencia industrial y maquinaria pesada.

2.3.2.6 Trenes de Engranajes Helicoidales y Planetarios

La combinación de engranajes helicoidales con trenes planetarios ofrece una solución eficiente y silenciosa para la transmisión de movimiento. Este tipo de configuración se utiliza en aplicaciones que requieren precisión y bajos niveles de ruido, como en sistemas de transmisión de maquinaria de precisión y algunos equipos electrónicos avanzados.

2.3.2.7 Trenes de Engranajes Hipoideos y Planetarios

La combinación de engranajes hipoideos con trenes planetarios proporciona una transmisión de alto torque en un espacio compacto. Este diseño se utiliza en aplicaciones que demandan una alta capacidad de carga y un diseño eficiente, como en sistemas de transmisión de vehículos todoterreno y maquinaria pesada.

La variedad de trenes de engranajes compuestos refleja la complejidad y flexibilidad que se puede lograr mediante la combinación de distintos tipos de engranajes. Estas configuraciones avanzadas ofrecen soluciones adaptadas a las necesidades específicas de diversas aplicaciones industriales, desde la transmisión suave en cajas de cambio automático hasta la alta capacidad de carga en sistemas de maquinaria pesada. La versatilidad de los trenes de engranajes compuestos destaca su importancia en la ingeniería mecánica moderna.

2.4 Componentes de un tren de engranajes

Un tren de engranajes es un conjunto de engranajes conectados entre sí para transmitir el movimiento y la potencia de un eje a otro. Cada engranaje en el tren tiene un número específico de dientes y se conecta con otros engranajes para transferir el movimiento de un lugar a otro. Aquí hay una explicación detallada de las partes de un tren de engranajes:

2.4.1 Engranajes

- *Engranaje motriz*: También conocido como engranaje de entrada, es el que recibe el movimiento inicial del sistema. Puede ser un engranaje recto, helicoidal, cónico o incluso un engranaje planetario, dependiendo de los requisitos de la aplicación. Además, puede ser conectado directamente a una fuente de energía, como un motor.

- *Engranajes intermedios*: Pueden variar en tamaño y forma, y se utilizan para transmitir el movimiento entre el engranaje motriz y el de salida. Pueden tener diferentes números de dientes para cambiar la relación de velocidad y torque.

- *Engranaje de salida (o conducido)*: Este engranaje entrega el movimiento final a la carga. Al igual que el engranaje motriz, su diseño puede variar según la aplicación.

2.4.2 Ejes

- *Eje de entrada:* Conectado al engranaje motriz, transmite el movimiento inicial al tren de engranajes.

- *Ejes intermedios:* Conectan los engranajes intermedios y pueden ser simples o múltiples dependiendo de la configuración del tren de engranajes.

- *Eje de salida:* Conectado al engranaje de salida, entrega el movimiento final a la carga.

2.4.3 Dientes

Cada engranaje tiene dientes que están diseñados para engranar con los dientes de otros engranajes. La forma de los dientes, ya sea recta, helicoidal o cónica, así como el perfil y la calidad del engranaje, afectan directamente la eficiencia y la suavidad de la transmisión de potencia.

2.4.4 Relación de engranajes

La relación de engranajes se expresa como la proporción entre el número de dientes en el engranaje motriz y el engranaje de salida. Una relación más alta proporciona mayor torque pero a expensas de la velocidad y viceversa.

2.4.5 Sentido de Rotación

La disposición de los engranajes determina la dirección en la que se transmite el movimiento. Algunos trenes de engranajes pueden invertir la dirección de rotación, mientras que otros la mantienen constante.

2.4.6 Soportes y Rodamientos

Los cojinetes o rodamientos proporcionan soporte a los ejes y reducen la fricción. Pueden ser rodamientos de bolas o rodamientos de rodillos, dependiendo de los requisitos de carga y velocidad. Estos componentes aseguran un movimiento suave y reducen la fricción.

2.4.7 Carcasa

La carcasa del tren de engranajes protege los componentes internos contra el polvo, la suciedad y los daños mecánicos. Además, puede contener lubricantes para asegurar un funcionamiento suave.

2.4.8 Lubricación

La lubricación adecuada es esencial para reducir la fricción y el desgaste entre los dientes de los engranajes. Se utilizan aceites o grasas específicas para garantizar un funcionamiento eficiente y duradero del tren de engranajes.

Cada uno de estos componentes está diseñado y seleccionado cuidadosamente según los requisitos específicos de la aplicación y la carga de trabajo del tren de engranajes. La ingeniería de precisión en estos elementos asegura un rendimiento óptimo y una vida útil prolongada del sistema.

3. MSC ADAMS

En este apartado se indica el software utilizado tanto para el modelado como simulación dinámica del proyecto. También se concreta la metodología que se aplicará posteriormente.

3.1 Modelado

En la actualidad, existe una amplia variedad de programas de diseño asistido por ordenador diseñados para diversas disciplinas profesionales. Estos son utilizados tanto en la elaboración de planos arquitectónicos como en el diseño de estructuras para ingeniería civil, así como en la creación de piezas y ensamblajes mecánicos para ingenierías técnicas. Estas herramientas proporcionan una manera eficaz de agilizar los procesos de diseño, corregir posibles errores e intercambiar información de manera rápida y sencilla con terceros.

La Universidad Politécnica de Valencia ofrece a su estudiantado acceso a licencias de diversos programas de diseño asistido por ordenador (CAD). Estas licencias están destinadas a facilitar a los estudiantes las herramientas necesarias para llevar a cabo sus trabajos académicos. Este recurso permite a los estudiantes familiarizarse y utilizar eficientemente estas herramientas esenciales en sus estudios y futuras carreras profesionales. Como bien se ha mencionado en el primer apartado de esta memoria, uno de los objetivos de este proyecto es ser capaz de diseñar todos los modelos que se van a mostrar en el siguiente punto, que corresponde al cuarto, haciendo uso únicamente de MSC Adams.

Existen softwares más sencillos e intuitivos a la hora del modelado de piezas que las herramientas que ofrece MSC Adams, pero sigue siendo un programa muy completo que combinando correctamente las herramientas con las que cuenta su interfaz, se pueden lograr diversos tipos de formas.

Por todo lo mencionado anteriormente y bajo lo acordado con el tutor del proyecto se ha optado por utilizar exclusivamente el software MSC Adams. A pesar de que no es el más manejable posible, y que puede resultar algo complejo en comparación con otros programas.

3.2 Simulación

En lo que respecta a la simulación dinámica y al diseño de piezas, la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) brinda varias opciones que facilitan a los estudiantes herramientas avanzadas para sus proyectos. Entre estas opciones, destaca MSC Adams, un software líder en el ámbito de la Dinámica Multicuerpo (MBD) que ha ganado reconocimiento a nivel mundial. Este programa se ha consolidado como una herramienta fundamental en el campo de la ingeniería, especialmente para el análisis detallado de sistemas mecánicos complejos al permitir simular el comportamiento dinámico de mecanismos compuestos por varios cuerpos en movimiento [39].

El software MSC Adams, seleccionado para este proyecto, se destaca por ofrecer una potente capacidad de simulación que permite aproximarse al máximo a la realidad del comportamiento de los sistemas mecánicos. Además, cuenta con módulos opcionales que posibilitan la creación de tecnologías específicas para componentes mecánicos, como engranajes. Este aspecto es esencial para el desarrollo de nuestro proyecto, ya que los engranajes representan la base fundamental para el diseño de los diferentes tipos de trenes que se detallarán a continuación.

Este programa seleccionado no solo proporciona la capacidad de simular la dinámica de sistemas multicuerpo, sino que también ofrece herramientas especializadas para la creación y análisis detallado de componentes mecánicos cruciales en la conceptualización y desarrollo de trenes. La simulación precisa y las características específicas de diseño hacen que MSC Adams sea una elección estratégica para abordar de manera efectiva los desafíos planteados en este proyecto.

3.3 Interfaz MSC Adams

La finalidad de este apartado es indicar el nombre de las diferentes zonas de la interfaz del software utilizado, para que se sencillo durante el tutorial entender a qué se está haciendo referencia con los distintos nombres y poder ubicarse rápidamente. Es por ello, que a continuación, se adjuntan cuatro imágenes, con cada una de las zonas de interés resaltadas en un color distinto.

En la figura 3.3.1, se ha marcado en verde lo que a lo largo de este documento se va nombrar como barra superior. Esta es de gran utilidad, ya que permite desde ajustar las dimensiones del área de trabajo, como rotar o desplazar objetos, y además cuenta con

una gran variedad de herramientas que se van a utilizar a lo largo de los diferentes modelos. Así como también se encuentra el botón de guardado y deshacer.

Por otro lado, en la figura 3.3.2 se ha resaltado en rojo lo que se ha denominado como menú de creación y herramientas. Esta es probablemente la zona más importante a la hora de emplear este software con finalidades de modelado y simulación. Puesto que cuenta con todas las herramientas necesarias tanto para la creación de formas como engranajes, lo que es esencial para este proyecto.

El árbol de componentes, mostrado en la figura 3.3.3, es el apartado del software donde van a aparecer todos los cuerpos, pares, engranajes, sistemas de accionamiento y demás que se vayan incorporando al modelo en cuestión. Por tanto es vital, para llevar un control de lo que está sucediendo y comprobar que lo que se va a indicando durante este tutorial coincide con las nomenclaturas que se van generando en MSC Adams.

Por último, se tiene el área de trabajo que es donde se van a ir generando los diferentes elementos que se crean y corresponde a la figura 3.3.4. Tiene una gran utilidad, ya que al tratarse de una malla con puntos separados una distancia escogida por el usuario, permiten ajustar las dimensiones directamente, aunque como se verá en el siguiente apartado de este documento existen formas alternativas. También permite seleccionar los puntos donde se quiere colocar por ejemplo un par de revolución de forma sencilla y rápida, así como comprobar que el modelo evoluciona tal y como se tiene pensado que sea, y así evitar erratas.

Es importante que esta nomenclatura de las diferentes zonas de la interfaz de MSC Adams, ha sido escogida por el propio autor de esta memoria. No es una nomenclatura estandarizada y comúnmente usada. El objetivo con todo esto, es agilizar y familiarizar a cualquier persona que pueda llegar a hacer uso de este documento de donde se encuentran las distintas herramientas a utilizar.

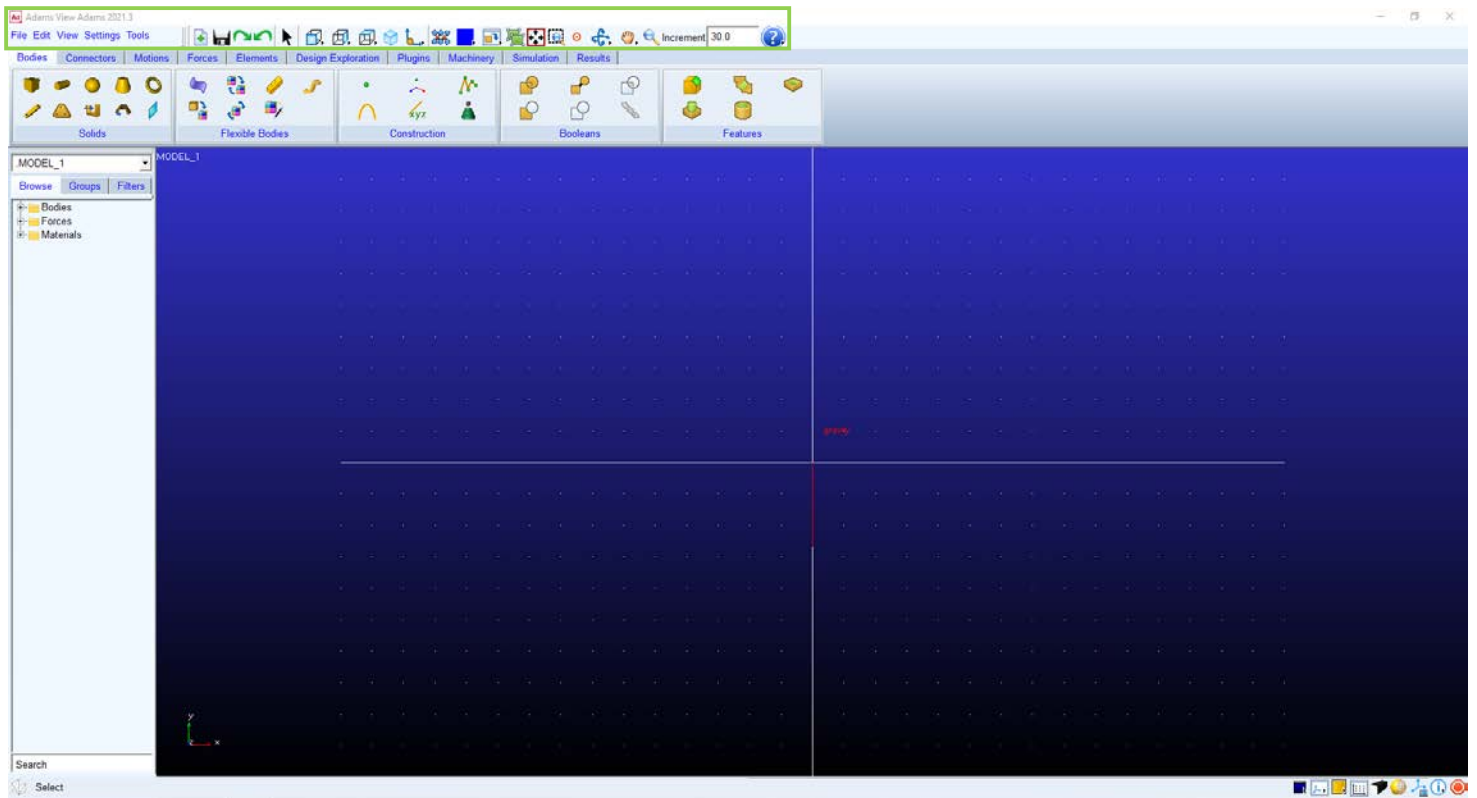


Figura 3.3.1 Barra superior

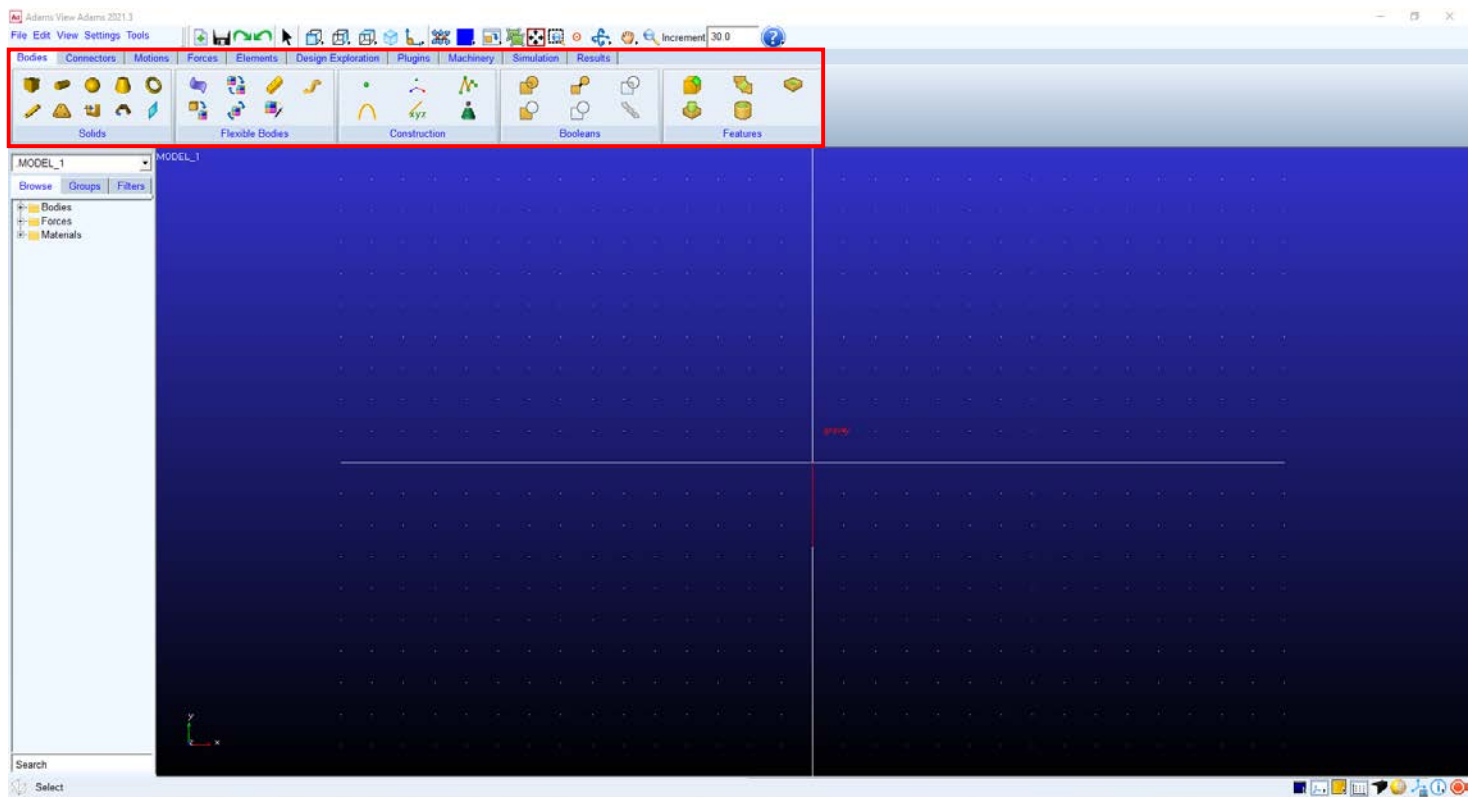


Figura 3.3.2 Menú de creación y herramientas

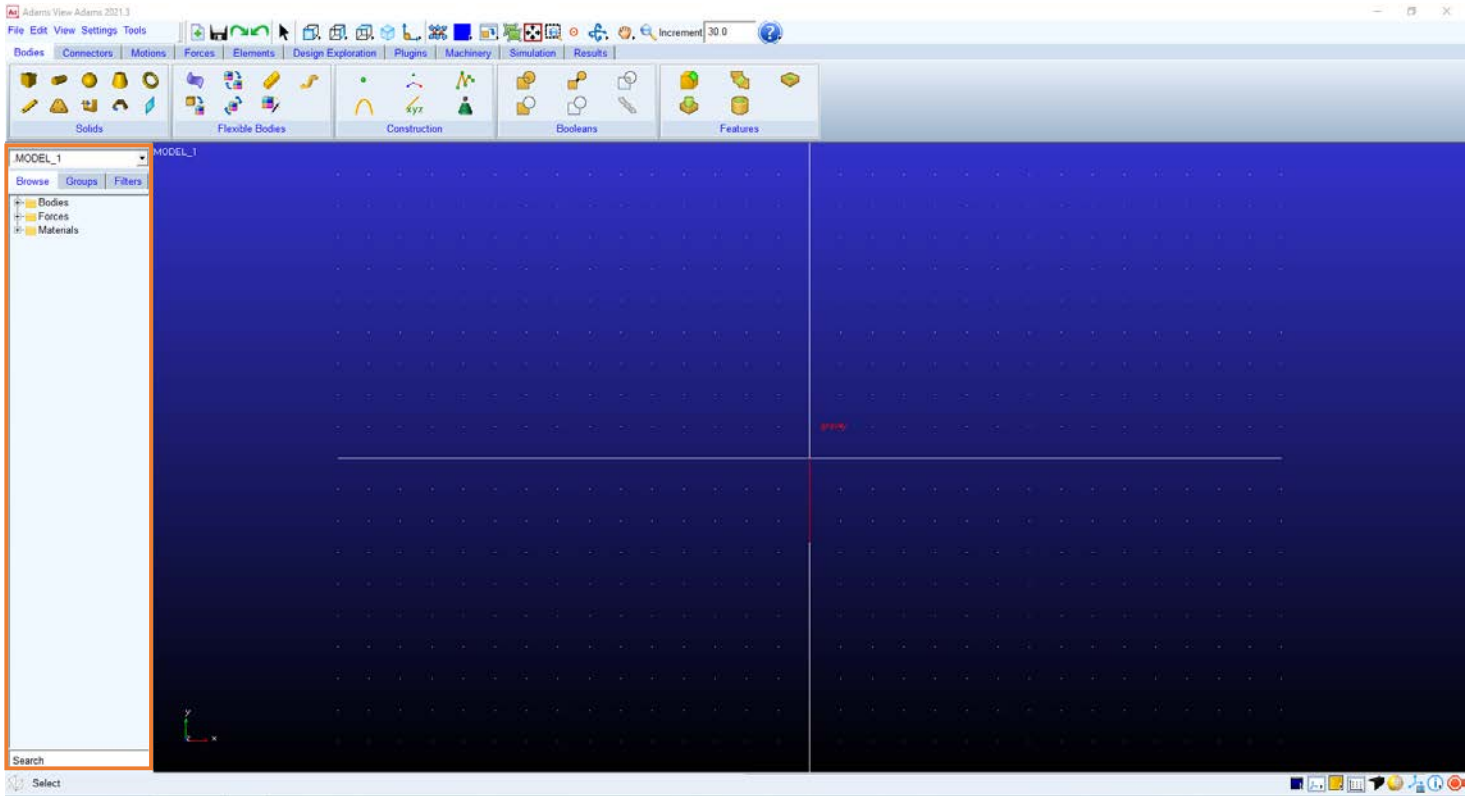


Figura 3.3.3 Árbol de Componentes

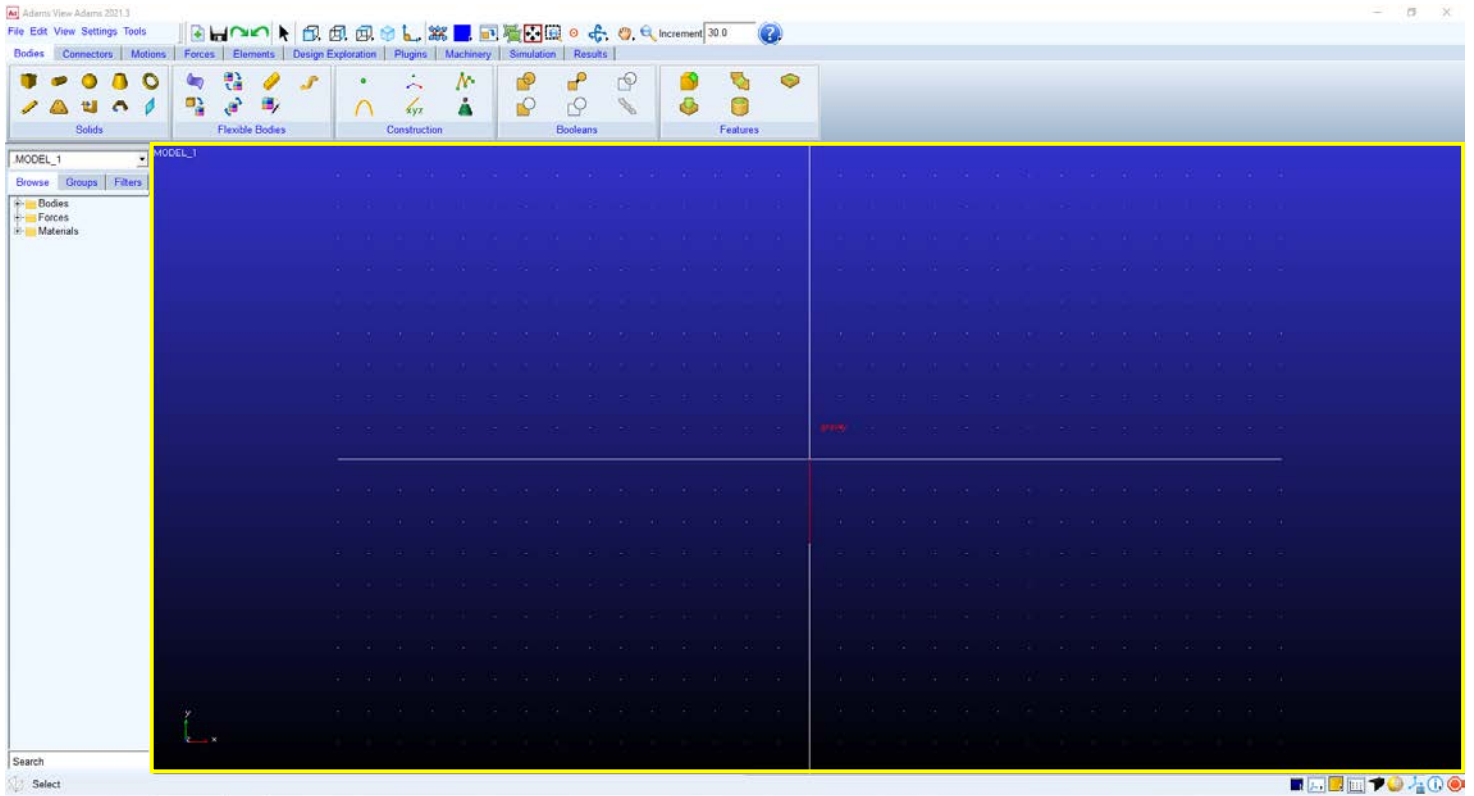


Figura 3.3.4 Área de Trabajo

4. Modelos

A continuación, se va a explicar paso por paso como realizar cada uno de los modelos. En total se han diseñado seis modelos distintos, y cada uno de ellos se ha realizado con engranajes de dientes rectos y también helicoidales para tener una variedad más amplia.

Es importante tener en cuenta, que los conceptos o herramientas se explicarán cómo utilizarlas la primera vez que aparezcan, y posteriormente simplemente se emplearan sin dar tanto contexto, con el objetivo de agilizar.

4.1 Dos ejes y dos engranajes dientes rectos

El objetivo de este primer modelo es crear un engrane simple entre un piñón y una rueda que constan de 45 y 90 dientes rectos respectivamente. La distancia entre centros es 337,5 mm. Es evidente al analizar los dientes de cada uno de los engranajes participantes en la unión, la relación de transmisión objetivo es 0,5. El módulo empleado es 5.

1. Se abre Adams View.
2. Se presiona New Model, puesto que va a ser creado desde cero.
3. En la siguiente pestaña, en primer lugar se tiene que escribir el nombre que se le quiere dar al modelo, en este caso se nombra como MODELO_1. Seguidamente del desplegable, se selecciona Earth Normal (-Global Y). También se han de definir las unidades en las que se va a trabajar, en este caso MMK. Por último hay que indicar donde se quiere guardar el modelo. Se puede comprobar la información introducida con la figura 4.1.1. Posteriormente se pulsa OK.

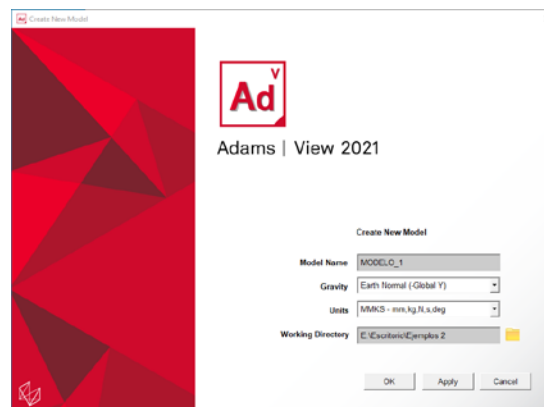


Figura 4.1.1 Creación del Modelo

4. Lo primero a realizar, es configurar las dimensiones del área de trabajo, para que se ajusten a las del modelo. Para ello, en la barra superior se presiona Settings/Working Grid/Se ha de escribir lo siguiente en las casillas de Size X y Size Y: 425 mm y 300 mm respectivamente tal y como se observa en la figura 4.1.2/Se pulsa OK para aplicar los cambios.

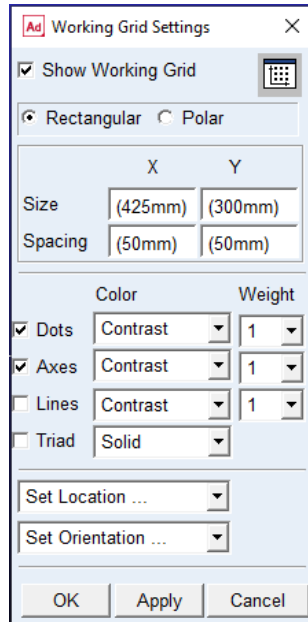


Figura 4.1.2 Cambiar dimensiones del área de trabajo

5. Seguidamente, se crean dos cilindros de radio mayor que el eje, que van a ser parte del vaciado del engranaje. Hay que dirigirse Bodies localizado en el menú de creación y herramientas. Dentro del grupo Solids se presiona RigidBody: Cylinder/Del desplegable se selecciona New Part/Se marcan ambas casillas tanto Length como Radius y se escribe lo siguiente: Length = 75 mm y Radius = 60 mm. Comparar lo introducido con la figura 4.1.3. Ahora, se le ha de decir al software donde tiene que ir colocado dicho cuerpo. Para hacer esto existen diversas formas, pero la más eficiente es la explicada a continuación. Se coloca el cursor encima de cualquier parte del área de trabajo y se presiona el click derecho. Tras haber hecho esto, debe haber aparecido una ventana emergente llamada LocationEvent, como se muestra en la figura 4.1.4. Se escriben las coordenadas -168.75, 0, 12.5 y del desplegable se escoge Rel. To Grid y se pulsa la tecla Enter. Tras haber hecho esto, se tiene que volver a hacer exactamente lo mismo, es decir, escribir las coordenadas, seleccionar Rel. To Grid y volver a presiona Enter. Como resultado se observa que en el área de trabajo ya ha aparecido el cuerpo deseado, como se puede ver en la figura 4.1.5.

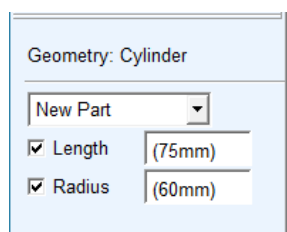


Figura 4.1.3 Datos del Cilindro

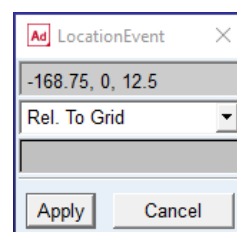


Figura 4.1.4 Ventana emergente LocationEvent

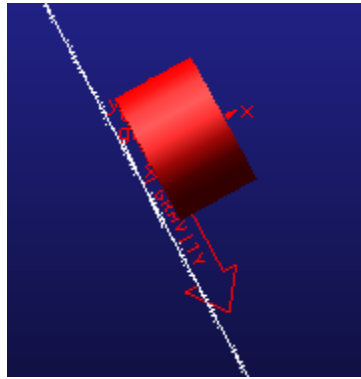


Figura 4.1.5 Cuerpo obtenido tras seguir el paso 5

6. Se va a renombrar el cuerpo creado. Para ello en el árbol de componentes se hace doble click izquierdo sobre la carpeta de Bodies. El cilindro que se acaba de crear se corresponde al PART_2. Para cambiar dicho nombre que le ha dado Adams, se presiona click derecho sobre PART_2/Rename/En New Name se escribe Conexion_Interna_Piñon.

7. Como se trata de un modelo donde se quieren tener dos engranajes y dos cilindros, se tendría que hacer el paso cinco dos veces. Pero Adams cuenta con una herramienta que permite hacer esto mucho más rápido, una vez se tiene ya un cuerpo creado. Hay que dirigirse a la barra superior/Se ha de hacer click derecho en la herramienta de Position. Del desplegable se selecciona Position: Move tal y como se puede observar en la figura 4.1.6/Se marca la casilla Copy, pero la de Selected se deja vacía. Posteriormente del desplegable se elige Vector y en distancia se ha de escribir 337.5 mm. Comprobar los datos introducidos con la figura 4.1.7/Se desplaza el cursor al área de trabajo, porque lo que se quiere es seleccionar el cuerpo del cual se quiere realizar una copia y desplazar la misma. Para ello, dentro del área de trabajo, se coloca el ratón cerca del cuerpo Conexion_Interna_Piñon hasta que aparezca un recuadro del mismo, y se selecciona pulsando click izquierdo/Ahora se ha de seleccionar un vector que marque la dirección en la cual se quiere desplazar el cuerpo. En este caso sirve cualquier vector en dirección del eje X. Como en ocasiones es difícil de encontrarlo, se puede hacer click derecho sobre el cuerpo y diferentes partes del mismo, lo que provocará la aparición de varias alternativas dependiendo de la zona en la que se presione. En este caso se va a escoger el vector Conexion_Interna_Piñon.MARKER_1.X. Por último, se renombra el cuerpo creado como Conexion_Interna_Rueda.

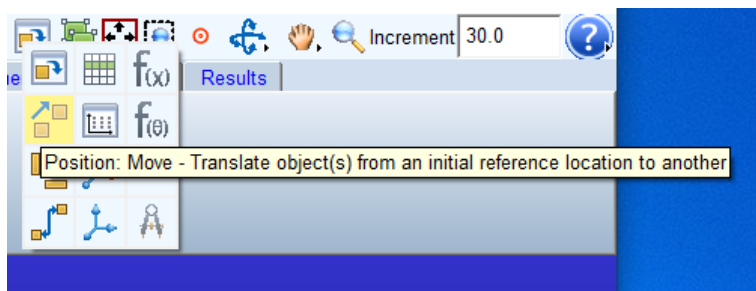


Figura 4.1.6 Herramienta Position: Move

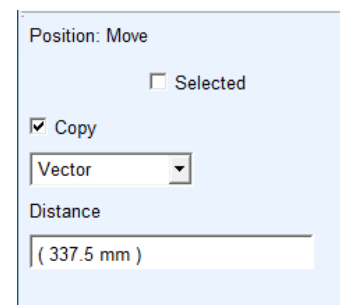


Figura 4.1.7 Datos a introducir

8. Seguidamente, se va a realizar un agujero en cada uno de los cilindros, que es donde van a estar colocados los ejes. Para ello: Bodies/Features/Add a hole/En Radius se escribe 50 mm, también se marca la casilla Depth y se escribe 75 mm/Se selecciona el cuerpo al cual se le quiere hacer el agujero, por ello se pulsa click izquierdo sobre Conexion_Interna_Piñon.CYLINDER_1/Ahora, se ha de escoger la localización de la cara, para ello se hace click izquierdo en CYLINDER_1.F1 y que la flecha se encuentre en el centro de dicha cara, apuntando en la dirección del eje Z del área de trabajo, que corresponde al eje X si se considera el sistema de referencia del cuerpo. Replicar la figura 4.1.8, ya que este paso puede llegar a complicarse si no se consigue colocar el cursor en la posición mostrada. Se repite exactamente el mismo proceso para el otro cuerpo. Los pasos a seguir son los mismos, lo único que cambiar es el cuerpo a seleccionar que en este caso es Conexion_Interna_Rueda.CYLINDER_1 y al seleccionar la localización de la cara, se debe escoger CTLINDER_1.F1, prestando atención igual que antes en que la flecha este apuntando en la dirección del eje Z del sistema de referencia del modelo en el centro de dicha cara. Como resultado, se tiene que obtener lo mostrado en figura 4.1.9.

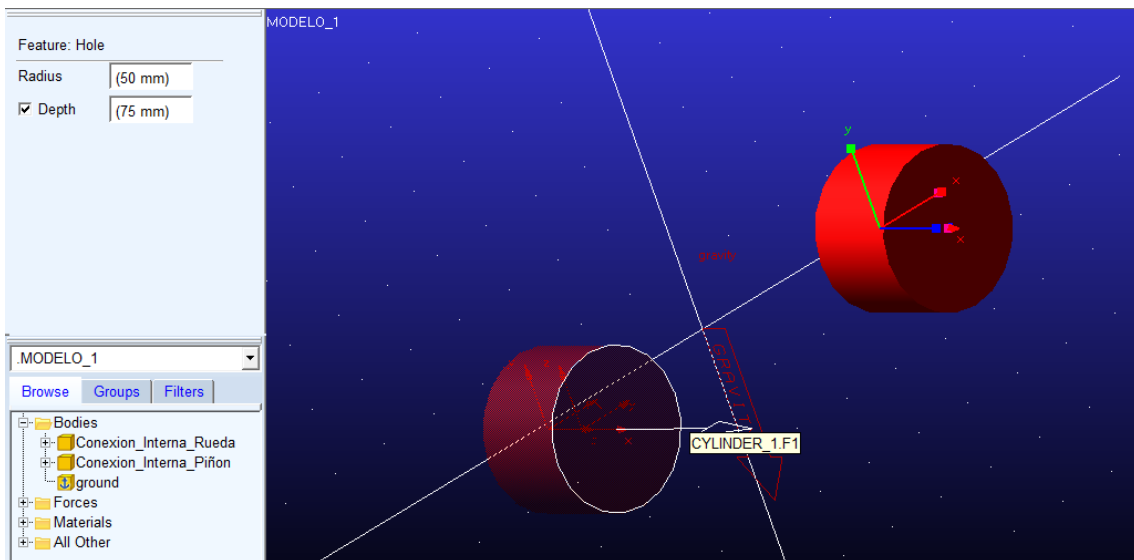


Figura 4.1.8 Localización de la cara para realizar el agujero

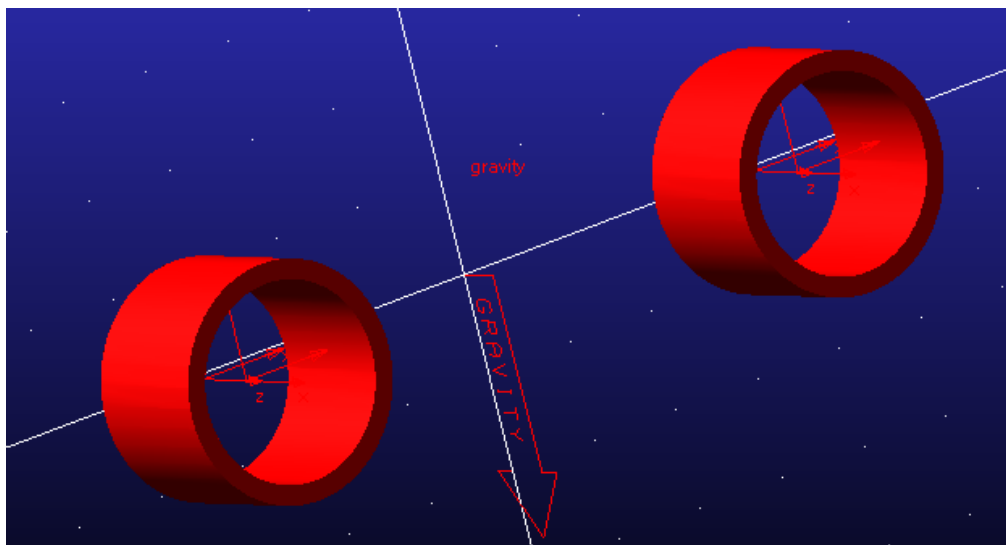


Figura 4.1.9 Resultado tras realizar ambos agujeros

9. Se procede a crear los ejes sobre los que van a ir montados los engranajes. Ambos tienen las mismas dimensiones y son paralelos entre sí. Los pasos a seguir son muy similares a los explicados en el punto cinco. Bodies/Solids/RigidBody: Cylinder/Seleccionamos New Part y marcamos ambas casillas tanto Length como Radius y se escribe 200 mm y 50 mm respectivamente/Presionamos click derecho en cualquier zona del área de trabajo con el fin de insertar directamente la localización. En este caso las coordenadas a escribir son -168.75, 0, -100, se elige Rel. To Grid y presionamos Enter/Se repite este último proceso y se vuelve a presionar la tecla Enter/ Se renombra el cuerpo acabado de crear como Eje_1.

10. Para crear el segundo eje se va a utilizar la herramienta Position: Move explicada en el punto siete de este modelo. Se selecciona la herramienta Position: Move/Marcar la casilla Copy y la de Selected se deja vacía. En el desplegable se selecciona Vector y la distancia a introducir es 337.5 mm/Se desplaza el curso al área de trabajo, y se escoge el cuerpo Eje_1 con el click izquierdo del ratón y ahora falta indicar la dirección del vector que en este caso sirve cualquiera que vaya en dirección del eje X. Se va a utilizar Eje_1.cm.X. Se renombra a esta copia del Eje_1 como Eje_2. En la figura 4.1.10 se muestra el resultado obtenido tras seguir los pasos 9 y 10.

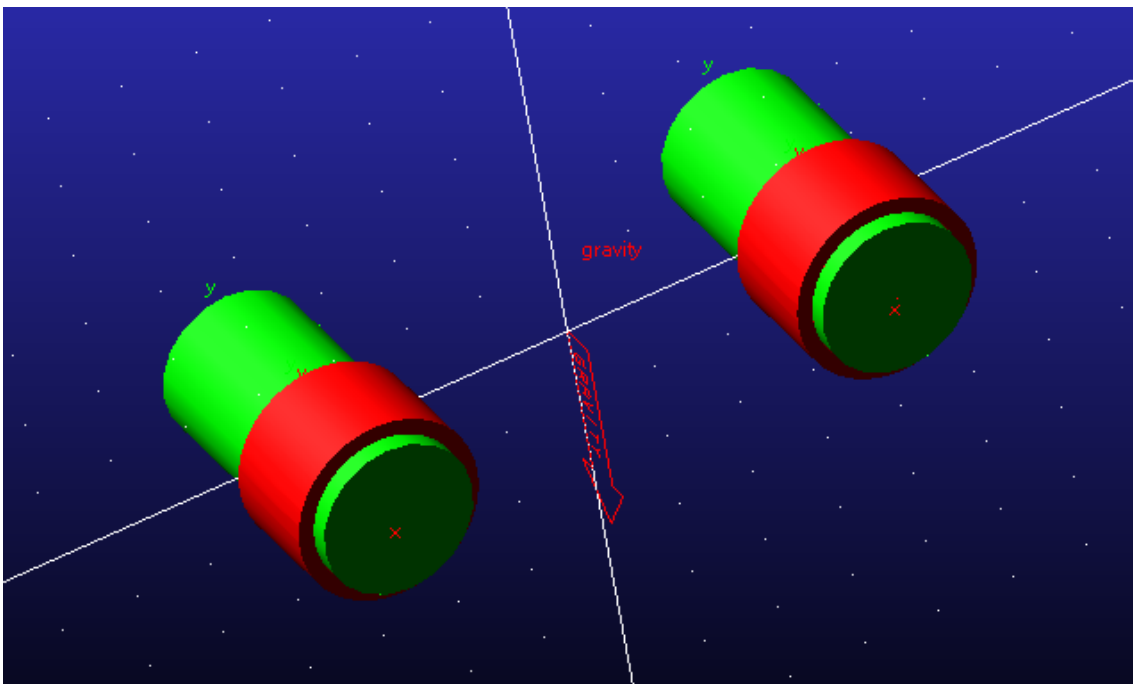


Figura 4.1.10 Resultado tras diseñar los ejes

Por defecto, los engranajes generados por este software son completamente macizos lo que provoca que su peso sea muy elevado. A la hora de simulación dentro del propio MSC Adams esto no tiene ningún efecto negativo, pero con tal de hacer un diseño lo más realista posible, y como por lo general el peso de los elementos suele ser uno de los factores más limitantes para su utilización, se ha optado por eliminar parte del material que no tiene gran utilidad y de esta forma aligerar los modelos. Esto es algo relativamente complejo, pero a continuación se detalla la forma de poder lograr este objetivo. Para ello, se va a hacer uso de las herramientas de modelado con las que cuenta dicho software.

Pero como bien se indica, el modelo funcionaría perfectamente sin hacer esto, pero es una forma de darle un mayor grado de dificultad, y también conseguir una formación más profunda de este programa.

11. Bodies/Construction/Arc/Add to Part/Se ha de marcar la casilla de Radius y como valor se escribe 60 mm. También se define como Start Angle 67.5d y en End Angle 112.5d. Importante no marcar la casilla Circle. En la figura 4.1.11 se adjuntan los valores a introducir/Como se ha seleccionado Add to Part, lo primero es seleccionar el cuerpo al cual va a pertenecer dicho arco, por ello se va a hacer click izquierdo dentro del área de trabajo sobre Conexion_Interna_Piñon/Seguidamente hay que definir el punto que va a actuar como centro del arco, para ello click derecho en cualquier parte del área de trabajo y se introduce -168.75, 0, 87.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter/Se vuelve a escribir -168.75, 0, 87.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter.

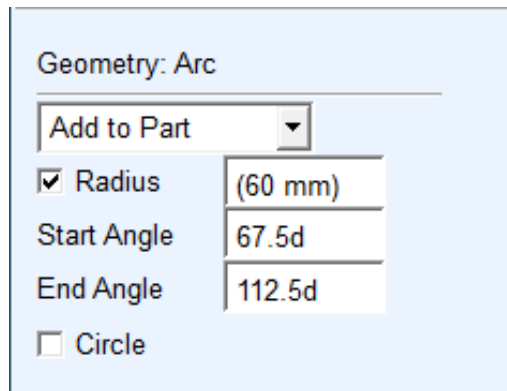


Figura 4.1.11 Datos a introducir para dibujar el arco

12. Es necesario crear otro arco, de forma similar a la anterior. Bodies/Construction/Arc/Add to Part/Se ha de marcar la casilla de Radius y como valor se escribe 60 mm. También se define como Start Angle 67.5d y en End Angle 112.5d. Importante no marcar la casilla Circle/Como se ha seleccionado Add to Part, lo primero es seleccionar el cuerpo al cual va a pertenecer dicho arco, por ello se va a hacer click izquierdo dentro del área de trabajo sobre Conexion_Interna_Piñon/Seguidamente hay que definir el punto que va a actuar como centro del arco, para ello click derecho en cualquier parte del área de trabajo y se introduce -168.75, 0, 12.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter/Se vuelve a escribir -168.75, 0, 12.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter.

13. El objetivo es formar una serie de aspas que se adapten al espesor del engranaje. Para completar dicha forma, simplemente falta dibujar dos líneas. Bodies/Construction/Polyline/Add to Part/One line/No se ha de marcar ninguna de las dos casillas. Lo primero es seleccionar el cuerpo al que va a pertenecer dicha línea, por eso se hace click izquierdo en el área de trabajo sobre Conexion_Interna_Piñon. Como punto inicial de la línea se utiliza Conexion_Interna_Piñon.ARC_5.V1 y como punto final Conexion_Interna_Piñon.ARC_6.V1. Para generar la otra línea que falta, el proceso a realizar es el mismo, lo único que cambia son el punto inicial y final, que en este segundo caso son Conexion_Interna_Piñon.ARC_5.V2 y Conexion_Interna_Piñon.ARC_6.V2.

14. Una vez se tienen los arcos y líneas, se crea una cadena conformada por estos cuatro elementos para posteriormente poder realizar una extrusión y obtener el diseño deseado. Bodies/Booleans/Chain/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Piñon con el click izquierdo dentro del área de trabajo/Se seleccionan con el click izquierdo los siguientes cuatro elementos: Conexion_Interna_Piñon.POLYLINE_7, Conexion_Interna_Piñon.ARC_5, Conexion_Interna_Piñon.POLYLINE_8 y Conexion_Interna_Piñon.ARC_6. Una vez seleccionados todos, se pulsa click derecho para que se genere la cadena.

15. Se necesita dibujar una línea que marque la dirección de la extrusión. Bodies/Construction/Polyline/Add to Part/One Line/No se ha de marcar ninguna de las dos casillas. Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Piñon y posteriormente para indicar el origen y final de la línea, se pulsa click derecho en el área de trabajo y se escribe -168.75, 60, 50 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter, de forma que se ha definido el punto inicial. Para marcar el punto final, se escribe -168.75, 100, 50 y se vuelve a pulsar Enter.

16. Ahora, se va a hacer la extrusión. Bodies/Solids/Extrusion/Add to Part/Profile: Curve/Path: Along Path/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Piñon. Posteriormente se define el perfil de la curva, y para ello se hace click izquierdo sobre Conexion_Interna_Piñon.CHAIN_9 y seguidamente se hace click izquierdo sobre Conexion_Interna_Piñon.POLYLINE_12.

17. Una vez hecho esto, se procede a realizar cinco copias del elemento EXTRUSION_13 que se ha creado dentro del cuerpo Conexion_Interna_Piñon. Para ello, dentro del cuerpo Conexion_Interna_Piñon, se hace click derecho sobre EXTRUSION_13 y se presiona Copy. Esto hay que hacerlo un total de cinco veces. Hay que rotar cada una de estas copias, para conseguir la forma de espiral buscada. Para ello en la barra superior, se pulsa Edit/Move/Relocate the geometry y en la casilla de la derecha se pulsa click derecho/Geometry/Browse y se selecciona cada una de las copias de manera individual. Una vez se tiene escogida una copia, se ha de cambiar Relative to the model por About the marker y en la casilla de la derecha se pulsa click derecho/Marker/Browse y se selecciona el Eje_1.cm. En el menú de la izquierda, en el apartado de Rotate se escriben los grados que se quiere rotar cada copia y se pulsa la Z. En este caso se ha de girar en ángulos de 60° , por tanto cada vez que se vaya a girar una copia nueva, habrá que sumarse 60° a la cantidad escrita en la anterior. El resultado obtenido se muestra en la figura 4.1.12.

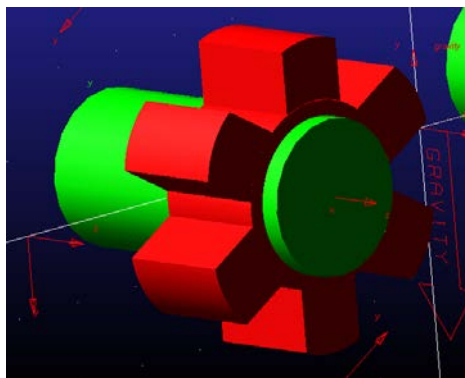


Figura 4.1.12 Forma de aspa obtenida en el engranaje que actúa como piñón

Ya se ha logrado conseguir el diseño buscado en el engranaje que actúa como piñón, pero ahora hay que hacer lo mismo para el otro. Los pasos a seguir son los mismos, simplemente van a cambiar ciertas dimensiones o ciertos puntos. A continuación se exponen los pasos a seguir, de forma más resumida que anteriormente e indicando las modificaciones necesarias.

18. Bodies/Construction/Arc/Add to Part/Se ha de marcar la casilla de Radius y como valor se escribe 60 mm. También se define como Start Angle 67.5d y en End Angle 112.5d. Importante no marcar la casilla Circle/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda, seguidamente se hace click derecho en el área de trabajo y se escribe 168.75, 0, 87.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter/Hay que escribir nuevamente 168.75, 0, 87.5 (Rel. To Grid) y se vuelve a pulsar Enter. Es necesario crear otro arco, el método a seguir es exactamente el mismo, lo único que hay que modificar son las coordenadas por 168.75, 0, 12.5 (Rel. To Grid).

19. Falta dibujar dos líneas, al igual que se ha hecho antes. Bodies/Construction/Polyline/Add to Part/One line/No se ha de marcar ninguna de las dos casillas. Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda. Como punto inicial de la línea se utiliza Conexion_Interna_Rueda.ARC_25.V1 y como punto final Conexion_Interna_Rueda.ARC_24.V1. Para generar la otra línea que falta, el proceso a realizar es el mismo, lo único que cambia son el punto inicial y final, que en este segundo caso son Conexion_Interna_Rueda.ARC_25.V2 y Conexion_Interna_Rueda.ARC_24.V2.

20. Una vez se tienen los arcos y líneas, se crea una cadena conformada por estos cuatro elementos para posteriormente poder realizar una extrusión y obtener el diseño deseado. Bodies/Booleans/Chain/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda con el click izquierdo dentro del área de trabajo/Se seleccionan con el click izquierdo los siguientes cuatro elementos: Conexion_Interna_Rueda.ARC_24, Conexion_Interna_Rueda.POLYLINE_26, Conexion_Interna_Rueda.ARC_25 y Conexion_Interna_Rueda.POLYLINE_27. Una vez seleccionados todos, se pulsa click derecho para que se genere la cadena.

21. Se necesita dibujar una línea que marque la dirección de la extrusión. Bodies/Construction/Polyline/Add to Part/One Line/No se ha de marcar ninguna de las dos casillas. Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda y posteriormente para indicar el origen y final de la línea, se pulsa click derecho en el área de trabajo y se escribe 168.75, 60, 50 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter, de forma que se ha definido el punto inicial. Para marcar el punto final, se escribe 168.75, 200, 50 y se vuelve a pulsar Enter.

22. Ahora, se va a hacer la extrusión. Bodies/Solids/Extrusion/Add to Part/Profile: Curve/Path: Along Path/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda. Posteriormente se define el perfil de la curva, y para ello se hace click izquierdo sobre Conexion_Interna_Rueda.CHAIN_28 y seguidamente se hace click izquierdo sobre Conexion_Interna_Rueda.POLYLINE_31.

23. Una vez hecho esto, se procede a realizar cinco copias del elemento EXTRUSION_13 que se ha creado dentro del cuerpo Conexion_Interna_Rueda. Para ello, dentro del cuerpo Conexion_Interna_Rueda, se hace click derecho sobre EXTRUSION_32 y se presiona Copy. Esto hay que hacerlo un total de cinco veces. Hay que rotar cada una de estas copias, para conseguir la forma de espiral buscada. Para ello en la barra superior, se pulsa Edit/Move/Relocate the geometry y en la casilla de la derecha se pulsa click derecho/Geometry/Browse y se selecciona cada una de las copias de manera individual. Una vez se tiene escogida una copia, se ha de cambiar Relative to the model por About the marker y en la casilla de la derecha se pulsa click derecho/Marker/Browse y se selecciona el Eje_2.cm. En el menú de la izquierda, en el apartado de Rotate se escriben los grados que se quiere rotar cada copia y se pulsa la Z. En este caso se ha de girar en ángulos de 60° , por tanto cada vez que se vaya a girar una copia nueva, habrá que sumarse 60° a la cantidad escrita en la anterior.

Tras seguir todos los pasos hasta este punto, se debe haber obtenido exactamente lo mismo a lo que se muestra en la figura 4.1.13.

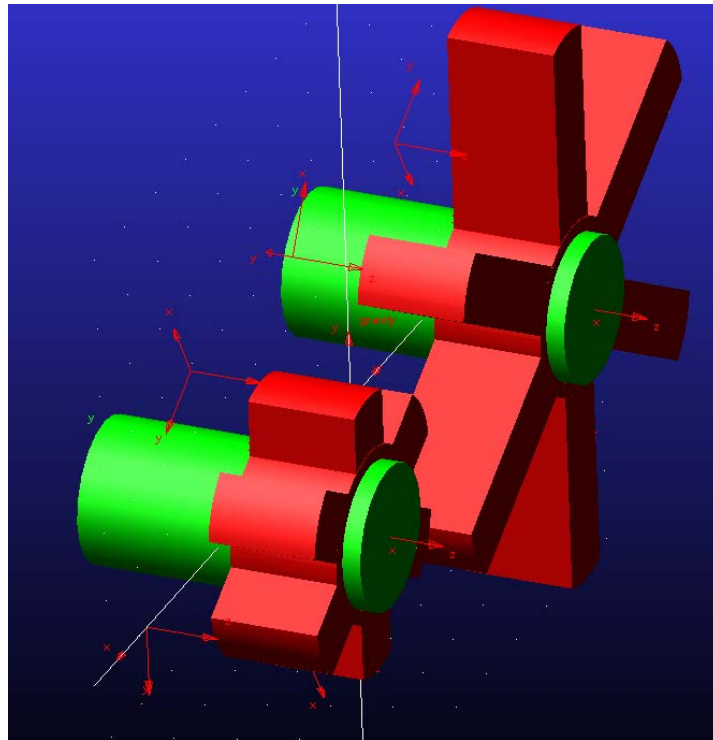


Figura 4.1.13 Diseño de aspa de ambos engranajes para aligerar la estructura

Para finalizar el modelo, faltan los engranajes, que es lo que se va a hacer a continuación:

24. En el menú de creación y herramientas, se selecciona el apartado de Machinery. Dentro del subgrupo Gear se selecciona Create Gear Pair/Gear Type: Spur/Method: Simplified/A continuación, el software pide una serie de datos para poder

crear el par de engranajes. En la figura 4.1.14, se muestran los datos a introducir, simplemente hay que replicar la imagen.

Method		Geometry		Material	
Module	5	Pressure Angle	20	Axis of Rotation	Global Z
		0.0,0.0,0.0			
GEAR1			GEAR2		
Name	Piñon		Name	Rueda	External
<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing		<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing			
Center Location	-168.75, 0, 50		Center Location	168.75, 0, 50	
No. of Teeth	45		No. of Teeth	90	
Gear Width	75		Gear Width	75	
Bore Radius	100		Bore Radius	200	
Geometry Settings: Profile points 10 Layers 5					
			< Back		Next >
			Close		

Figura 4.1.14 Datos a introducir para generar el par de engranajes

25. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

26. Se vuelve a pulsar el botón Next y en el menú Connection se completa con la información mostrada en la figura 4.1.15 y 4.1.16. Para buscar el cuerpo deseado, se hace click derecho/Body/Browse. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.1.17.

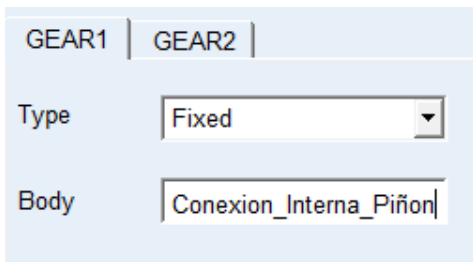


Figura 4.1.15 Datos del Engranaje 1

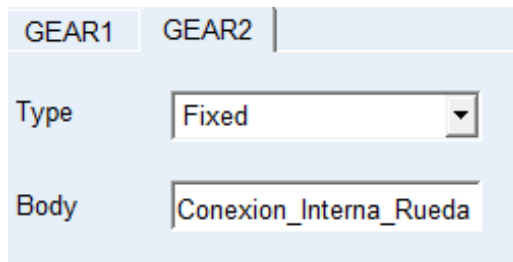


Figura 4.1.16 Datos del Engranaje 2

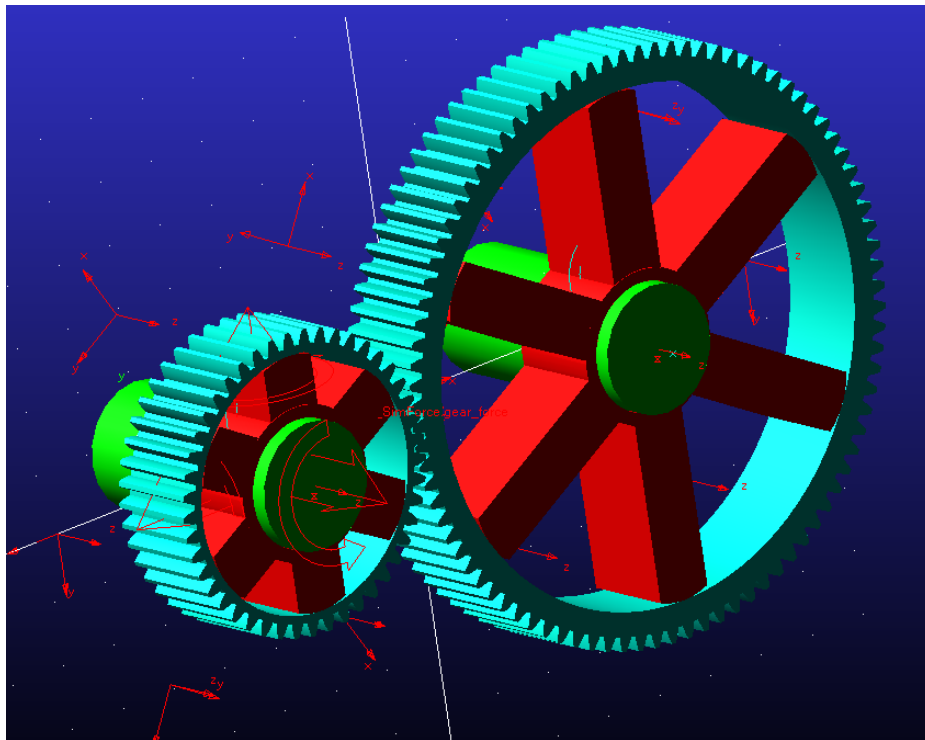


Figura 4.1.17 Par de engranajes de dientes rectos

Una vez hecho todo esto, se han de crear los diferentes pares fijos y de revolución que van a cohesionar y a hacer funcionar de forma conjunta los distintos elementos que todavía no están conectados entre sí.

27. Se procede a diseñar el par fijo entre el Eje_1 y Conexion_Interna_Piñon. En el menú de creación y herramientas, dentro de la pestaña Connectors se selecciona Create a Fixed Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_1 y como segundo cuerpo se selecciona Conexion_Interna_Piñon. Por último se ha de escoger la localización Conexion_Interna_Piñon.cm. Se renombra al par como Par_Fijo_Conexion_Eje1.

28. El segundo par fijo tiene que ser entre el Eje_2 y Conexion_Interna_Rueda. El método de creación es el mismo, simplemente se ha de cambiar el primer cuerpo por Eje_2 y el segundo por Conexion_Interna_Rueda. En cuanto a localización hay que escoger Conexion_Interna_Rueda.cm. Se renombra como Par_Fijo_Conexion_Eje2.

29. Seguidamente, se va a diseñar el par de revolución entre el Eje_1 y Ground. Para ello, en el menú de creación y herramientas se selecciona Connectors. Dentro del subgrupo Joints/Create a Revolute Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_1 y como segundo cuerpo se selecciona Ground. Por último se ha de escoger la localización Eje_1.MARKER_4. Se renombra al par como Par_R_Eje1_Ground.

30. El segundo par de revolución tiene que ser entre el Eje_2 y Ground. El método de creación es el mismo, simplemente se ha de cambiar el primer cuerpo por Eje_2 y la localización a Eje_2.MARKER_4. Se renombra como Par_R_Eje2_Ground. En la figura 4.1.18 se muestra el resultado.

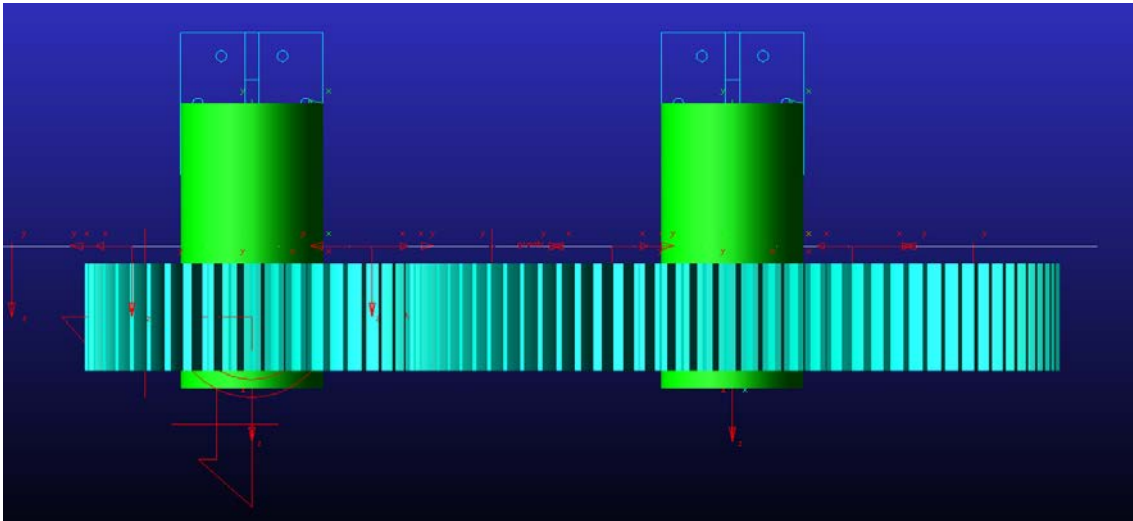


Figura 4.1.18 Pares de Revolución del modelo

31. Por último, hay que definir una fuente que origine el movimiento en el eje de entrada para que el modelo comience a funcionar. En la barra de creación y herramientas, dentro del grupo Motions, se selecciona Rotational Joint Motion que está dentro del subgrupo Joint Motions. En Rot. Speed se escribe 30 y se selecciona Par_R_Eje1_Ground con el click izquierdo.

Se va a comprobar que el modelo funcione correctamente, y para ello hay que realizar una simulación. En el menú de creación y herramientas, se presiona en Simulation y dentro del subgrupo Simulate hay que seleccionar Run an Interactive Simulation/En End Time dejamos 5 y se cambia Steps por Step Size y se escribe 0.01. Tras esto se presiona Start Simulation que corresponde al botón verde de la parte superior. Se muestra todo en la figura 4.1.19.

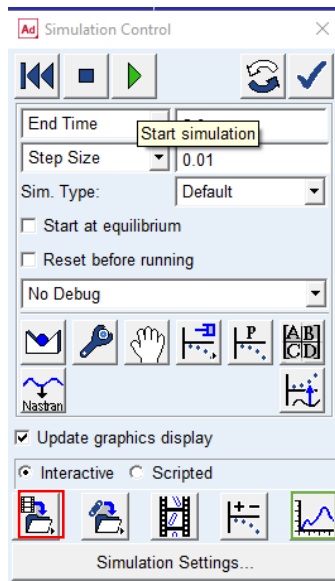


Figura 4.1.19 Como realizar una simulación

Para guardar la simulación realizar, hay que pulsar en el icono que en la figura 4.1.19 ha sido resaltado con un recuadro rojo y se nombra como Comprobacion. Para abrir el Postprocesador y de esta forma revisar que efectivamente se trata de un mecanismo reductor con una relación de transmisión de 0,5, y que por tanto la velocidad a la salida es la mitad que en la entrada, hay que pulsar el icono mostrado en verde en la figura 4.1.19.

Dentro del postprocesador, para dibujar las gráficas correspondientes a la velocidad angular, hay que seleccionar los elementos que se muestran en azul en la figura 4.1.20 y posteriormente pulsar el botón Add Curves. Como se observa en el gráfico, la línea roja que es la correspondiente al piñón se mantiene en una velocidad angular de 30 deg/s, que ha sido la introducida por el usuario al crear el Motion. En cambio, la velocidad de la rueda conducida, que corresponde a la línea discontinua representada en color azul, es de 15 deg/s. Por tanto se puede determinar que el modelo está funcionando correctamente, y que se cumple con la relación de transmisión de 0,5 deseada para este ejemplo.

Para guardar el modelo, en la barra superior se encuentra el botón de Save Database, pero por seguridad se recomienda pulsar en File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Aunque no se ha comentado a lo largo del modelo, también es esencial ir guardando a medida que se avanza para evitar perder todo el trabajo realizado si el software falla. Además, a la hora de nombrar a los cuerpos es muy importante no dejar espacios, porque el programa no los reconoce. Es por eso que como se puede observar siempre que se quieren separar dos palabras de un nombre se ha utilizado la barra baja. También es vital no utilizar la tilde en los nombres.

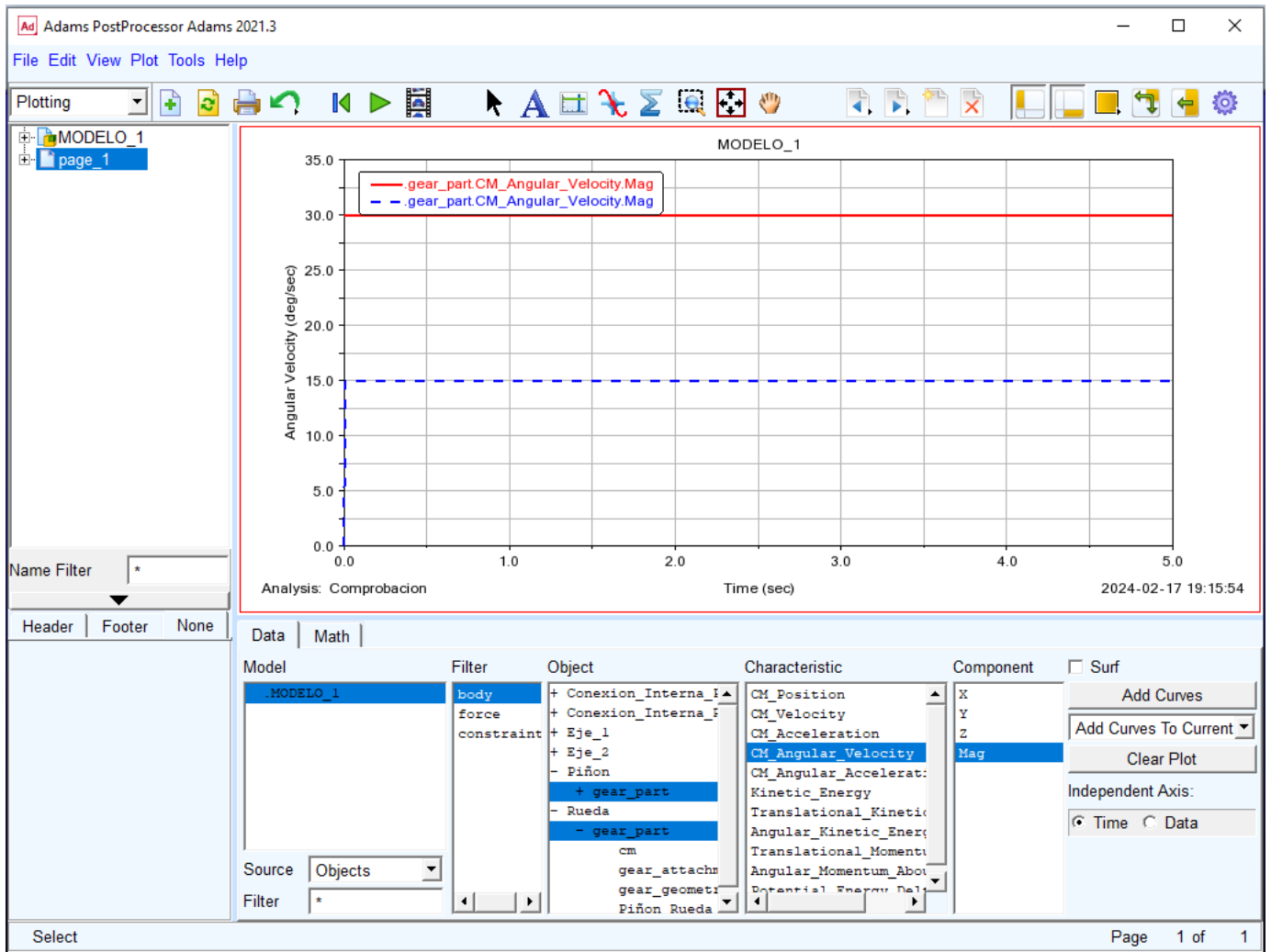


Figura 4.1.20 Postprocesador y gráfica correspondiente al análisis cinemático de ambos engranajes

Lo primero es introducir un par de mediciones que se van a necesitar para luego aplicar algunas de ellas a las fórmulas. Se va a comenzar explicando cómo insertar las mediciones necesarias para la velocidad angular tanto del primer eje como del segundo. Para ello, lo primero es seleccionar en el árbol de componente aquel objeto al que se le quiera introducir la medición, en este caso por ejemplo el Eje_1. En el menú de creación y herramienta hay que dirigirse a Design Exploration/Una vez aquí dentro de la sección Measures, se selecciona Create a New Measure/Lo primero que se va a hacer es nombrar a esta medición como Eje_1_Vel_Ang/En characteristic se selecciona CM angular velocity y en Component se escoge Z. Como resultado se tiene que obtener lo mostrado en la figura 4.1.21. Hay que hacer exactamente lo mismo para el eje de salida, sólo cambia el cuerpo al Eje_2 y el nombre que se le da a la medición.

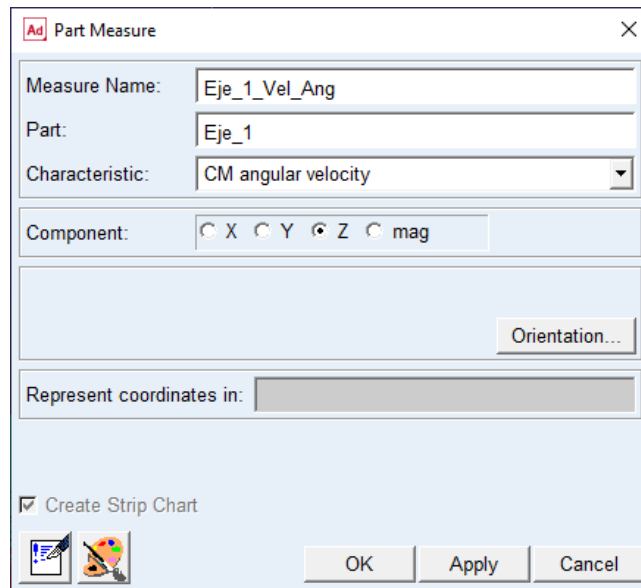


Figura 4.1.21 Medición de la velocidad angular en el eje de entrada del modelo

Para llevar a cabo el análisis dinámico, se va a tener que eliminar del modelo el MOTION introducido. Y se han de introducir dos torques.

Para el primero, que corresponde al del primer eje, en el menú de creación y herramientas se selecciona Forces/Dentro del subpartado de Applied Forces se ha de escoger Torque/En el primero de los tres desplegados se selecciona Space Fixed, en el siguiente correspondiente a Construction se escoge Normal to Grid y por último en Characteristic se opta por Custom/Seguidamente se ha de seleccionar el cuerpo, que en este caso es Eje_1 y la posición que es el Marker_26. Al hacer esto, se nos abrirá una ventana que corresponde a la fuerza creada, y en function se escribe 30000. En la figura 4.1.22 se muestra cómo debe quedar definida dicha fuerza.

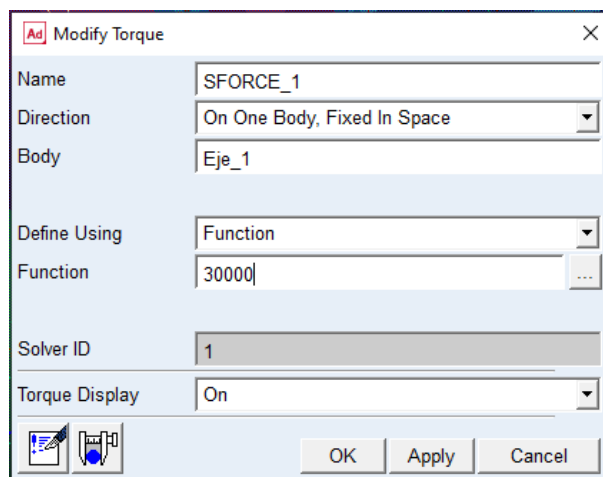


Figura 4.1.22 Primera Fuerza a Introducir en el eje de entrada

Se crea un segundo torque en el eje de salida, de forma similar al anterior. Únicamente va a cambiar la función utilizada, y el cuerpo y localización del mismo. En este caso como cuerpo se ha de seleccionar el Eje_2 y como posición el MARKER_28.

Ahora en la ventana, se va a introducir una función y no una constante, para ello se pulsa sobre los puntos suspensivos/Se borra el 0 que viene por defecto y se debe escribir la ecuación que se muestra en la figura 4.1.23. Para introducir como término de dicha expresión la medición de la velocidad angular del Eje_2 en Getting Object Data se selecciona Measures, y haciendo click derecho en el recuadro gris/Runtime_Measure/Guesses/Eje_2_Vel_Ang y se pulsa Insert Object Name. Como resultado se tiene que obtener lo mostrado en la figura 4.1.23.

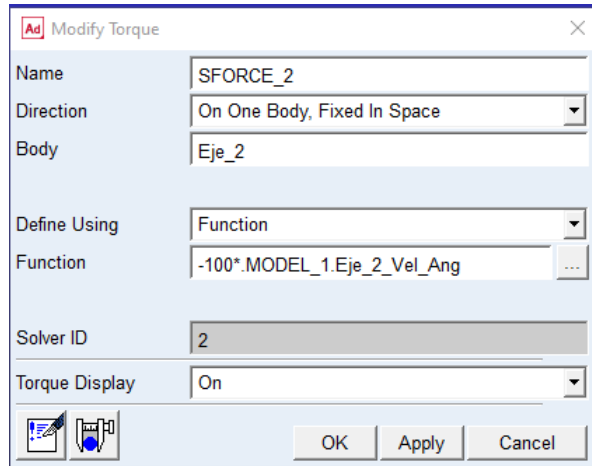


Figura 4.1.23 Fuerza a Introducir en el eje de salida

Por último, se ha de introducir una medición de esta segunda fuerza. Para ello el procedimiento es similar al realizado con las velocidades angulares, con la única diferencia que en este caso en vez de un cuerpo se ha de seleccionar la SFORCE_2 y en Component en vez de Z se escoge mag. En la sección de From/At se opta por Eje_2.MARKER_73. Se le renombra como Par_Resistente_Mag. El resultado final se muestra en la figura 4.1.24.

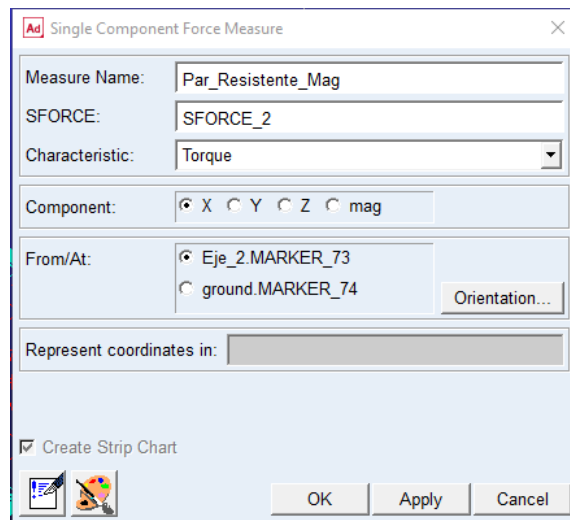


Figura 4.1.24 Creación de la medición de la segunda fuerza definida

En el caso de haber cerrado las mediciones, para volverlas a abrir y ver qué sucede simplemente simplemente hay que dirigirse a la barra superior/View/Measure y se selecciona las deseadas.

El siguiente paso es simular el modelo y ver cómo se comportan las gráficas correspondientes a las mediciones para determinar si está funcionando correctamente o por el contrario no. En este, en End Time se va a poner una duración bastante larga de 50 y en Step Size 0,1. Una vez simulado, se abre el Postprocesador/En el desplegable Source se escoge Measures y se representan las tres mediciones que se han definido previamente en el modelo. El gráfico combinando las tres, es el mostrado en la figura 4.1.25.

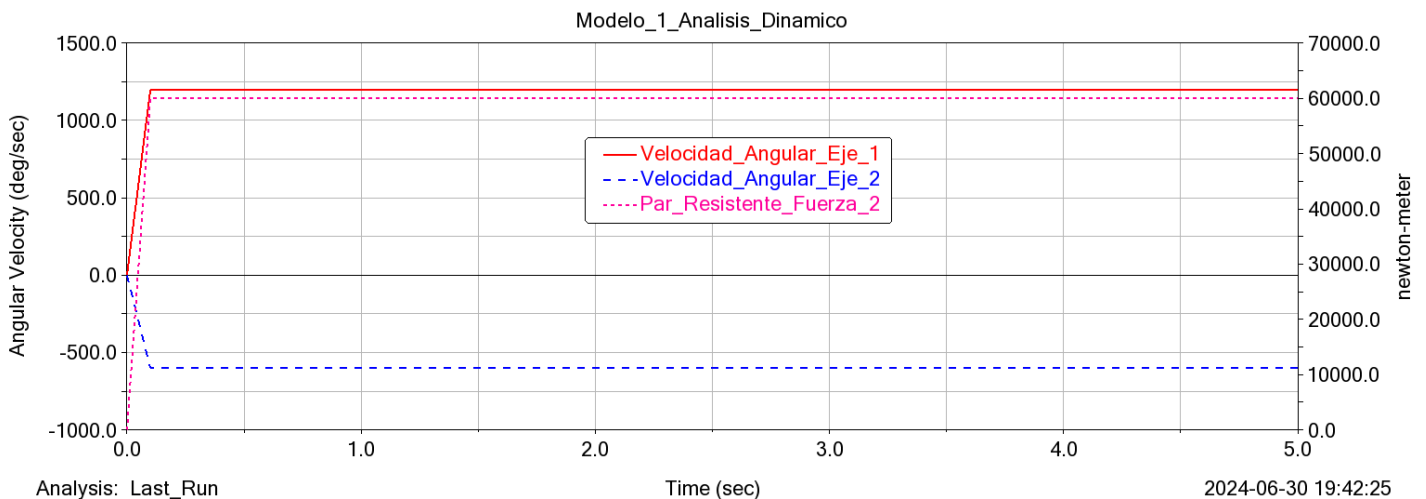


Figura 4.1.25 Resultados obtenidos del análisis dinámico del primer modelo

El comportamiento observado es el esperado, ambas ruedas se aceleran hasta que llega un momento que se alcanza un valor máximo, pero en todo momento se está respetando la relación de transmisión de 0,5. Mientras los engranajes se aceleran el par resistente también aumenta, hasta que llega un punto en el que alcanza un valor constante, que coincide con la estabilización de la velocidad angular de las ruedas dentadas. Que una tenga signo positivo y el otro negativo sólo indica que los sentidos de giro son opuestos.

4.2 Dos ejes y dos engranajes con dientes helicoidales

La única diferencia entre este modelo y el anterior, es que se pretende que en vez de dientes rectos, sean helicoidales. Esto es muy sencillo y rápido puesto que ya se tiene la base creada. Los datos de partida son exactamente los mismos, pero la distancia entre centros ha cambiado debido a la influencia del ángulo de la hélice.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca el archivo .cmd generado al exportar el modelo diseñado en el apartado 4.1.

2. Como se ha abierto el archivo .cmd generado en el apartado anterior, es posible que Adams muestre los diferentes cuerpos en estructura alámbrica, para cambiar esto a estructura sombreada, hay que dirigirse a la parte inferior derecha de la interfaz y pulsar click izquierdo en la herramienta resaltada con un recuadro verde en la figura 4.2.1.



Figura 4.2.1 Herramienta utilizada para cambiar de estructura alámbrica a sombreada y viceversa

3. Lo único que cambia con respecto al 4.1 es el tipo de diente y la distancia entre los centros. Para ello, el primer paso es borrar todos los sistemas de engranajes creados. Para ello, en el árbol de componentes se despliega la carpeta Gear Systems, y mientras se presiona la tecla ctrl del teclado se hace click izquierdo en los distintos elementos, que en total son tres. Posteriormente, cuando estén todos escogidos, se pulsa click derecho y Delete. Saltará un mensaje de advertencia como el mostrado en la figura 4.2.2, indicando que los elementos que se pretenden borrar tienen dependencias con otros que no han sido seleccionados, pero no tiene gran importancia y se presiona Delete All.

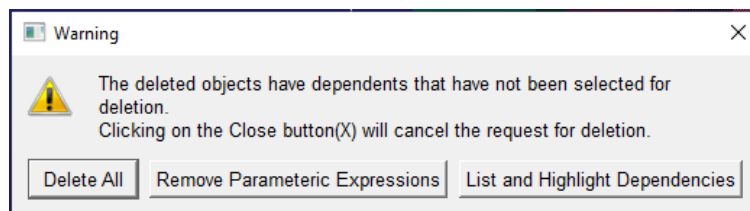


Figura 4.2.2 Mensaje de advertencia tras eliminar los engranajes y el par de unión

4. A continuación, se ha de modificar la localización tanto del conjunto Eje_1 y Conexion_Interna_Piñon, como el del Eje_2 y Conexion_Interna_Rueda. Hay que desplazar ambos conjuntos una distancia de 10,83 mm, lo único que el sentido de traslación será distinto, es decir el primer conjunto se va a trasladar en el sentido negativo del eje X mientras que el segundo se va a trasladar en el sentido positivo del eje X. La forma de hacer será igual en ambos, sólo va a cambiar el vector escogido. Lo primero es en el árbol de componentes seleccionar los cuerpos Eje_1 y Conexion_Interna_Piñon mientras se presiona la tecla Control. Una vez hecho esto, de la barra superior se selecciona Position: Move/Se marca la casilla Selected y se deja sin marca la casi Copy/Del desplegable se selecciona Vector y en distancia se introduce 10.83 mm. En el área de trabajo de se selecciona el vector MARKER_11.X con el click izquierdo. El proceso para trasladar el Eje_2 y la Conexion_Interna_Rueda es la misma, sólo que en este caso como vector se ha de escoger Eje_2.cm.X.

5. Hay que crear el nuevo par de engranajes. En el menú de creación y herramientas, se selecciona el apartado de Machinery. Dentro del subgrupo Gear se selecciona Create Gear Pair/Gear Type: Helical/Method: Simplified/A continuación, el software pide una serie de datos para poder crear el par de engranajes. En la figura 4.2.3, se muestran los datos a introducir, simplemente hay que replicar la imagen.

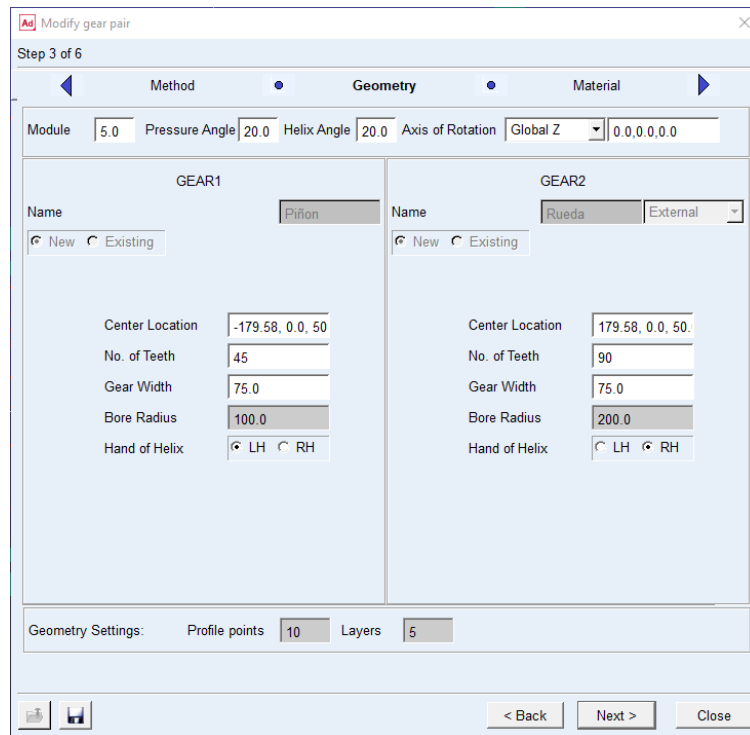


Figura 4.2.3 Datos a introducir para generar el par de engranajes helicoidales

6. Se vuelve a pulsar el botón Next y en el menú Connection se completa con la información mostrada en la figura 4.2.4 y 4.2.5. Para buscar el cuerpo deseado, se hace click derecho/Body/Browse. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.2.6.

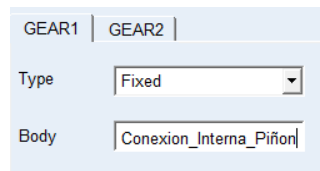


Figura 4.2.4 Datos Piñón Helicoidal

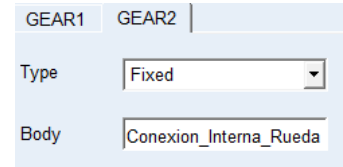


Figura 4.2.5 Datos Rueda Helicoidal

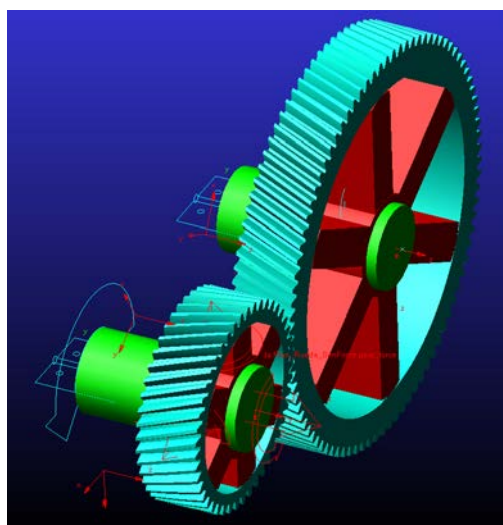


Figura 4.2.6 Par de engranajes de dientes helicoidales

Por último, al igual que se ha hecho anteriormente se debe realizar la simulación para poder comprobar en el Postprocesador aspectos como puede ser la velocidad angular de ambas ruedas. Se adjunta en la figura 4.2.7 la gráfica obtenida que demuestra que la velocidad de la rueda conducida (representada con una línea discontinua de color azul) es la mitad que la velocidad del piñón (representada con una línea de color rojo).

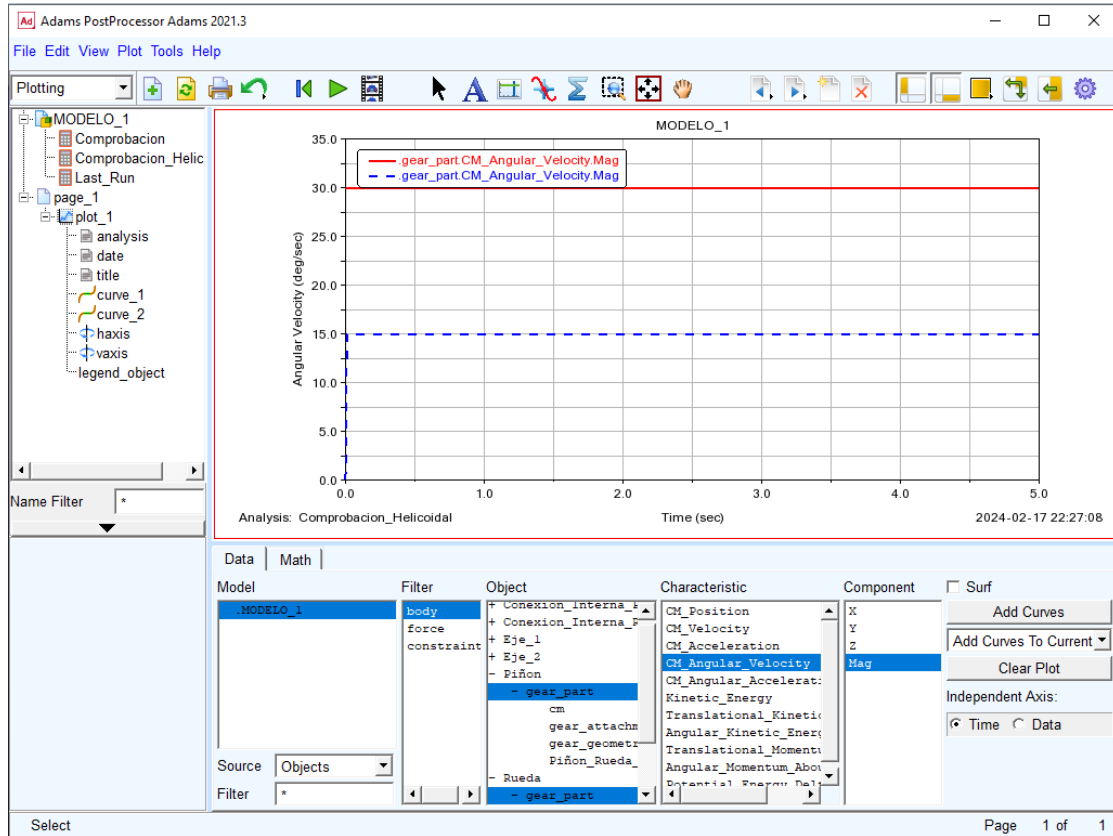


Figura 4.2.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del primer modelo con dientes helicoidales

Se ha de exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_1_HELICOIDAL.

Para llevar a cabo el análisis dinámico del primer modelo pero con dientes helicoidales, hay que repetir los mismos pasos que los definidos en el apartado 4.1. En la figura 4.2.8 se adjuntan la evolución del torque y de la velocidad angular de este análisis. Como era de esperar, los resultados obtenidos son idénticos a los mostrados en la figura 4.1.25. Al igual que antes, los engranajes se aceleran hasta que llega un momento en el que se alcanza una velocidad angular máxima y a partir de este punto se mantiene constante, y en todo momento se respeta la relación de transmisión definida a la hora de crear el modelo, que es 0,5. Por su lado el torque, aumenta con la velocidad angular y en el momento que está se conserva constante, este parámetro también lo hace.

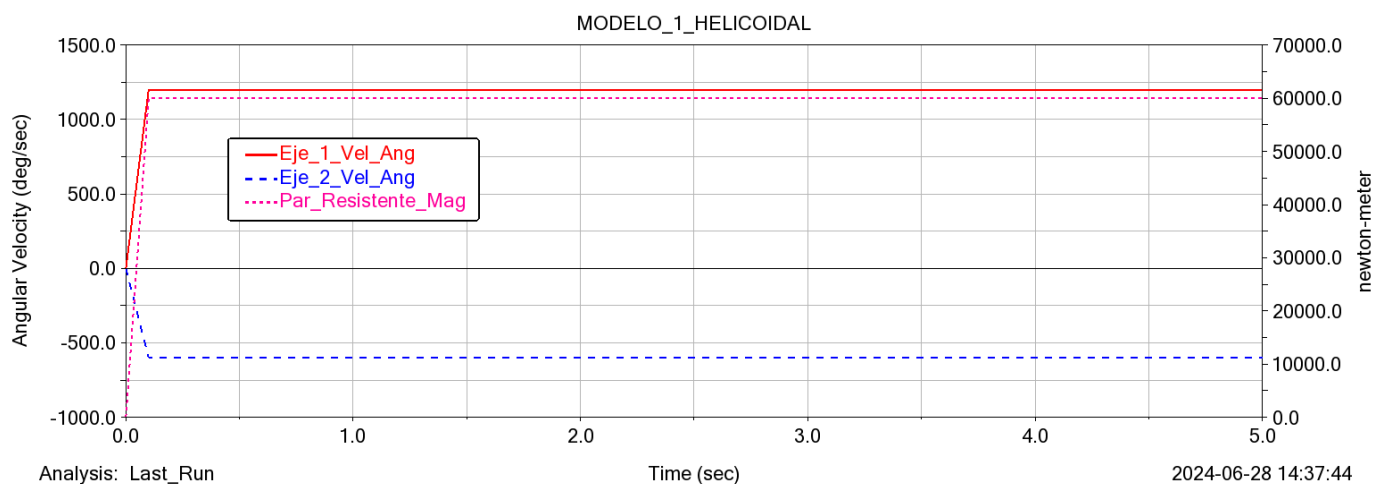


Figura 4.2.8 Resultados obtenidos del análisis dinámico del primer modelo con dientes helicoidales

4.3 Tres ejes y tres engranajes con dientes rectos

En este caso, también se va a utilizar como base el modelo desarrollado en apartado 4.1. La principal diferencia entre este y el modelo anterior, es que se van a tener dos pares de engranajes mientras que en el primero sólo se tiene uno. Se va a proceder a introducir una rueda de salida de 180 dientes rectos. La distancia entre esta, y la rueda intermedia (que corresponde a la de salida del modelo 4.1 y 4.2) es 675 mm, y la distancia con respecto al piñón es de 1.012,5 mm. Por tanto la relación de transmisión objetivo entre ambas ruedas es 0,5 otra vez. El módulo empleado es 5.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_1.cmd.

2. Hay que configurar el área de trabajo, para ello Settings/Working Grid/En Size X se escribe 1325 mm y en Size Y 500 mm.

3. En primer lugar, se va a generar un cilindro de radio mayor que el tercer que posteriormente se va a definir. Bodies/Solids/RigidBody: Cylinder/New Part/Se marcan ambas casillas tanto Length como Radius y se escribe 75 mm y 60 mm respectivamente/En el área de trabajo, se hace click derecho para escribir las coordenadas 843.75, 0, 12.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter/Se vuelve a escribir las coordenadas 843.75, 0, 12.5 (Rel. To Grid) y se vuelve a pulsar la tecla Enter. Hay que renombrar a este cuerpo como Conexion_Interna_Rueda_Salida.

4. A continuación, se crea un agujero para poder introducir el eje. Bodies/Features/Add a hole/En Radius se escribe 50 mm, además se marca la casilla Depth y como valor se pone 75 mm. Lo primero es seleccionar el cuerpo, que en este caso es Conexion_Interna_Rueda_Salida.CYLINDER_169 y en cuanto a la localización de la cara, se hace click izquierdo en CYLINDER_169.F1.

5. Ahora se procede a crear el tercer eje. Bodies/Solids/RigidBody: Cylinder/New Part/Se marcan ambas casillas tanto Length como Radius y se escribe 200 mm y 50 mm

respectivamente/En el área de trabajo, hay que pulsar click derecho para introducir las coordenadas 843.75, 0, -100 (Rel. To Grid) y se presiona la tecla Enter/Se vuelve a escribir lo mismo y se presiona Enter. El cuerpo creado hay que renombrarlo como Eje_3.

Como se realizó en el modelo 4.1, se procede a aligerar el peso total mediante el vaciado de los engranajes, mediante esa forma de espiral característica mostrada previamente.

6. Bodies/Construction/Arc/Add to Part/Se marca la casilla Radius y como valor se introduce 60 mm. Seguidamente, en Start Angle y End Angle se escribe 67.5d y 112.5d respectivamente. Importante no marcar la casilla Circle/El cuerpo a seleccionar con el click izquierdo es Conexion_Interna_Rueda_Salida y se hace click derecho en el área de trabajo para introducir las coordenadas 843.75, 0, 87.5 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter/Se vuelve a introducir 843.75, 0, 87.5 (Rel. To Grid) y se vuelve a presionar Enter. Son necesarios dos arcos, pero como el proceso para crear el segundo es exactamente igual al primero, simplemente habrá que cambiar las coordenadas por 843.75, 0, 12.5 (Rel. To Grid).

7. Faltan dibujar dos líneas para tener la forma de aspa deseada. Bodies/Construction/Add to Part/One line/No se ha de marcar ninguna casilla/Como se ha escogido Add to Part, primeramente se ha de definir el cuerpo al que va a pertenecer dicha línea que es Conexion_Interna_Rueda_Salida/El punto inicial de dicha línea es Conexion_Interna_Rueda_Salida.ARC_171.V1 y como punto final se ha de hacer click izquierdo en Conexion_Interna_Rueda_Salida.ARC_172.V1. Al igual que sucede en el punto 6, se requiere dibujar una línea más pero el procedimiento es exactamente el mismo sólo cambian los puntos inicial y final. El punto inicial corresponde a Conexion_Interna_Rueda_Salida.ARC_171.V2 y Conexion_Interna_Rueda_Salida.ARC_172.V2 respectivamente.

8. Para poder hacer la extrusión, se requiere de una cadena. Bodies/Booleans/Chain/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda_Salida presionando el click izquierdo. Una vez hecho esto, hay que ir escogiendo los elementos que conforman la cadena, que son los siguientes: Conexion_Interna_Rueda_Salida.POLYLINE_173, Conexion_Interna_Rueda_Salida.ARC_172, Conexion_Interna_Rueda_Salida.POLYLINE_174 y Conexion_Interna_Rueda_Salida.ARC_171. Una vez seleccionados todos en dicho, se pulsa click derecho.

9. Se necesita dibujar una línea que marque la dirección de la extrusión. Bodies/Construction/Polyline/Add to Part/One Line/No se ha de marcar ninguna de las dos casillas. Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda_Salida y posteriormente para indicar el origen y final de la línea, se pulsa click derecho en el área de trabajo y se escribe 843.75, 60, 50 (Rel. To Grid) y se pulsa la tecla Enter, de forma que se ha definido el punto inicial. Para marcar el punto final, se escribe 843.75, 400, 50 y se vuelve a pulsar Enter.

10. Ahora, se va a hacer la extrusión. Bodies/Solids/Extrusion/Add to Part/Profile: Curve/Path: Along Path/Se selecciona el cuerpo Conexion_Interna_Rueda_Salida.

Posteriormente se define el perfil de la curva, y para ello se hace click izquierdo sobre Conexion_Interna_Rueda_Salida.CHAIN_175 y seguidamente se hace click izquierdo sobre Conexion_Interna_Rueda_Salida.POLYLINE_178.

11. Una vez hecho esto, se procede a realizar cinco copias del elemento EXTRUSION_179 que se ha creado dentro del cuerpo Conexion_Interna_Rueda_Salida. Para ello, dentro del cuerpo Conexion_Interna_Rueda_Salida, se hace click derecho sobre EXTRUSION_179 y se presiona Copy. Esto hay que hacerlo un total de cinco veces. Hay que rotar cada una de estas copias, para conseguir la forma de espiral buscada. Para ello en la barra superior, se pulsa Edit/Move/Relocate the geometry y en la casilla de la derecha se pulsa click derecho/Geometry/Browse y se selecciona cada una de las copias de manera individual. Una vez se tiene escogida una copia, se ha de cambiar Relative to the model por About the marker y en la casilla de la derecha se pulsa click derecho/Marker/Browse y se selecciona el Eje_3.cm. En el menú de la izquierda, en el apartado de Rotate se escriben los grados que se quiere rotar cada copia y se pulsa la Z. En este caso se ha de girar en ángulos de 60°, por tanto cada vez que se vaya a girar una copia nueva, habrá que sumarse 60° al ángulo escrito en la anterior.

Para finalizar el modelo, faltan los engranajes, que es lo que se va a hacer a continuación:

12. En el menú de creación y herramientas, se selecciona el apartado de Machinery. Dentro del subgrupo Gear se selecciona Create Gear Pair/Gear Type: Spur/Method: Simplified/A continuación, el software pide una serie de datos para poder crear el par de engranajes. En la figura 4.3.1, se muestran los datos a introducir, simplemente hay que replicar la imagen.

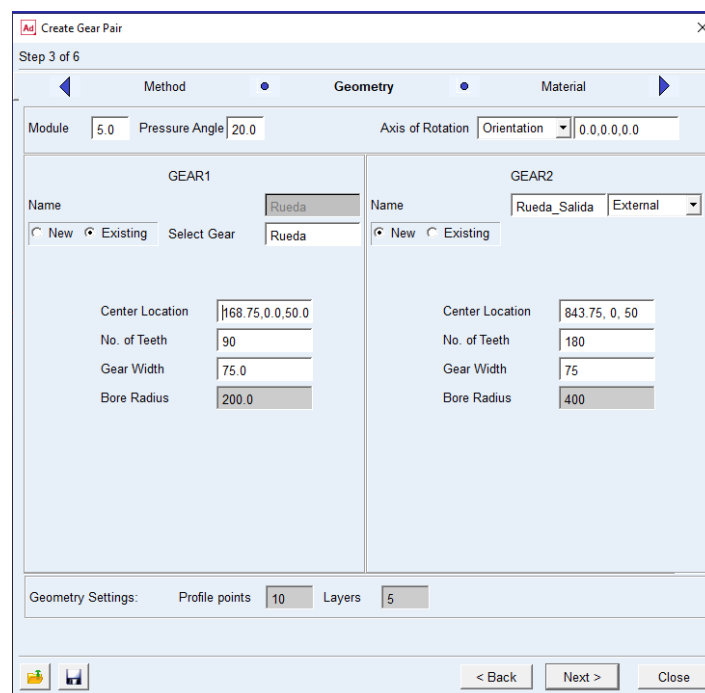


Figura 4.3.1 Datos a introducir para generar el par de engranajes

13. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

14. Se vuelve a pulsar el botón Next y en el menú Connection se completa con la información mostrada en la figura 4.3.2. Para buscar el cuerpo deseado, se hace click derecho/Body/Browse. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.3.3.

GEAR1	GEAR2
Type	Fixed
Body	Conexion_Interna_Rueda

Figura 4.3.2 Datos Rueda Salida

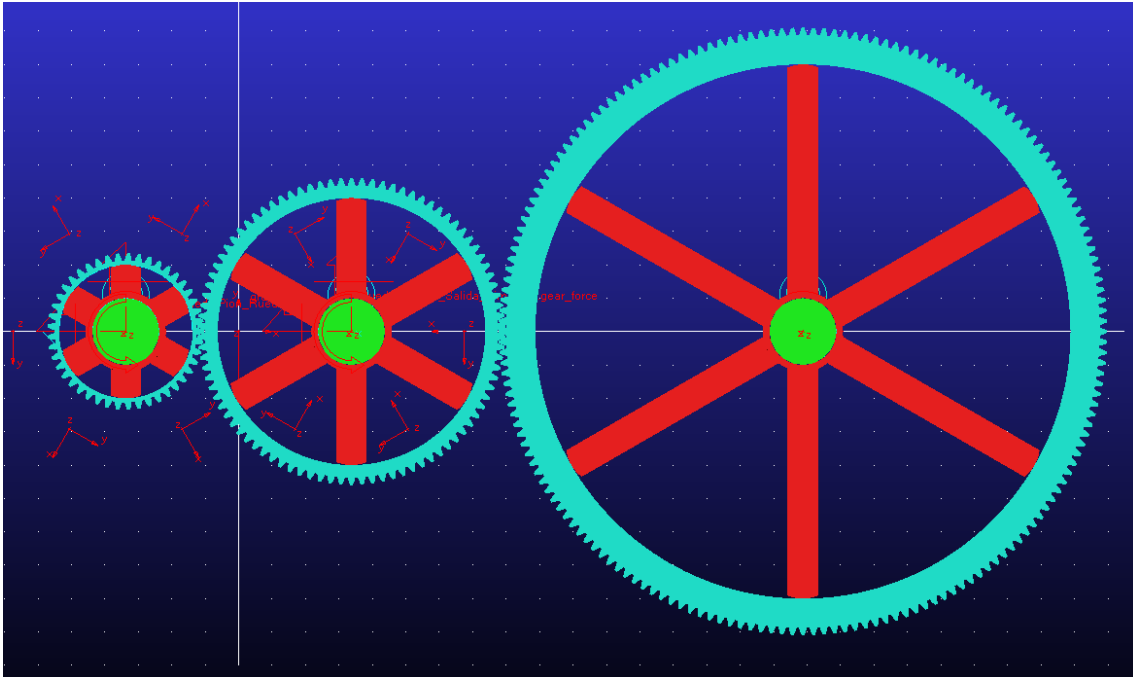


Figura 4.3.3 Resultado tras crear el segundo par de engranajes entre la rueda intermedia y la de salida

Una vez hecho todo esto, se ha de crear el par fijo y de revolución de la última parte definida.

15. Se procede a diseñar el par fijo entre el Eje_3 y Conexion_Interna_Rueda_Salida. En el menú de creación y herramientas, dentro de la pestaña Connectors se selecciona Create a Fixed Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_3 y como segundo cuerpo se selecciona Conexion_Interna_Rueda_Salida. Por último se ha de escoger la

localización Conexion_Interna_Rueda_Salida.cm. Se renombra al par como Par_Fijo_Conexion_Eje3.

16. Seguidamente, se va a diseñar el par de revolución entre el Eje_3 y Ground. Para ello, en el menú de creación y herramientas se selecciona Connectors. Dentro del subgrupo Joints/Create a Revolute Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_3 y como segundo cuerpo se selecciona Ground. Por último se ha de escoger la localización Eje_3.MARKER_72. Se renombra al par como Par_R_Eje3_Ground.

Se va a comprobar que el modelo funcione correctamente, y para ello hay que realizar una simulación. En el menú de creación y herramientas, se presiona en Simulation y dentro del subgrupo Simulate hay que seleccionar Run an Interactive Simulation/End Time dejamos 5 y se cambia Steps por Step Size y se escribe 0.01. Tras esto se presiona Start Simulation.

Tras la simulación, se guarda y se abre el postprocesador para comprobar que el modelo funciona correctamente y que se cumplen las relaciones de transmisión. En la figura 4.3.4 se adjunta el gráfico correspondiente a la velocidad angular de cada uno de los engranajes. La línea roja corresponde al piñón, la rueda intermedia ha sido representada con una línea azul continua y la rueda de salida es la línea rosa continua. Como se ha utilizado el modelo definido en el apartado 4.1, se sabe que la velocidad angular de entrada definida en el Motion son 30 deg/s. La rueda intermedia tiene el doble de dientes que el piñón, por tanto la velocidad angular de esta debe ser la mitad que la primera y como se observa en la figura 4.3.4 su valor es de 15 deg/s. Y a su vez, la rueda de salida cuenta con el doble de dientes que la intermedia, por lo cual su velocidad angular también debe ser la mitad, y como se ve en el gráfico es 7,5 deg/s.

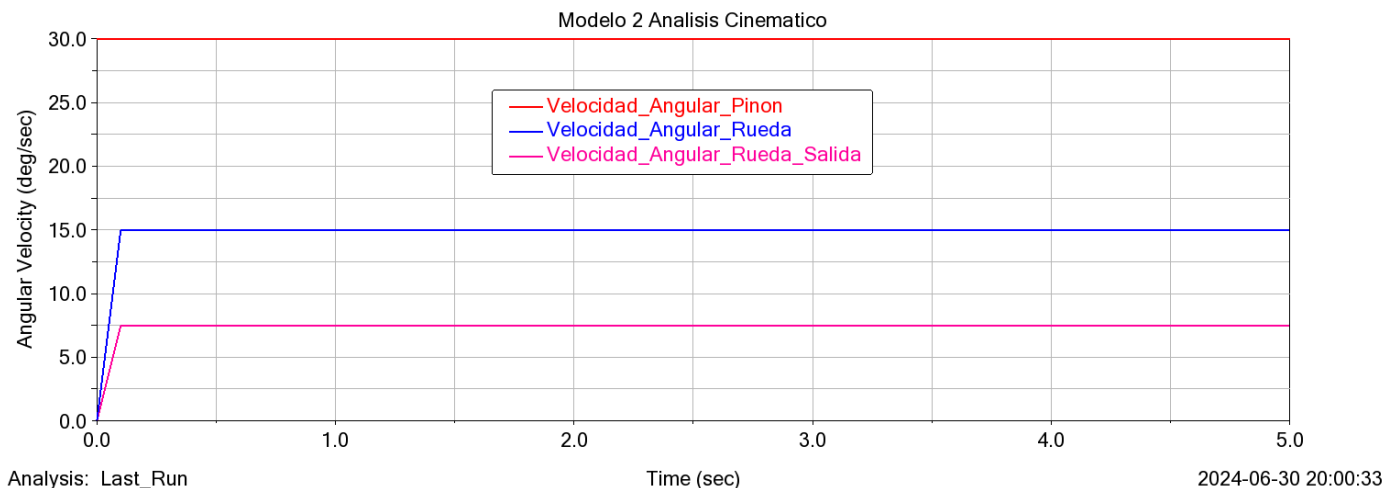


Figura 4.3.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del segundo modelo

Se ha de exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_2.

Para este modelo, como se ha introducido una tercera rueda y eje, de cara al análisis dinámico hay que introducir un par de elementos. En primer lugar, hay que replicar exactamente lo mismo que se ha hecho en el modelo 4.1, ya que eso es equivalente porque el piñón y la rueda intermedia son iguales. La diferencia radica, en que ahora hay que introducir en el Eje_3 una medición de la velocidad angular, un torque y una medición de dicho torque.

Se va a comenzar con la medición de la velocidad angular del Eje_3. Para ello, en el árbol de componentes se selecciona Eje_3/Se va a nombrar como Eje_3_Vel_Ang/En Characteristic se selecciona CM angular velocity/En Component se escoge Z.

El siguiente paso es introducir el torque en el Eje_3. En Run-time Direction se ha de seleccionar Space Fixed/En Construction Normal to Grid/En Characteristic se escoge Custom/En el área de trabajo primero hay que elegir el cuerpo, para ello se pulsa click izquierdo sobre el Eje_3 y como localización el Eje_3.MARKER_137. Nada más crearlo se va a abrir un menú de dicha fuerza, en Function se escribe la expresión que se observa en la figura 4.3.5. Con esta expresión se tiene que cumplir que el torque de la rueda de salida ha de ser igual al de la rueda intermedia.

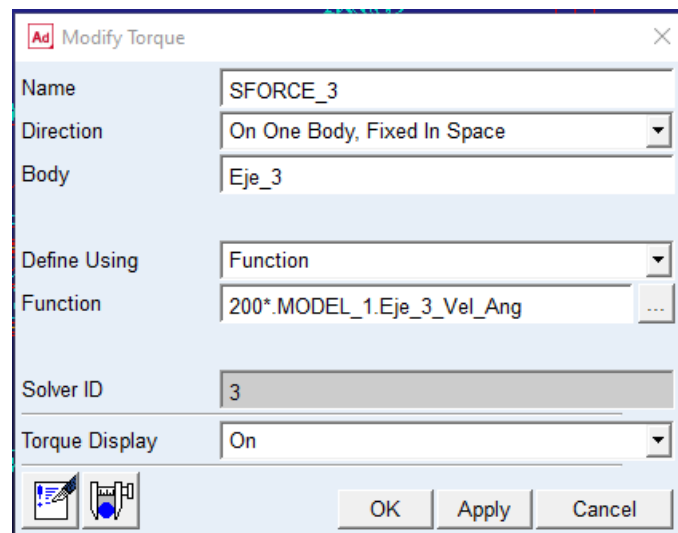


Figura 4.3.5 Creación del torque sobre el Eje_3

Por último, falta introducir la medición de la fuerza. Para ello en el árbol de componentes se ha de seleccionar la fuerza SFORCE_3/En el menú de creación y herramientas se selecciona Design Exploration/En el apartado Measures hay que pulsar Create a New Measure/Se renombre como Par_Resistente_Mag_2/En Characteristic se elige Torque y en cuanto a componente mag.

El siguiente paso, es realizar la simulación, tomando como End Time 50 y como Step Size 0,1. Posteriormente se abre el Postprocesador de Adams y se representan las medidas definidas. En la figura 4.3.6, se han agrupado la evolución de las velocidades angulares, así como la de los pares resistentes. En general se puede concluir, que el análisis dinámico respalda que el modelo está funcionando correctamente, porque los engranajes se van acelerando, pero siempre respetando la relación de transmisión de 0,5,

hasta que alcanzan un valor máximo donde se estabilizan, y en este mismo instante el par también se estabiliza. Como se puede observar, la velocidad angular de la rueda intermedia es negativo, esto lo que nos indica que el sentido de giro es el opuesto al de las otras dos, pero lo que es de interés es el orden de magnitud.

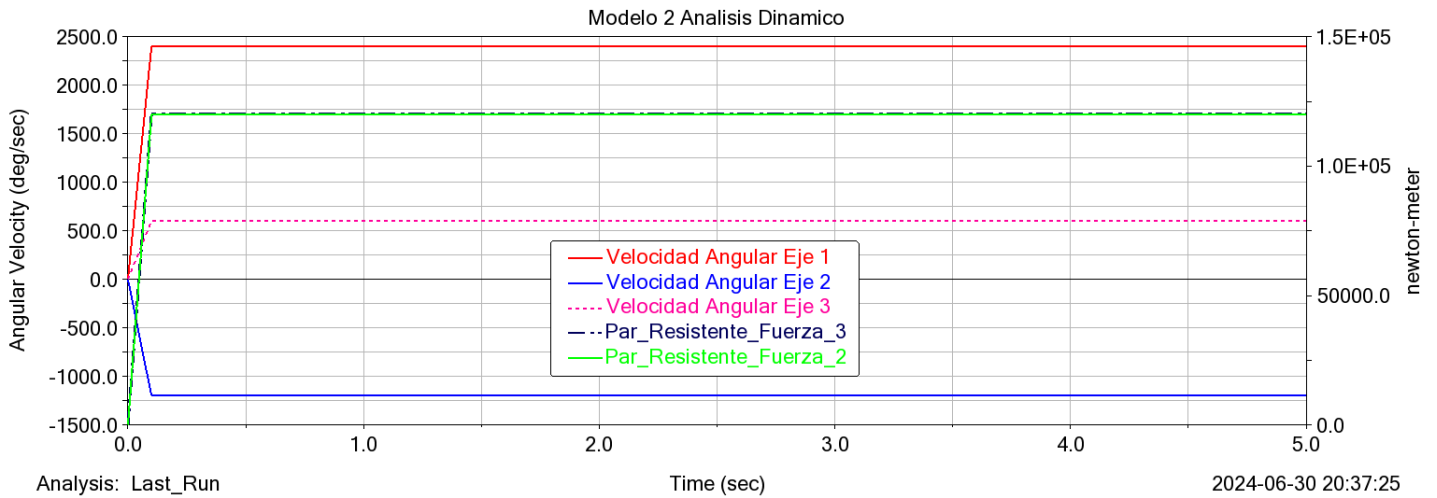


Figura 4.3.6 Resultados obtenidos del análisis dinámico del segundo modelo

4.4 Tres ejes y tres engranajes dientes helicoidales

En este apartado de la memoria, se va a modificar el diente recto empleado en los diferentes engranes del modelo definido en el apartado 4.3 por el helicoidal.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_2.cmd.

2. Lo único que cambia con respecto al 4.3 es el tipo de diente. Para ello, el primer paso es borrar todos los sistemas de engranajes creados al igual que se hizo con el modelo 4.2. En este caso, en vez de tener tres elementos en la carpeta Gear Systems debe haber cinco pero hay que eliminarlos todos.

3. Se han de crear los nuevos pares de engranajes. En este caso van a ser dos, uno entre el piñón y la rueda intermedia en el que ambos engranajes son nuevos. En segundo lugar, se ha de crear el engrane entre la rueda intermedia y la de salida, que en este caso sería entre un engranaje ya existente y otro nuevo. Esto es la peculiaridad de este modelo con respecto al 4.1 y 4.2, que era en ambos casos un engrane simple entre dos engranajes. Para ambos pares de engranajes, el primer paso es el mismo lo único que cambia son los datos a introducir. En el menú de creación y herramientas, se selecciona el apartado de Machinery. Dentro del subgrupo Gear se selecciona Create Gear Pair/Gear Type: Helical/Method: Simplified. A continuación, el software pide una serie de información, en la figura 4.4.1 se muestran los datos a introducir para el primer engrane y en la 4.4.2 para el segundo.

Ad Create Gear Pair

Step 3 of 6

Method Geometry Material

Module Pressure Angle Helix Angle Axis of Rotation

GEAR1		GEAR2	
Name	<input type="text" value="Rueda"/>	Name	<input type="text" value="Rueda_Salida"/> <input type="text" value="External"/>
<input type="radio"/> New <input checked="" type="radio"/> Existing	Select Gear <input type="text" value="Rueda"/>	<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing	
Center Location	<input type="text" value="168.75,0.0,50.0"/>	Center Location	<input type="text" value="843.75,0,50"/>
No. of Teeth	<input type="text" value="90"/>	No. of Teeth	<input type="text" value="180"/>
Gear Width	<input type="text" value="75.0"/>	Gear Width	<input type="text" value="75"/>
Bore Radius	<input type="text" value="200.0"/>	Bore Radius	<input type="text" value="400"/>
Hand of Helix	<input type="radio"/> LH <input checked="" type="radio"/> RH	Hand of Helix	<input checked="" type="radio"/> LH <input type="radio"/> RH

Geometry Settings: Profile points Layers

Figura 4.4.1 Datos a introducir para el engrane entre el piñón y la rueda intermedia

Ad Create Gear Pair

Step 3 of 6

Method Geometry Material

Module Pressure Angle Helix Angle Axis of Rotation

GEAR1		GEAR2	
Name	<input type="text" value="Piñon"/>	Name	<input type="text" value="Rueda"/> <input type="text" value="External"/>
<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing		<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing	
Center Location	<input type="text" value="-168.75,0,50"/>	Center Location	<input type="text" value="168.75,0,50"/>
No. of Teeth	<input type="text" value="45"/>	No. of Teeth	<input type="text" value="90"/>
Gear Width	<input type="text" value="75"/>	Gear Width	<input type="text" value="75"/>
Bore Radius	<input type="text" value="100"/>	Bore Radius	<input type="text" value="200"/>
Hand of Helix	<input checked="" type="radio"/> LH <input type="radio"/> RH	Hand of Helix	<input type="radio"/> LH <input checked="" type="radio"/> RH

Geometry Settings: Profile points Layers

Figura 4.4.2 Datos a introducir para el engrane entre la rueda intermedia y la de salida

4. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

5. Hay que volver a presionar Next para acceder al menú Connection. La información que hay que introducir para el primer par de engranajes es la mostrada en las figuras 4.4.3 y 4.4.4. Por otro lado, para el segundo engrane únicamente hay que configurar la rueda de salida, puesto que la intermedia ya se ha definido en el otro par de engranajes. Como en la figura 4.4.5 no se aprecia con claridad, el cuerpo escogido en este caso es Conexión_Interna_Rueda_Salida. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.4.6.

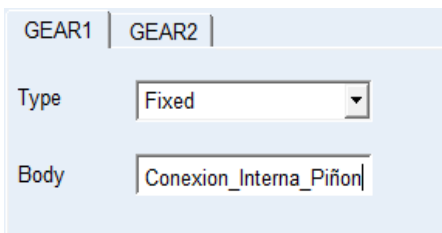


Figura 4.4.3 Datos Piñón helicoidal

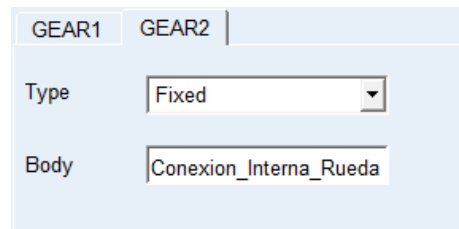


Figura 4.4.4 Datos Rueda intermedia helicoidal

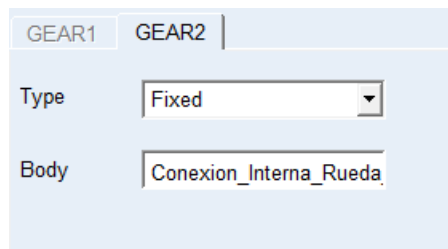


Figura 4.4.5 Datos de la Rueda de salida helicoidal

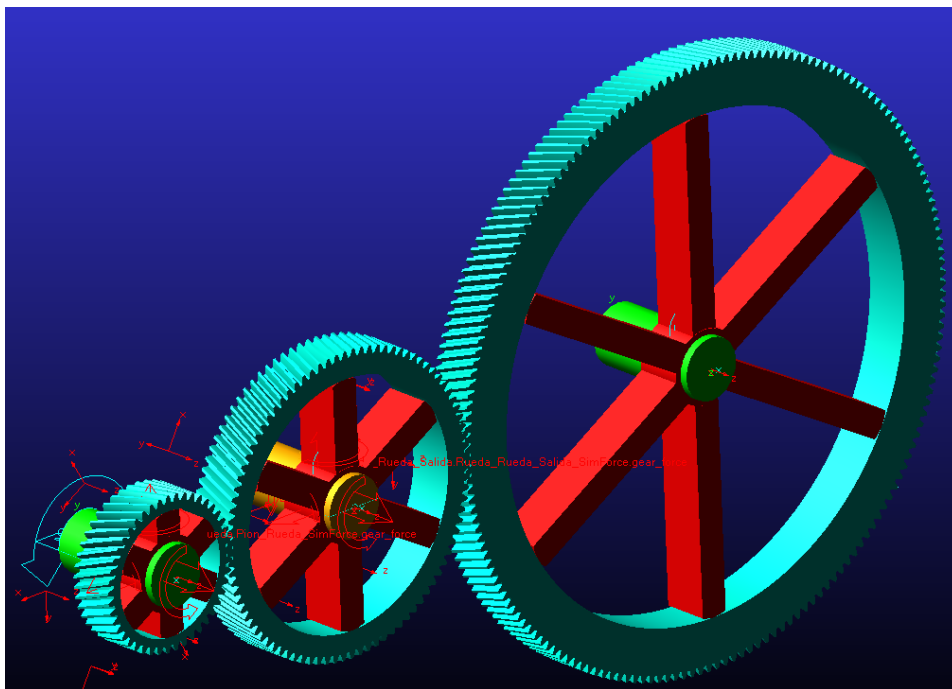


Figura 4.4.6 Resultado obtenido al crear los pares de engranajes

Tras la simulación, se guarda y se abre el postprocesador para comprobar que el modelo funciona correctamente y que se cumplen las relaciones de transmisión. En la figura 4.4.7 se adjunta el gráfico correspondiente a la velocidad angular de cada uno de los engranajes. La línea roja corresponde al piñón, la rueda intermedia ha sido representada con una línea azul oscura discontinua y la rueda de salida es la línea rosada discontinua. Como se ha utilizado el modelo definido en el apartado 4.1, se sabe que la velocidad angular de entrada definida en el Motion son 30 deg/s. La rueda intermedia tiene el doble de dientes que el piñón, por tanto la velocidad angular de esta debe ser la mitad que la primera y como se observa en la figura 4.3.4 su valor es de 15 deg/s. Y a su vez, la rueda de salida cuenta con el doble de dientes que la intermedia, por lo cual su velocidad angular también debe ser la mitad, y como se ve en el gráfico es 7,5 deg/s.

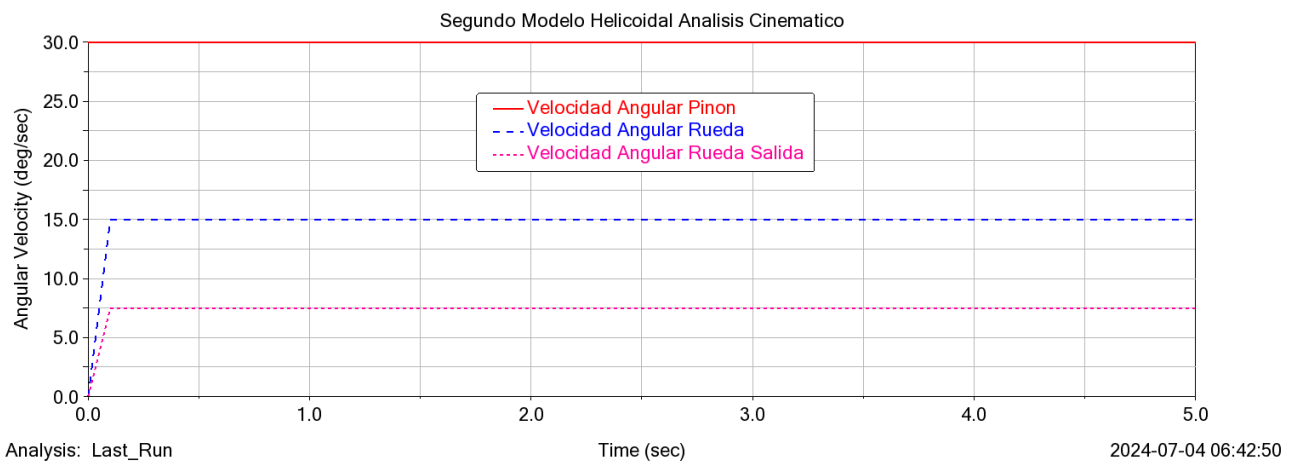


Figura 4.4.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del segundo modelo con dientes helicoidales

Se ha de exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_2_HELICOIDAL.

Al igual que se ha hecho con el resto de modelos se procede a realizar el análisis dinámico. Se tienen que obtener los mismos resultados que en el caso de dientes rectos y esto se puede comprobar atendiendo a la figura 4.4.8.

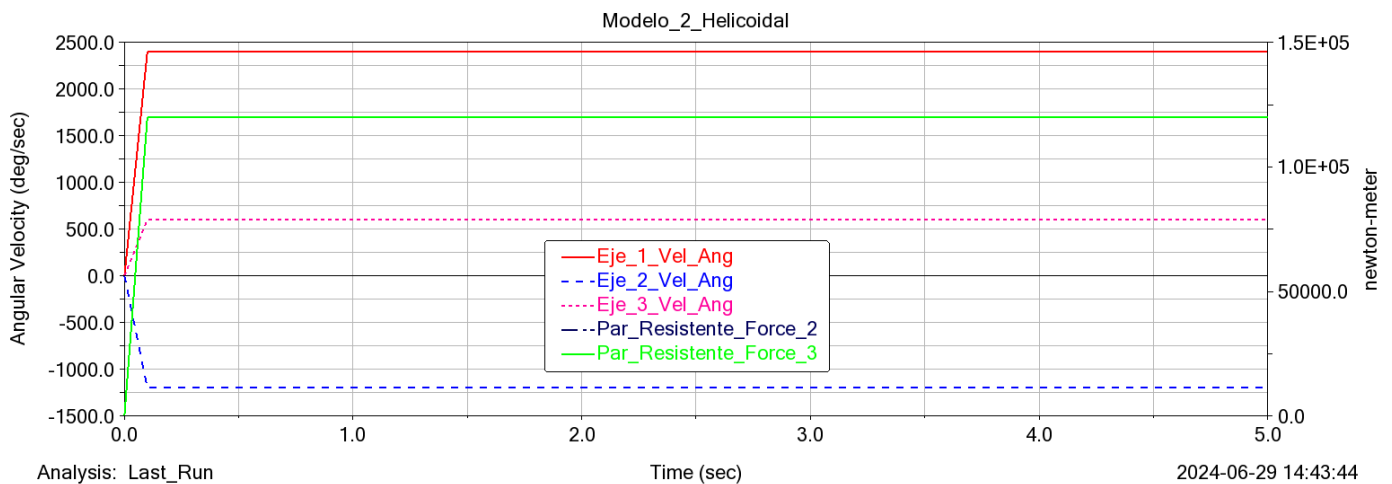


Figura 4.4.8 Resultados obtenidos del análisis dinámico del segundo modelo con dientes helicoidales

4.5 Tren de Engranajes Compuesto

La peculiaridad de este modelo con respecto a los anteriores, es que se tiene más de un engranaje en el segundo eje. El engrane entre el piñón y la primera rueda intermedia es el mismo al descrito en el primer modelo. Y se va a tener un segundo engrane entre el piñón que se va a colocar en el segundo eje y la rueda de salida.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_2.cmd.

2. Lo primero que se tiene que hacer, es eliminar el engrane entre la rueda intermedia y la de salida. Para ello, hay que dirigirse al árbol de componentes y ampliar la carpeta de Gear Systems. Presionando la tecla Control y haciendo click izquierdo en el objeto Rueda_Salida y el engrane Rueda_Rueda_Salida se seleccionan los elementos a eliminar, tal y como se puede apreciar en la figura 4.5.1. Una vez seleccionados, se ha de pulsar click derecho y Delete. Es posible que salte un mensaje de advertencia como el mostrado en modelos anteriores, pero no hay que prestarle demasiada atención y en el caso de aparecer se marca Delete All.

3. A continuación se va a crear una copia del cuerpo Conexion_Interna_Piñon y a su vez se va a colocar en la posición deseada. Para ello se va a utilizar la conexión que ya se tiene del piñón y se va a trasladar en dos veces. En la primera se moverá en sentido positivo del eje X y en la segunda en el sentido negativo del eje Z del modelo. Hay que dirigirse al menú de creación y herramientas/Click derecho en la herramienta de Position y del desplegable se selecciona Position: Move/Se ha de marcar la casilla Copy, seguidamente hay que escoger Vector y en distancia se introduce 337,5 mm/Como cuerpo se elige Conexion_Interna_Piñon con el click izquierdo y como vector se puede utilizar cualquiera que vaya en dirección positiva del eje X, por ejemplo Conexion_Interna_Piñon.cm.Y (el sistema de referencia de dicho cuerpo no coincide con el del modelo por eso se escoge el cm.Y). Se procede a renombrar dicho cuerpo como Conexion_Interna_Segundo_Piñon. Para la segunda traslación se emplea la misma herramienta que antes/No se ha de marcar la casilla Copy, se ha de escoger vector y en este caso en distancia se introduce 100 mm/Como cuerpo se selecciona la copia creada que se ha renombrado como Conexion_Interna_Segundo_Piñon con el click izquierdo y como vector se ha de utilizar uno que vaya en el sentido negativo del eje Z, como puede ser por ejemplo EXTRUSION.E9. Como es algo complejo de encontrar se adjunta en la figura 4.5.2 la posición donde se encuentra. Tras esto, ya se tiene la estructura interna del segundo piñón en la localización que se quiere.

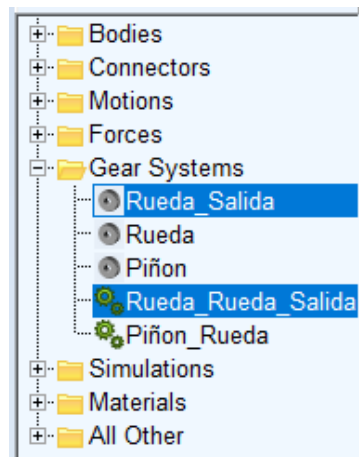


Figura 4.5.1 Elementos a seleccionar en el árbol de componentes

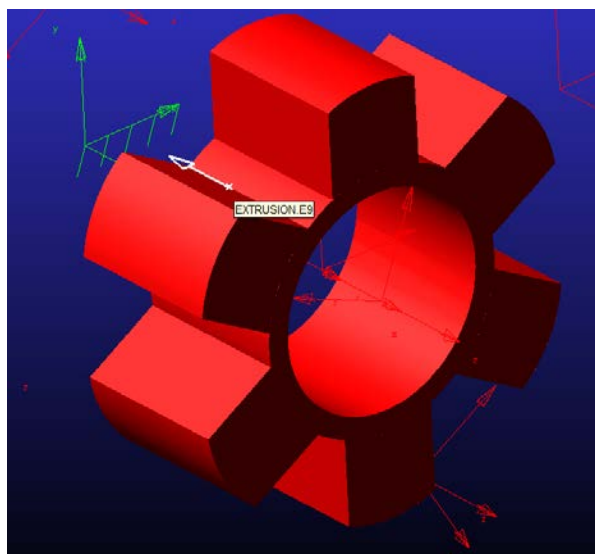


Figura 4.5.2 Vector escogido para la segunda traslación del cuerpo Conexion_Interna_Segundo_Piñon

4. Ahora se quiere trasladar el cuerpo Conexion_Interna_Rueda_Salida pero no una copia del mismo. El proceso es similar al de antes, pues que hay que utilizar de nuevo la herramienta Position: Move. Los datos a introducir son exactamente los mismos que en la segunda traslación del tercer paso, con la única diferencia de que no debe marcarse la casilla Copy. En este caso, el cuerpo a seleccionar es Conexion_Interna_Rueda_Salida y como vector EXTRUSION.E9.

5. En el cuarto paso, se ha trasladado el cuerpo correctamente pero el problema es que el par fijo existente entre este y el Eje_3 sigue vigente. Por tanto hay que eliminar el Par_Fijo_Conexion_Eje3. También se ha de eliminar el Par_R_Eje3_Ground.

6. Seguidamente, como ahora el engrane es entre una rueda dentada igual que el piñón de entrada y la rueda de salida, como la distancia entre los centros ha cambiado es necesario acercar el Eje_3 y la Conexion_Interna_Rueda_Salida al Eje_2 para que los dientes encajen perfectamente. Hay que trasladarlo una distancia de 112.5 mm en la dirección negativa del eje X. Para ello, al igual que se ha hecho en el cuarto paso se emplea la herramienta Position: Move, y se seleccionan los dos cuerpos mencionados

previamente en el árbol de componentes manteniendo la tecla ctrl y pulsando click izquierdo. La única diferencia con respecto al cuarto paso, es que se ha de marcar la casilla Selected y en Distance se escribe 112.5 mm. Como vector se puede utilizar cualquiera, por ejemplo MARKER_78.X.

Una vez hecho todo lo anterior, sólo falta crear el par de engranaje, entre el segundo piñón que se va a crear sobre el Eje_2 y la rueda de salida presente en el Eje_3. Para ello, al igual que en los modelos anteriores los pasos a seguir son:

7. Machinery/Gear/Create a Gear Pair/Gear Type: Spur/Method:Simplified/En el apartado de geometría hay que introducir los valores mostrados en la figura 4.5.3.

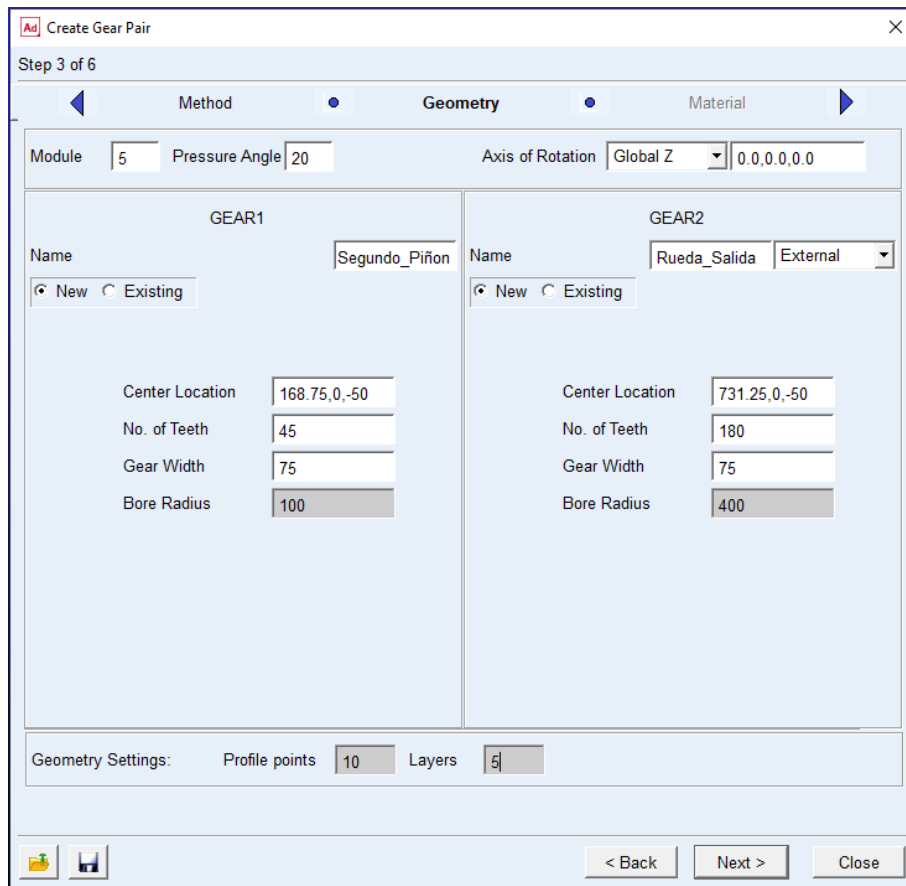


Figura 4.5.3 Datos a introducir para el engrane entre el segundo piñón y la rueda de salida

8. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

9. Hay que volver a presionar Next para acceder al menú Connection. La información que hay que introducir para cada uno de los engranajes se muestra en las figuras 4.5.4 y 4.5.5. Como en ambas figuras no se aprecia bien el nombre, el cuerpo escogido en cada engranaje es Conexion_Interna_Segundo_Piñon para el piñón intermedio y Conexion_Interna_Rueda_Salida para la rueda de salida. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.5.6.

GEAR1	GEAR2
Type	Fixed
Body	Interna_Segundo_Piñon

Figura 4.5.4 Datos piñón intermedio

GEAR1	GEAR2
Type	Fixed
Body	pn_Interna_Rueda_Salida

Figura 4.5.5 Datos rueda salida

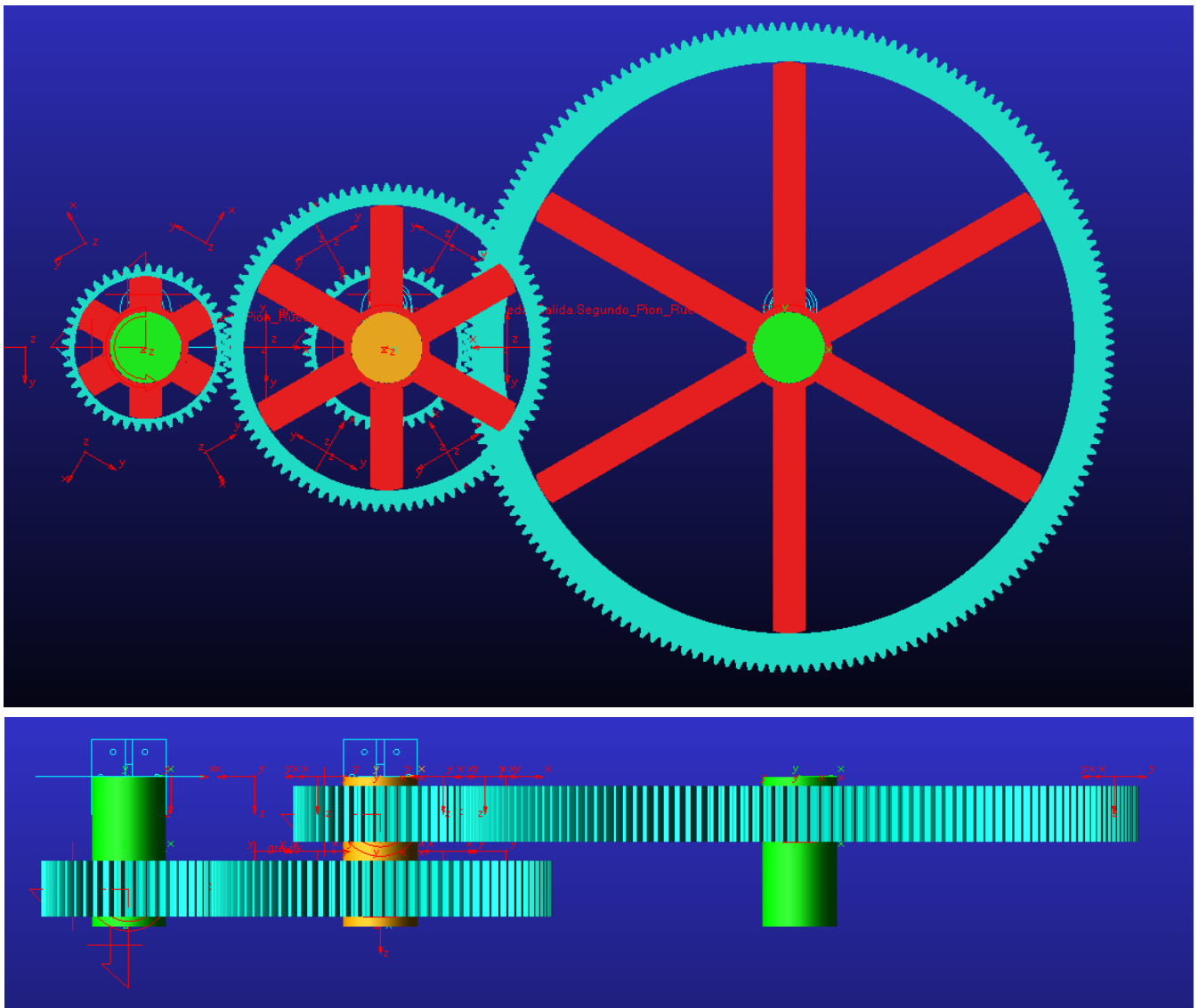


Figura 4.5.6 Resultado obtenido al crear los pares de engranajes

Para concluir, es necesario crear dos pares fijos y un par de revolución. Uno de los pares fijos es obviamente el eliminado en el quinto paso, puesto que hay diseñar uno que se encuentre en la posición actual del cuerpo Conexión_Interna_Rueda_Salida. También es necesario, generar un par fijo entre la rueda intermedia que se acaba de crear en este apartado y el Eje_2. El par de revolución a crear es el que también se ha eliminado en el quinto paso

10. Se procede a diseñar el par fijo entre el Eje_3 y Conexión_Interna_Rueda_Salida. En el menú de creación y herramientas, dentro de la pestaña Connectors se selecciona Create a Fixed Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_3 y como segundo cuerpo se selecciona Conexión_Interna_Rueda_Salida. Por último se ha de escoger la localización Conexión_Interna_Rueda_Salida.cm. Se renombra al par como Par_Fijo_Conexión_Eje3.

11. El segundo par fijo se construye de la misma forma, sólo cambian los cuerpos a seleccionar y la localización. El primer cuerpo que se ha de escoger es Eje_2 y el segundo es Conexión_Interna_Segundo_Piñon. La ubicación de dicho par fijo es Conexión_Interna_Segundo_Piñon.cm. Se renombra como Par_Fijo_Conexión2_Eje2.

12. Por último, sólo falta el par de revolución entre el Eje_3 y ground. En el menú de creación y herramientas, dentro de la pestaña Connectors se selecciona Create a Revolute Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_3 y como segundo cuerpo se selecciona ground. Por último se ha de escoger la localización Eje_3.MARKER_72. Se renombra al par como Par_R_Eje3_Ground.

Se ha de exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_3.

Al igual que con el resto de modelos, hay que realizar la simulación para comprobar que el modelo funciona correctamente. Como se conocen las relaciones de transmisión, puesto que se tiene el número de dientes, representando en un gráfico las velocidades angulares de cada una de las ruedas que conforman el sistema en la herramienta Postprocesador con la que cuenta MSC Adams, es fácil saber si todo funciona como debería. La figura 4.5.7 recoge los resultados necesarios. La línea roja representa la velocidad angular del piñon de entrada, la línea azul discontinua corresponde a la rueda, la verde al segundo piñon y la línea rosa discontinua es la de la rueda de salida. Como se ha utilizado el modelo definido en el apartado 4.1, se sabe que la velocidad angular de entrada definida en el Motion son 30 deg/s. La rueda intermedia tiene el doble de dientes que el piñon, por tanto la velocidad angular de esta debe ser la mitad que la primera y como se observa en la figura 4.5.7 su valor es de 15 deg/s y por tanto la del segundo piñon que está montado en el mismo eje, rueda solidario con esta y por eso las velocidades angulares van a ser iguales. Y a su vez, la rueda de salida cuenta con cuatro veces más

dientes que el segundo piñón, por lo cual su velocidad angular tiene que ser cuatro veces menor, y como se ve en el gráfico es 3.75 deg/s.

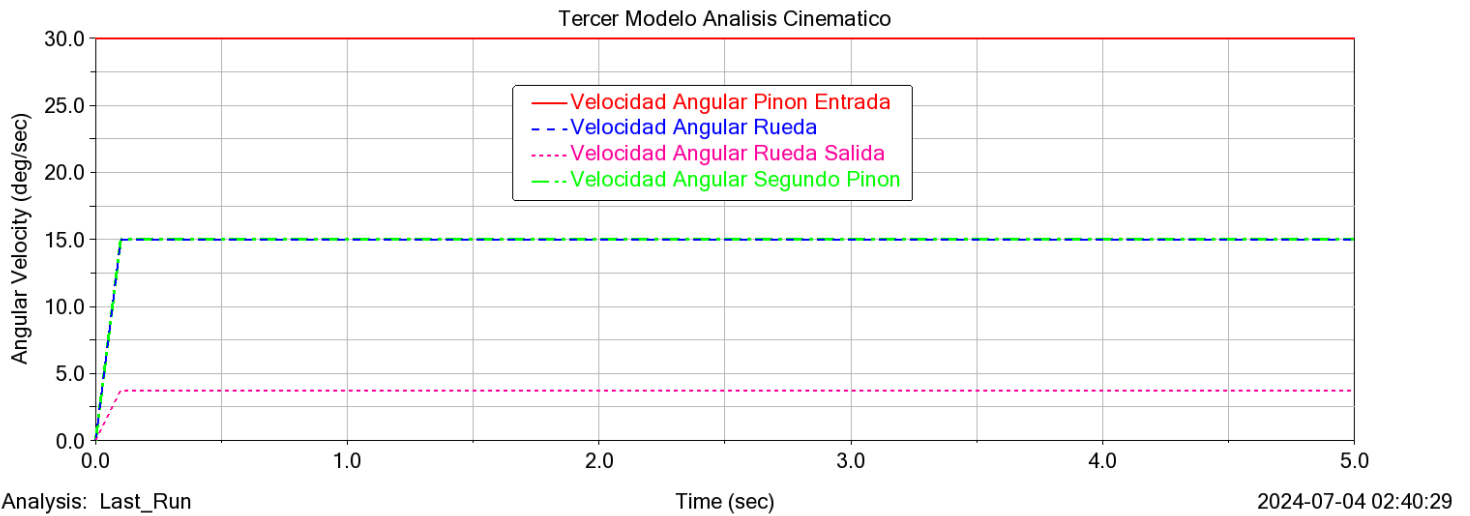


Figura 4.5.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del tercer modelo

Por último, al igual que en los anteriores hay que realizar el análisis dinámico. En este caso se tienen 4 engranajes, pero dos están montados sobre el mismo eje y una de las relaciones de transmisión deja de ser 0,5 por lo que la configuración del caso dinámico es distinta que la del apartado 4.3 y 4.4. Los resultados a obtener son los que se muestra en la figura 4.5.8.

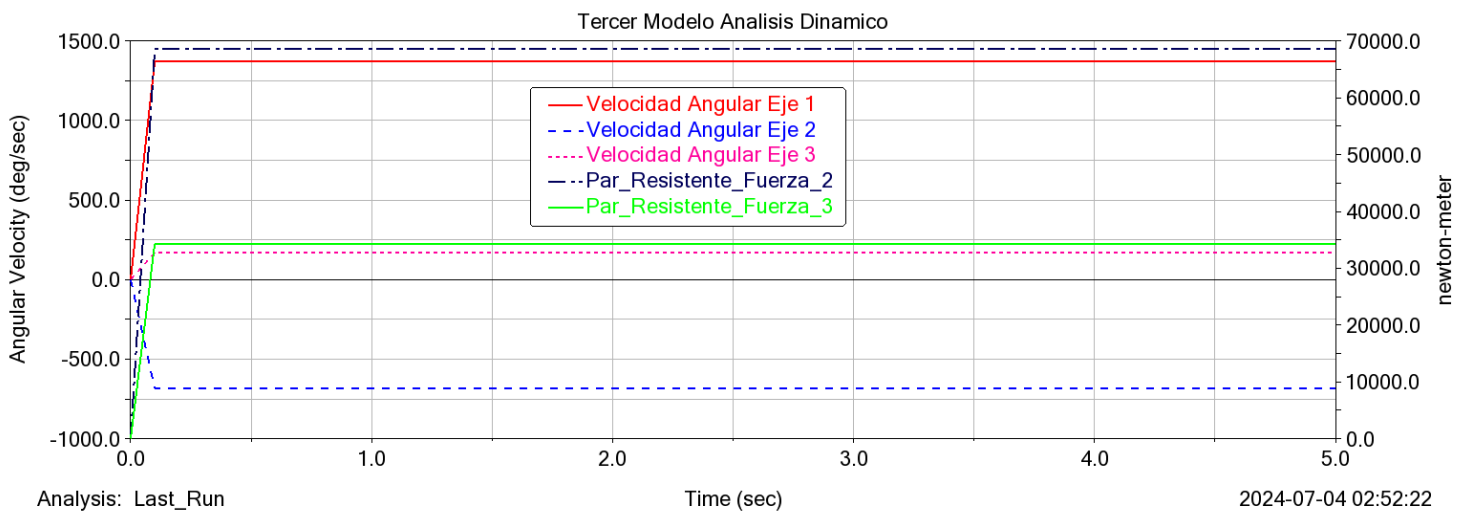


Figura 4.5.8 Resultados obtenidos del análisis dinámico del tercer modelo

4.6 Tren de Engranajes Compuesto Helicoidal

Al igual que se ha hecho con los anteriores modelos, se pretende convertir el diente recto por helicoidal en cada uno de los engranes que conforman al tercer modelo.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_3.cmd.

2. Lo único que cambia con respecto al 4.5 es el tipo de diente. Para ello, el primer paso es borrar todos los sistemas de engranajes creados al igual que se hizo con el modelo 4.2. En este caso, en vez de tener tres elementos en la carpeta Gear Systems debe haber seis pero hay que eliminarlos todos.

3. Se han de crear los nuevos pares de engranajes. En este caso van a ser dos, uno entre el piñón y la primera rueda intermedia en el que ambos engranajes son nuevos. En segundo lugar, se ha de crear el engrane entre la segunda rueda intermedia y la de salida. En ambos casos se trata de engranajes nuevos. Para ambos pares de engranajes, el primer paso es el mismo lo único que cambia son los datos a introducir. En el menú de creación y herramientas, se selecciona el apartado de Machinery. Dentro del subgrupo Gear se selecciona Create Gear Pair/Gear Type: Helical/Method: Simplified. A continuación, el software pide una serie de información, en la figura 4.6.1 se muestran los datos a introducir para el primer engrane y en la 4.6.2 para el segundo.

GEAR1		GEAR2	
Name	Piñón	Name	Rueda
<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing		<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing	
Center Location	-168.75,0.50	Center Location	168.75,0.50
No. of Teeth	45	No. of Teeth	90
Gear Width	75	Gear Width	75
Bore Radius	100	Bore Radius	200
Hand of Helix	<input checked="" type="radio"/> LH <input type="radio"/> RH	Hand of Helix	<input type="radio"/> LH <input checked="" type="radio"/> RH

Geometry Settings: Profile points 10 Layers 5

Figura 4.6.1 Datos a introducir para el engrane entre el piñón y la rueda intermedia

Ad Create Gear Pair

Step 3 of 6

Method Geometry Material

Module Pressure Angle Helix Angle Axis of Rotation

GEAR1		GEAR2	
Name	<input type="text" value="Jeda_Intermedia"/>	Name	<input type="text" value="Rueda_Salida"/> External
<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing		<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing	
Center Location	<input type="text" value="168.75,0,-50"/>	Center Location	<input type="text" value="843.75,0,-50"/>
No. of Teeth	<input type="text" value="90"/>	No. of Teeth	<input type="text" value="180"/>
Gear Width	<input type="text" value="75"/>	Gear Width	<input type="text" value="75"/>
Bore Radius	<input type="text" value="200"/>	Bore Radius	<input type="text" value="400"/>
Hand of Helix	<input checked="" type="radio"/> LH <input type="radio"/> RH	Hand of Helix	<input type="radio"/> LH <input checked="" type="radio"/> RH

Geometry Settings: Profile points Layers

Figura 4.6.2 Datos a introducir para el engrane entre la rueda intermedia y la de salida

4. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

5. Hay que volver a presionar Next para acceder al menú Connection. La información que hay que introducir para el engrane entre el piñón y la primera rueda intermedia es la misma que la reflejada en las figuras 4.1.16 y 4.1.17. Las del segundo par de engranajes coinciden con las figuras 4.5.4 y 4.5.5. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.6.3.

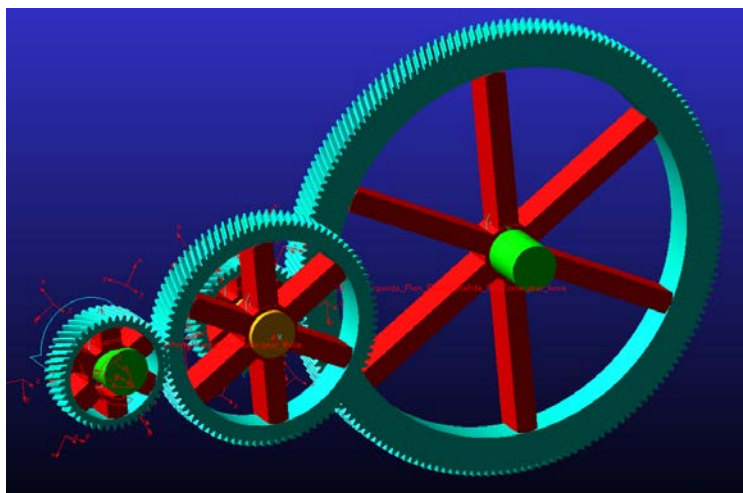


Figura 4.6.3 Resultado del tren de engranajes compuesto helicoidal

Tras la simulación, se guarda y se abre el postprocesador para comprobar que el modelo funciona correctamente y que se cumplen las relaciones de transmisión. En la figura 4.6.4 se adjunta el gráfico correspondiente a la velocidad angular de cada uno de los engranajes. El comportamiento y velocidades del mecanismo coinciden con el de los dientes rectos.

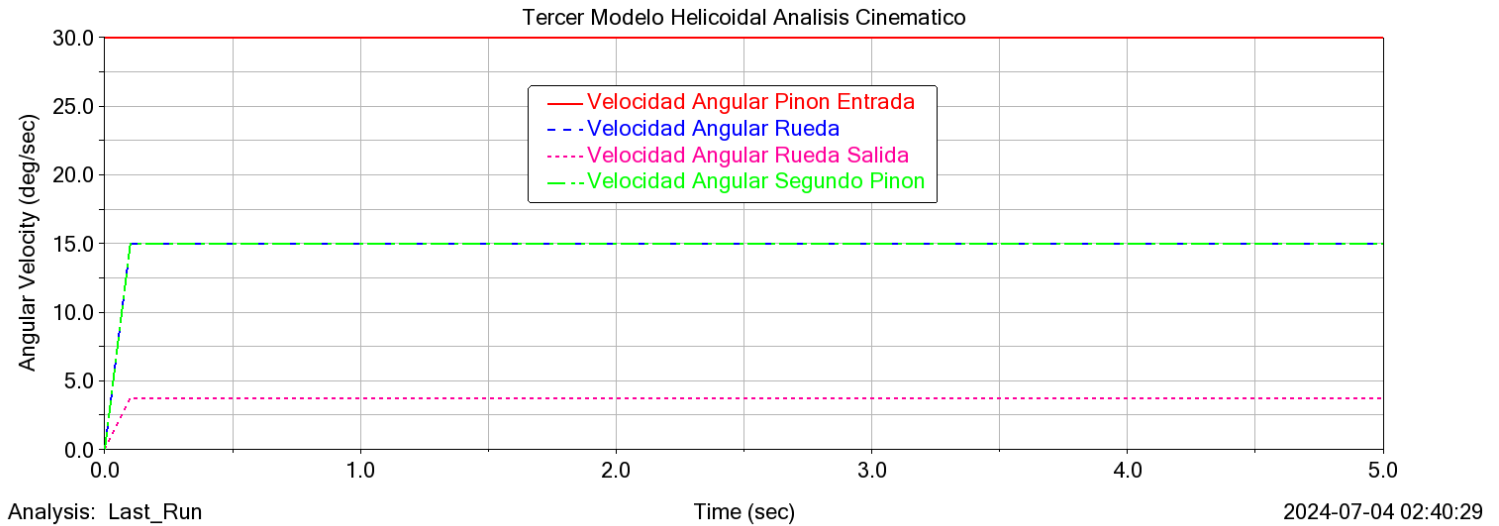


Figura 4.6.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del tercer modelo con dientes helicoidales

Sólo falta realizar el análisis dinámico para acabar de confirmar el buen funcionamiento del modelo. El resultado tiene que ser el mismo al de apartado 4.5 ya que las condiciones no cambian, lo único que varía es el tipo de diente empleado. Se muestra la solución en la figura 4.6.5, y es evidente observar que el comportamiento es el esperado y explicado en los modelos anteriores.

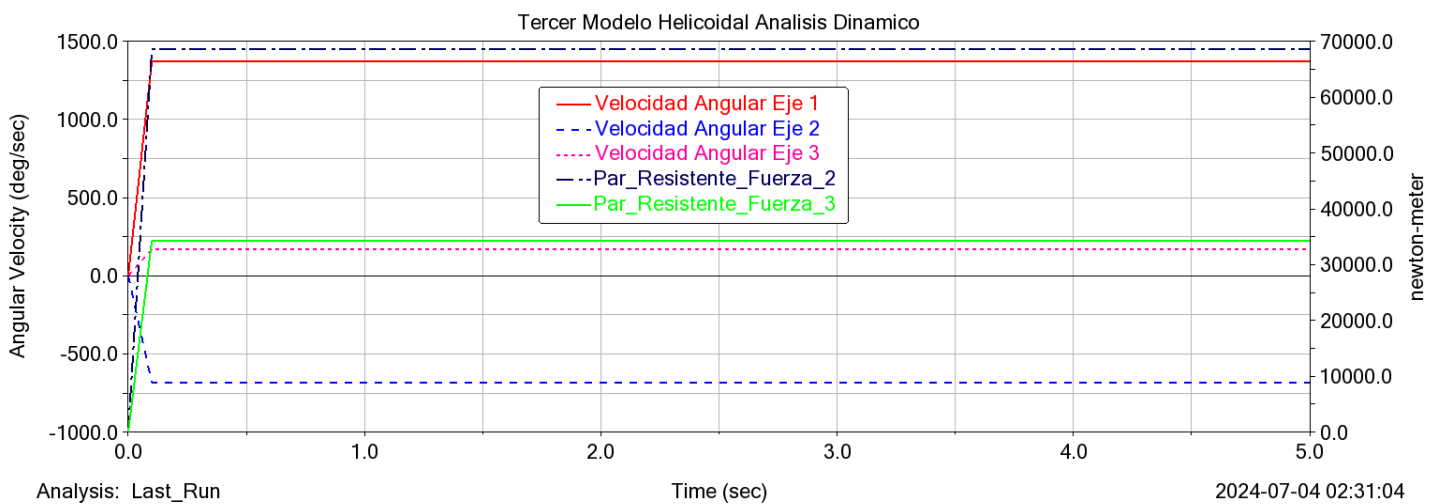


Figura 4.6.5 Resultados obtenidos del análisis dinámico del tercer modelo con dientes helicoidales

4.7 Engrane Interno

A diferencia de los anteriores en los cuales todos los engranes han sido externos, en este se propone un modelo sencillo en lo que uno de los engranajes actúa como corona interior de forma que se produce un engrane entre interno entre la misma y otro engranaje. Los engranajes que van dentro de la corona son los descritos en el modelo 4.1, y la corona se ha diseñado con 180 dientes rectos helicoidales y la distancia entre el centro de la rueda y el de la corona es de 225 mm. Para calcular los diámetros primitivos se usa módulo 5.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_1.cmd ya que es el que se va a utilizar como base.

2. Hay que configurar el área de trabajo, para ello Settings/Working Grid/En Size X se escribe 550 mm y en Size Y 500 mm.

El siguiente y último paso es crear el engrane interno. Como bien se ha comentado, se está usando el primer modelo como referencia. Por tanto, lo único que se va a crear es el par de engranaje entre lo que se ha nombrado como rueda de salida y una corona interior que es lo nuevo de este modelo. Para ello, se han de realizar las siguientes instrucciones:

3. Machinery/Gear/Create a Gear Pair/Gear Type: Spur/Method:Simplified/En el apartado de geometría hay que introducir los valores mostrados en la figura 4.7.1.

Parameter	GEAR1	GEAR2
Module	5.0	5.0
Pressure Angle	20.0	20.0
Axis of Rotation	(0.0, 0.0, 0.0)	(0.0, 0.0, 0.0)
Name	Rueda	Engranaje Interno
Center Location	(168.75, 0.0, 50.0)	(-56.25, 0, 50)
No. of Teeth	90	180
Gear Width	75.0	75
Bore Radius	200.0	Outer Radius: 452.5
Profile points	10	10
Layers	5	5

Figura 4.7.1 Datos a introducir para generar el engrane interno

4. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

5. Hay que volver a presionar Next para acceder al menú Connection. La información que hay que introducir para cada uno de los engranajes se muestra en la figura 4.7.2. Sólo hay que determinar la conexión de la corona, puesto que la de la rueda viene definida por el engrane con el piñón. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.7.3.

GEAR1	GEAR2
Type	Rotational
Body	ground

Figura 4.7.2 Datos a introducir para la corona interior

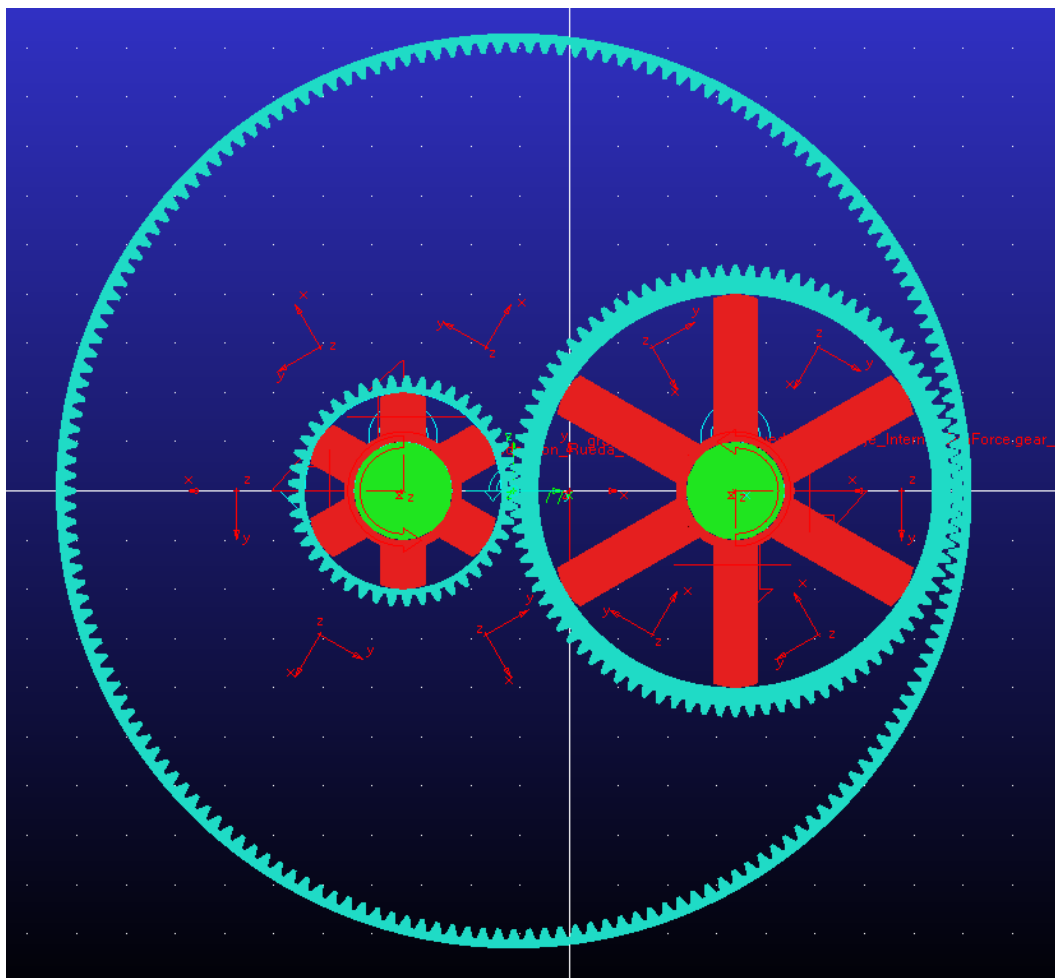


Figura 4.7.3 Resultado obtenido tras crear el engrane interno

Tras la simulación, se guarda y se abre el postprocesador para comprobar que el modelo funciona correctamente y que se cumplen las relaciones de transmisión. En la figura 4.7.4 se adjunta el gráfico correspondiente a la velocidad angular de cada uno de los engranajes. La línea azul continua corresponde al piñón, la rueda ha sido representada con una línea roja continua y la corona interna es la línea rosa continua. Como se ha utilizado el modelo definido en el apartado 4.1, se sabe que la velocidad angular de entrada definida en el Motion son 30 deg/s. La rueda intermedia tiene el doble de dientes que el piñón, por tanto la velocidad angular de esta debe ser la mitad que la primera y como se observa en la figura 4.7.4 su valor es de 15 deg/s. Y a su vez, la corona interna cuenta con el doble de dientes que la intermedia, por lo cual su velocidad angular también debe ser la mitad, y como se ve en el gráfico es 7,5 deg/s.

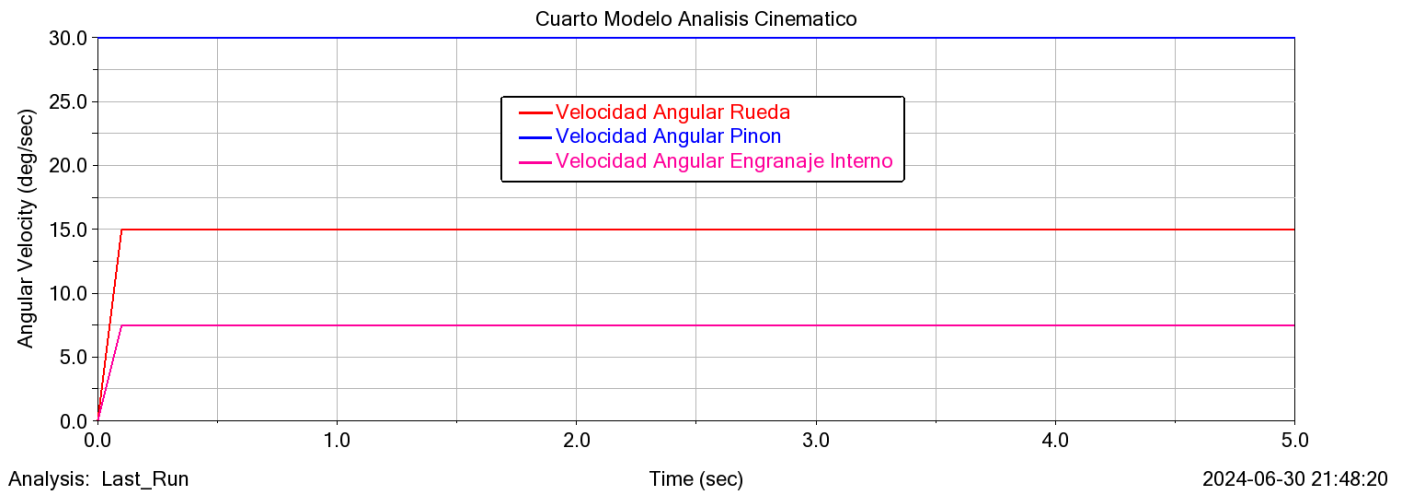


Figura 4.7.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del cuarto modelo

Se ha de exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_4.

Como comprobación del correcto funcionamiento del modelo se procede a hacer el análisis dinámico, que tiene que dar la misma solución que la mostrada en la figura 4.1.25 del apartado 4.1. Este se muestra en la figura 4.7.5.

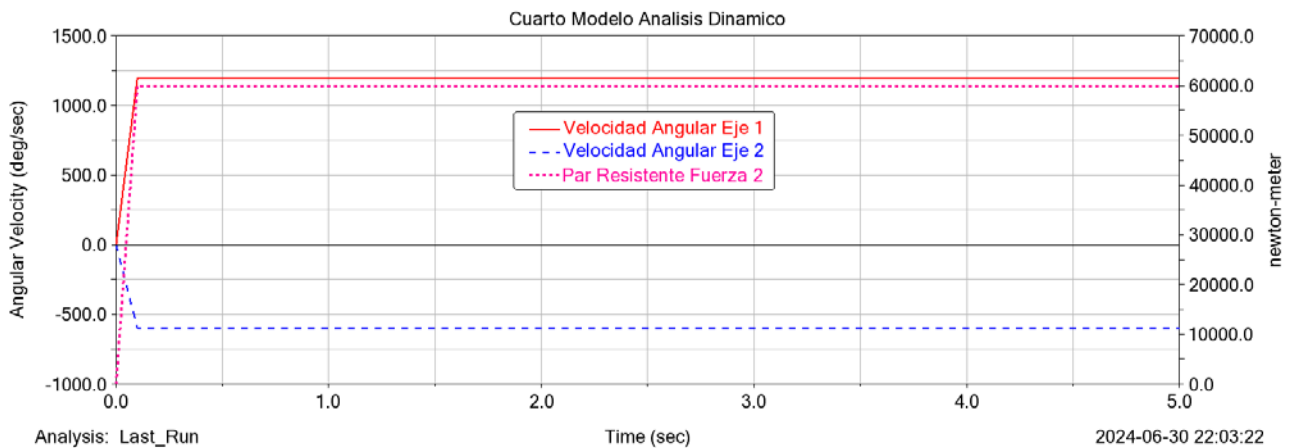


Figura 4.7.5 Resultados obtenidos del análisis dinámico del cuarto modelo

4.8 Engrane Interno Helicoidal

Para convertir el modelo descrito en el apartado 4.7, se va a partir del explicado en el apartado 4.2 que corresponde al primero pero con dientes helicoidales. Y sólo falta el engrane interno.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_4.cmd.

2. Lo único que cambia con respecto al 4.7 es el tipo de diente. Para ello, el primer paso es borrar todos los sistemas de engranajes creados al igual que se hizo con el modelo 4.2. En este caso, en vez de tener tres elementos en la carpeta Gear Systems debe haber cinco pero hay que eliminarlos todos.

Únicamente falta crear el par de engranajes entre la rueda y la corona interior, que en este caso sería entre el engranaje ya existente, que es la rueda, y otro nuevo.

3. En el menú de creación y herramientas, se selecciona el apartado de Machinery. Dentro del subgrupo Gear se selecciona Create Gear Pair/Gear Type: Helical/Method: Simplified. A continuación, el software pide una serie de información acerca de la geometría, en la figura 4.8.1 se muestran los datos a introducir para dicho engrane.

GEAR1		GEAR2	
Name	Rueda	Name	Engranaje_Intern Internal
<input type="radio"/> New <input checked="" type="radio"/> Existing	Select Gear: Rueda	<input checked="" type="radio"/> New <input type="radio"/> Existing	
Center Location	179.58,0,0,50.0	Center Location	-59.86,0,50
No. of Teeth	90	No. of Teeth	180
Gear Width	75.0	Gear Width	75
Bore Radius	200.0	Outer Radius	481.38
Hand of Helix	<input type="radio"/> LH <input checked="" type="radio"/> RH	Hand of Helix	<input type="radio"/> LH <input checked="" type="radio"/> RH

Geometry Settings: Profile points: 10 Layers: 5

Figura 4.8.1 Datos a introducir para generar el engrane entre la rueda y corona interior helicoidal

4. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En ambos engranajes, debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

5. Hay que volver a presionar Next para acceder al menú Connection. La información que hay que introducir en este engrane es únicamente la de la corona interior que corresponde a la figura 4.8.2.

GEAR1	GEAR2
Type	Rotational
Body	ground

Figura 4.8.2 Datos a introducir para la corona interior

Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.8.3.

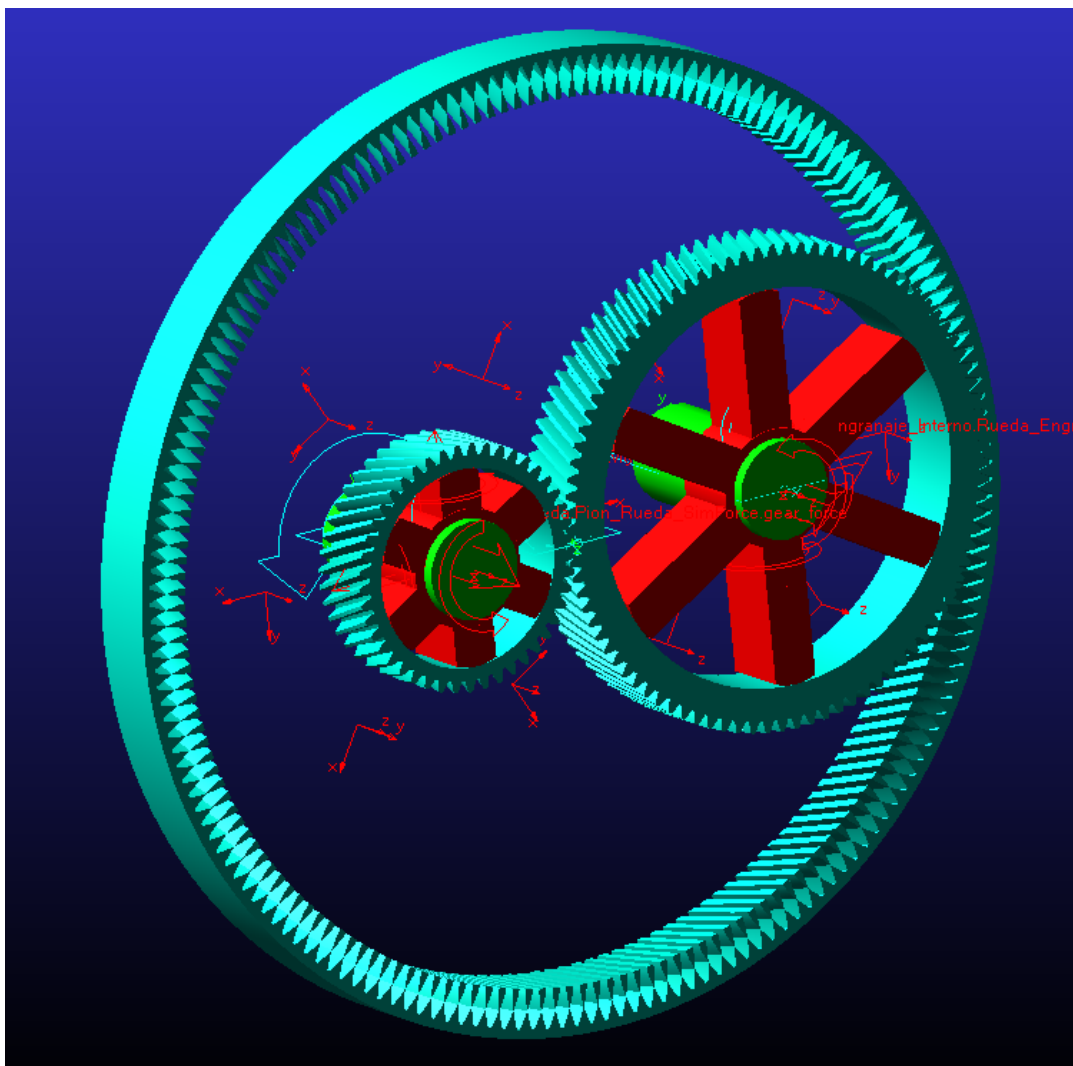


Figura 4.8.3 Resultado obtenido tras crear el engrane interno helicoidal

Se ha de exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_4_HELICOIDAL.

Como se viene haciendo con el resto, hay que realizar la simulación y comprobar en el Postprocesador que las velocidades angulares registradas en cada uno de los engranajes coincide con lo esperado atendiendo a las relaciones de transmisión. En la figura 4.8.4, se ha representado con una línea azul continua el piñón, la línea verde continua es la rueda y la roja continua es la corona interna. Al igual que sucede con los otros modelos, el Motion es de 30 deg/s. Por tanto como se observa en la gráfica teniendo en cuenta que el piñón cuenta con la mitad de dientes que la rueda, y esta a su vez tiene la mitad de dientes con respecto a la corona interior, se puede determinar que el mecanismo funciona correctamente, ya que se cumplen las relaciones de transmisión.

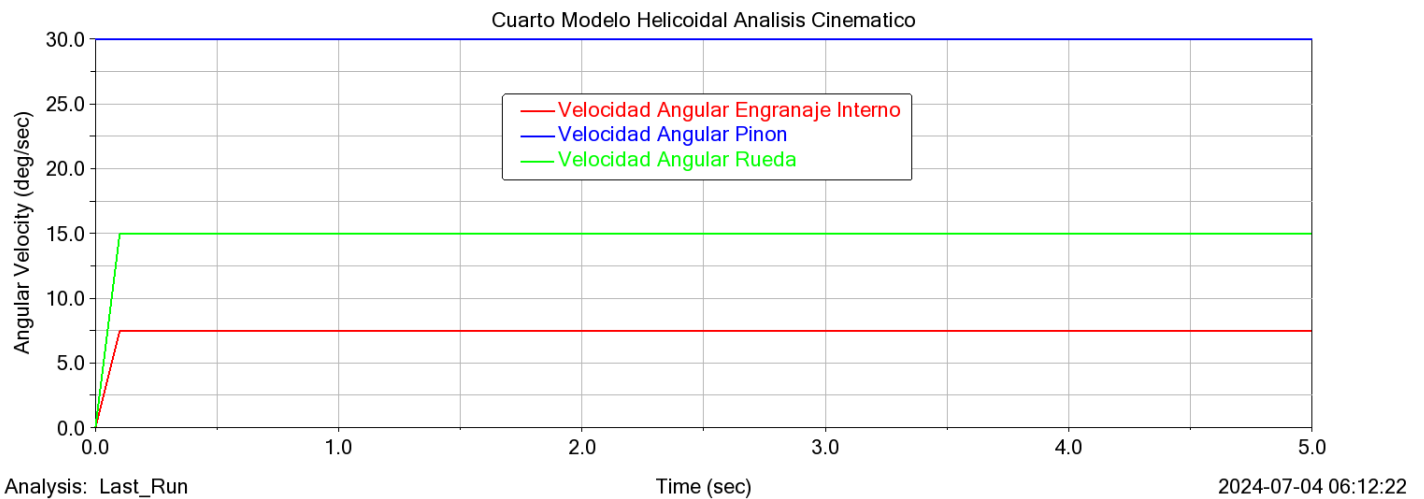


Figura 4.8.4 Resultados obtenidos del análisis cinemático del cuarto modelo con dientes helicoidales

Para llevar a cabo el análisis dinámico, hay que repetir los pasos indicados en el modelo 4.1. Y los resultados han de ser iguales al modelo 4.7, ya que únicamente cambia el tipo de diente. Los resultados se pueden apreciar en la figura 4.8.5.

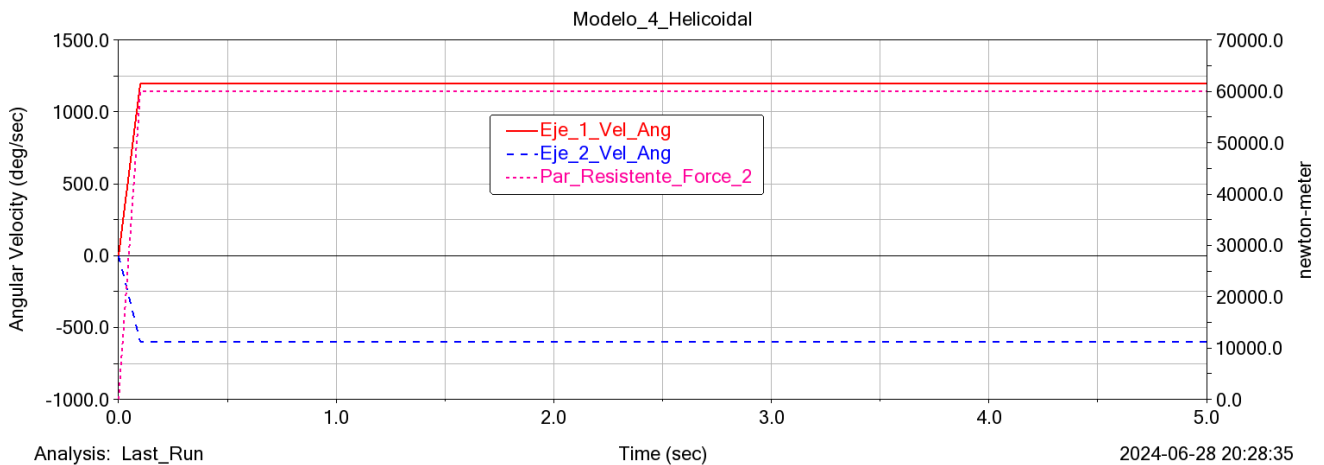


Figura 4.8.5 Resultados obtenidos del análisis dinámico del cuarto modelo con dientes helicoidales

4.9 Tren Epicicloidal Sencillo

Para generar este modelo no se va a partir de ninguno de los anteriores, ya que difiere bastante del resto. Además, se va a utilizar una herramienta distinta para generar sistemas planetarios con la que cuenta MSC Adams. El diámetro y dientes de los planetas y sol es 50 mm y 45 dientes frente a 100 mm y 90 dientes, mientras que los datos del anillo son 136 mm 180 dientes. El módulo utilizado es 5 y los dientes son

1. Hay que abrir Adams View y crear un nuevo modelo al que se le va a nombrar como MODELO_5.

2. Lo primero que se va a diseñar es el eje que atraviesa el Sol, pero es algo que ya se ha explicado repetidas veces. Bodies/Solids/RigidBody: Cylinder/New Part, se han de marcar ambas casillas y escribir 150 mm y 50 mm respectivamente/Seguidamente haciendo click derecho en el área de trabajo se introducen las coordenadas 0, 0, -75 (Rel. To Grid) se pulsa Enter, esto hay que hacerlo dos veces. Se renombra al cuerpo creado como Eje_Sol.

A continuación, se va a crear el sistema planetario de engranajes que es la principal característica de este modelo con respecto a los anteriores. Para ello, se han de seguir los pasos que se detallan a continuación:

3. Machinery/Gear/Planetary Gear/Type: Planetary Set/Method: Simplified/Se introducen los datos que se adjuntan en la figura 4.9.1.

Field	Value
Set Name	Planet_set_1
Center Location	0,0,37.5
Axis of Rotation	Global Z
Module (Normal)	5
Pressure Angle (Normal)	20.0
Gear Width	75
Helix Angle	0
Planet Gears	3
Sun Gear Teeth	90
Ring Gear Teeth	180
Planet Gear Teeth	45
Backlash	Angle
Sun - Planet Backlash	0.1
Planet - Ring Backlash	0.1
Sun Gear Bore/Ring Radius	50
Ring Gear Bore/Ring Radius	68.0
Planet Gear Bore/Ring Radius	25
Profile Points	10
Layers	5

Figura 4.9.1 Datos a introducir para crear el sistema planetario

Es muy importante tener en cuenta, que a la hora de utilizar esta herramienta se debe cumplir la condición mostrada en la ecuación 5.6 adjunta en el Anexo A. Además, es necesario tener en cuenta las holguras por temas de lubricación para que no se produzca la rotura de los engranajes. Es por eso que en el apartado Pair, se han escogido unos valores entre 0.1 y 0.2 aproximadamente ya que suelen ser los habituales.

4. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En todos los engranajes que van a conformar el sistema debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

5. En el siguiente apartado que es Connection, por el momento se van a configurar todos los engranajes que conforman el sistema planetario, pero el Carrier por el momento no por eso se va a seleccionar None, ya que va a ir conectado a un cuerpo que todavía no se ha diseñado y que para crearlo se requiere de tener representado el set planetario. La información que hay que introducir se muestra en las figuras 4.9.2, 4.9.3 y 4.9.4. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.9.5.

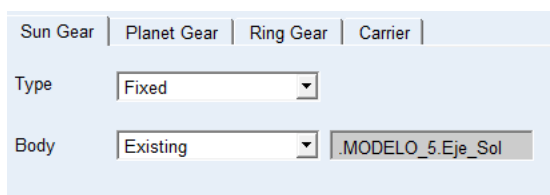


Figura 4.9.2 Datos a introducir para el Sol

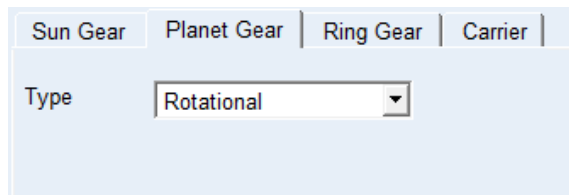


Figura 4.9.3 Datos a introducir para los Planetas

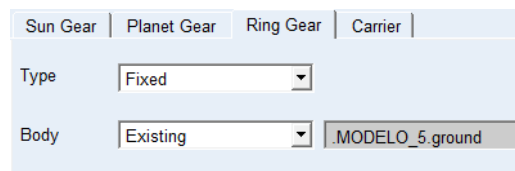


Figura 4.9.4 Datos a introducir para el anillo

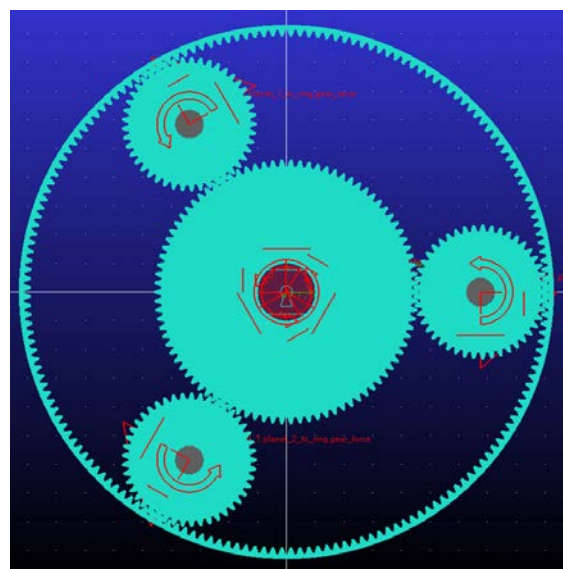


Figura 4.9.5 Sistema planetario obtenido

En el siguiente paso, se va a diseñar el engranaje que va a actuar como eje de salida en el mecanismo, puesto que el portaplanetas conectará este con los engranajes planetarios.

6. En la barra de herramientas superior se selecciona Position: Move/Se ha de marcar la casilla Copy, además en el desplegable escoger Vector y en Distance se escribe 275 mm/ En el área de trabajo con el click izquierdo se selecciona el cuerpo que se desea copiar, en este caso Eje_Sol y como vector se puede utilizar el Eje_Sol.cm.Z. Se renombra al cuerpo como Eje_Segundo_Sol.

Ahora se va a crear la estructura que va a ejercer como Portaplanetas. No se ha podido hacer antes, pues como se ha comentado para su creación se requiere del sistema planetario, ya que se van a seleccionar puntos del mismo.

7. Bodies/Construction/Arc/Circle/New Part/Se marca la casilla Radius y se introduce como valor 25 mm, pero además también se ha de seleccionar la casilla Circle. Seguidamente se hace click izquierdo en Planet_set_1.carrier.planet_3_cylinder.E1 (center). Es posible que salte un mensaje como el mostrado en la figura 4.9.6 en la que el software indica que efectivamente el cuerpo no tiene masa. No hay que darle importancia a este mensaje puesto que posteriormente se va a llevar a cabo una extrusión y por tanto a este se le va a conferir una masa. Se cierra este mensaje y se renombra el cuerpo como Portaplanetas.

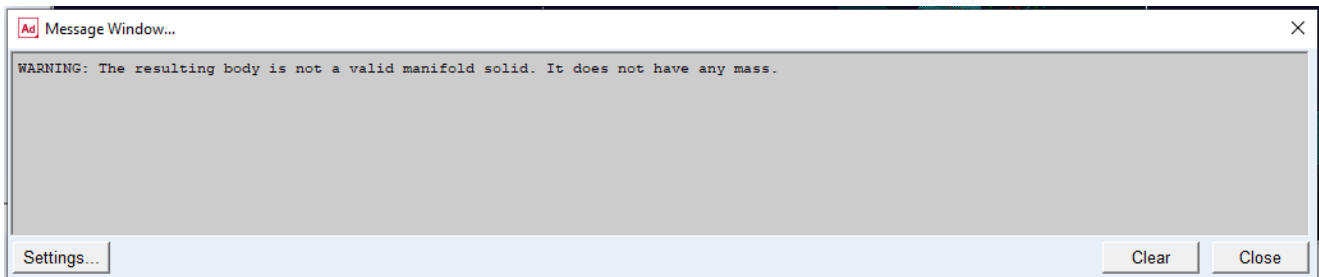


Figura 4.9.6 Mensaje de advertencia tras el primer paso de creación del Portaplanetas

8. Bodies/Construction/Polyline/Add to Part/One Line/No se escoge ninguna de las casillas. En el área de trabajo, se selecciona con click izquierdo el cuerpo Portaplanetas y posteriormente haciendo click derecho en cualquier parte del área de trabajo se introduce las coordenadas 337.5, 0, 105 (Rel. To Grid) se pulsa Enter. Tras esto hay que introducir las coordenadas del punto final de la línea que son 337.5, 0, 185 y volver a presionar Enter.

9. Hay que repetir el mismo paso que antes, lo único que cambia son las coordenadas del punto inicial y final de la recta que son 297.5, 0, 225 y 40, 0, 225 respectivamente.

10. Bodies/Construction/Arc/Add to Part/Se marca la casilla Radius y como valor se introduce 40 mm. En este caso, no hay que seleccionar Circle y en Start Angle y End Angle se escribe 0d y 90d respectivamente. En el área de trabajo se presiona click izquierdo sobre el cuerpo Portaplanetas y seguidamente hacemos click derecho para introducir las coordenadas del centro del arco que en este caso son 297.5, 0, 185 (Rel. To Grid). El arco tiene que quedar como se muestra en la figura 4.9.7 y seguidamente se ha de rotar, haciendo uso de la herramienta Move que se encuentra dentro de Edit en la barra superior. Se selecciona Relocate the geometry, como cuerpo se escoge el ARC_26 y se rota -90° en Z.

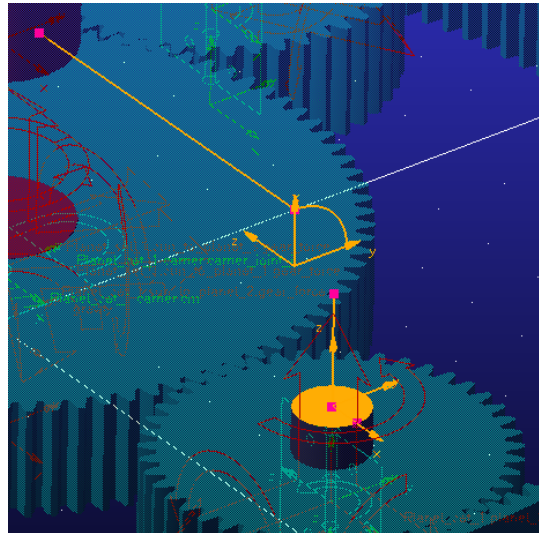


Figura 4.9.7 Posición objetivo del arco tras su creación

11. Para poder extruir como bien se ha explicado en otros modelos, se requiere que todos los arcos y líneas conformen una cadena. Bodies/Booleans/Chain/Hay que seleccionar con click izquierdo el cuerpo que en este caso es Portaplanetas y posteriormente todos los elementos que conforman la cadena en el siguiente orden: Portaplanetas.POLYLINE_24, Portaplanetas.ARC_26 y Portaplanetas.POLYLINE_25. Una vez escogidos todos, se pulsa click derecho para crear la cadena.

12. Por último se realiza la extrusión. Bodies/Solids/Extrusion/Add to Part/En Profile se elige Curve y en Path se escoge Along Path. Se ha de pulsar click izquierdo sobre el cuerpo Portaplanetas. A continuación, como perfil se selecciona Portaplanetas.CIRCLE_23 y como Path Curve Portaplanetas.CHAIN_27. Como se necesitan dos estructuras más igual que esta, se van a generar dos copias del elemento EXTRUSION_30 y se van a rotar 120° 240° , de forma similar a como se ha hecho en el paso 10 con el arco. Como resultado, se tiene que obtener una estructura del Portaplanetas como la mostrada en la figura 4.9.8.

13. Para concluir con lo referente a la estructura Portaplanetas en sí, hay que modificar dentro del Planet_set_1 la Connection del cuerpo Carrier, puesto que antes no se tenía creado y ahora sí. La modificación a realizar se ha mostrado en la figura 4.9.9. Esto es lo único que hay que cambiar, el resto se deja igual.

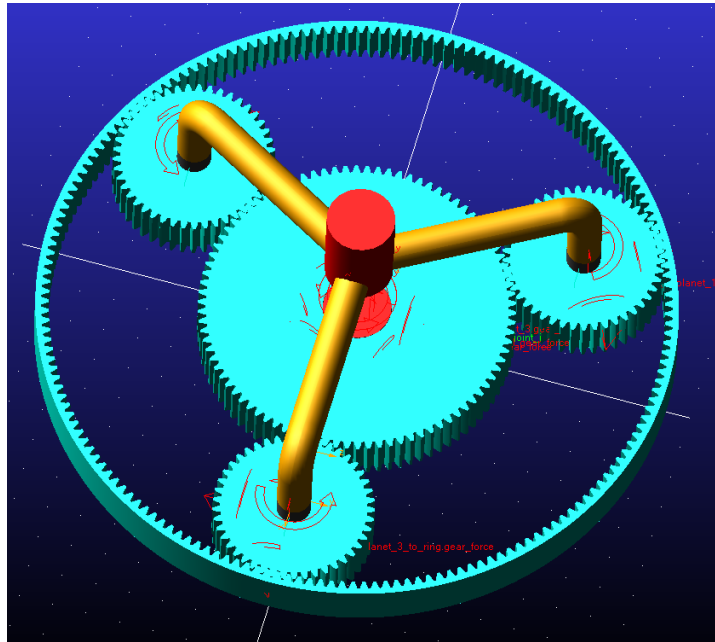


Figura 4.9.8 Resultado de la estructura Portaplanetas

Sun Gear	Planet Gear	Ring Gear	Carrier
Type	Fixed		
Body	Existing		Portaplanetas

Figura 4.9.9 Datos a introducir para el Carrier

El modelo todavía no está completo porque falta crear los diferentes pares fijos y de revolución, así como el Motion para que todo funcione correctamente.

14. Se procede a diseñar el par fijo entre el cuerpo Portaplanetas y Eje_Segundo_Sol. En el menú de creación y herramientas, dentro de la pestaña Connectors se selecciona Create a Fixed Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Portaplanetas y como segundo cuerpo se selecciona Eje_Segundo_Sol. Por último se ha de escoger la localización Eje_Segundo_Sol.MARKER_1. Se renombra al par como Par_Fijo_Portaplanetas_Eje_Segundo_Sol.

15. Seguidamente, se va a diseñar el par de revolución entre el Eje_Sol y Ground. Para ello, en el menú de creación y herramientas se selecciona Connectors. Dentro del subgrupo Joints/Create a Revolute Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Eje_Sol y como segundo cuerpo se selecciona Ground. Por último se ha de escoger la localización Eje_Sol.MARKER_1. Se renombra al par como Par_R_Eje_Sol_Ground.

16. Se requiere de otro par de revolución. El proceso de creación es exactamente el mismo que el explicado en el quinceavo paso, lo único que cambian son los cuerpos escogidos y la localización. En este caso, el primer cuerpo es Portaplanetas y el segundo es Ground. La ubicación de dicho par es el punto Portaplanetas.cm y se renombra como Par_R_Portaplanetas_Ground.

17. Para finalizar, sólo falta introducir el Motion. Motions/Joint Motions/Rotational Joint Motion/Rot. Speed = 30/Se selecciona el Par_R_Eje_Sol_Ground y se renombra como Motion_Entrada.

Se ha de inicializar la simulación y comprobar que el modelo funciona como corresponde. Además, hay que exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_5.

Un sistema planetario de engranajes consta de cuatro componentes principalmente: engranaje solar, engranajes planetarios, una corona y el portaplanetas. El eje de entrada impulsa el engranaje solar para hacerlo girar. Los engranajes planetarios engranan con el engranaje solar y giran sobre sus ejes a medida que gira el engranaje solar. El engranaje planetario también engrana con la corona estacionaria, lo que hace que los engranajes planetarios giren alrededor del engranaje solar. El portaengranajes mantiene unidos los engranajes planetarios y establece su espaciado. Gira con los engranajes planetarios y se combina con el eje de salida. Cuanto más pequeño sea el engranaje solar que elija, mayor será la relación de transmisión. En la discusión matemática, la relación de transmisión más baja es 3:1 y la más grande es 10:1. En este caso, se ha diseñado para tener una relación de transmisión de 3:1 tal y como se puede comprobar haciendo uso de la ecuación 5.2 presente en el anexo A. Esto es fácil de comprobar, ya que si todo funciona correctamente, la velocidad angular del eje de entrada (llamado como Eje_Sol) debe ser tres veces mayor que la del eje que se ha nombrado como Eje_Segundo_Sol. Como se sabe que la velocidad angular de entrada corresponde a 30°/s puesto que es lo que se ha definido en Motion_Entrada, significa que en la salida se han de tener 10°/s. La comprobación se muestra en la figura 4.9.10 que está correspondiente con el análisis cinemático previamente comentado.

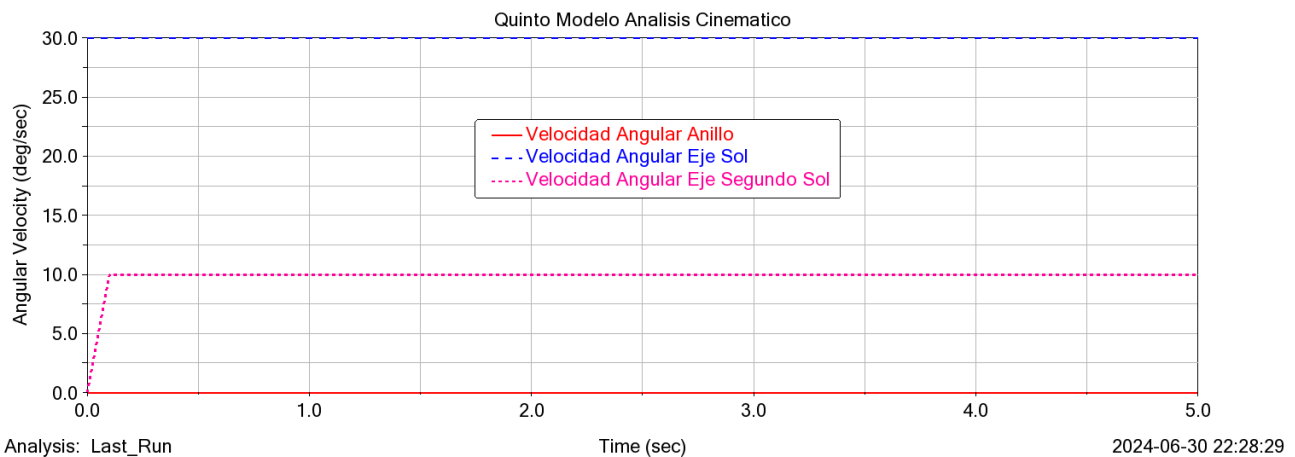


Figura 4.9.10 Resultados obtenidos del análisis cinemático del quinto modelo

Para proceder a realizar el análisis dinámico, como este modelo es algo distinto a los anteriores primero se va a explicar cómo hacerlo. Aunque es muy similar a lo comentado anteriormente.

En primer lugar, se ha de crear las mediciones de la velocidad angular tanto del eje nombrado como Eje_Sol y Eje_Segundo_Sol. Para ello se va a explicar uno de ellos y el otro simplemente es replicar el proceso/Dentro del árbol de componentes se selecciona con click izquierdo el cuerpo Eje_Sol/Seguidamente en el menú de creación y herramientas hay que dirigirse a Design Exploration/Dentro del subgrupo Measures se escoge Create a new Measure/Se renombra como Eje_Sol_Vel_Ang y en Characteristic se elige CM angular velocity y en Component Z y se presiona la tecla OK. El resultado que se ha de obtener es el mostrado en la figura 4.9.11. Sólo falta repetir el proceso, pero seleccionando en el árbol de componentes el Eje_Segundo_Sol, y se renombra la medición como Eje_Segundo_Sol_Vel_Ang.

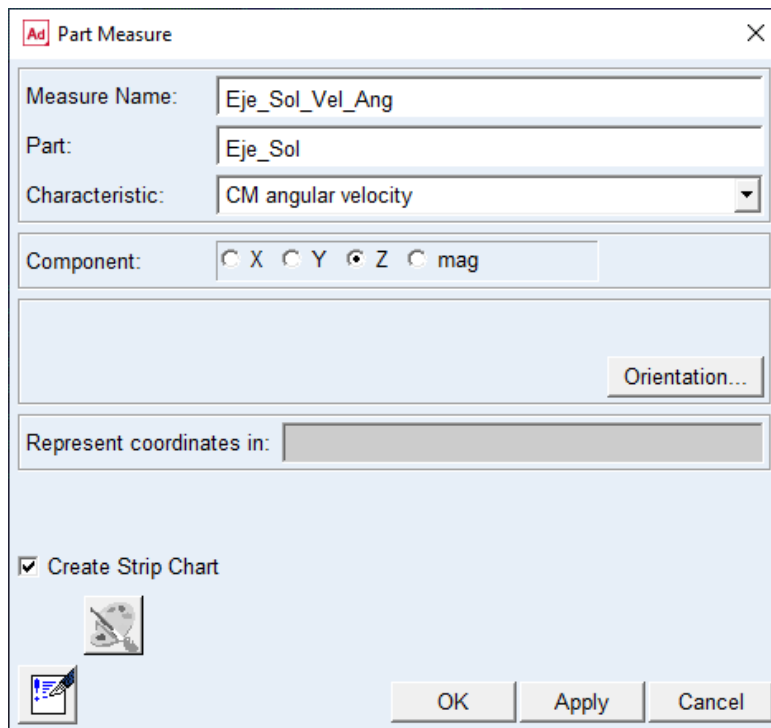


Figura 4.9.11 Resultado a obtener en la creación de la medición de la velocidad angular del Eje_Sol

Seguidamente se han crear los pares resistentes para que así el modelo no trabaje en vacío. Pero antes se tiene que eliminar el Motion_Entrada, para ello se pulsa click derecho sobre el mismo dentro del árbol de componentes y se selecciona Delete.

Una vez hecho esto se procede a crear las fuerzas. Para ello en el menú de creación y herramientas se ha de ir al apartado Forces/En Applied Forces se selecciona Create a Torque/En el desplegable de Run-time Direction se deja Space Fixed, en Construction Normal to Grid y Characteristic se opta por Custom/Primero se elige el cuerpo, en este caso se va a hacer para el Eje_Sol por lo que se elige este y como ubicación Eje_Sol.MARKER_1/Tras esto se abrirá una ventana porque se ha selecciona Custom, y

se ha de escribir en Function 30000. Como resultado se ha de obtener lo mostrado en la figura 4.9.12. Para el segundo torque que se ha de colocar en el Eje_Segundo_Sol, el proceso es el mismo, simplemente cambia el cuerpo que en este caso será Eje_Segundo_Sol, la ubicación que es Eje_Segundo_Sol.MARKER_1, y la función que se muestra en la figura 4.9.13.

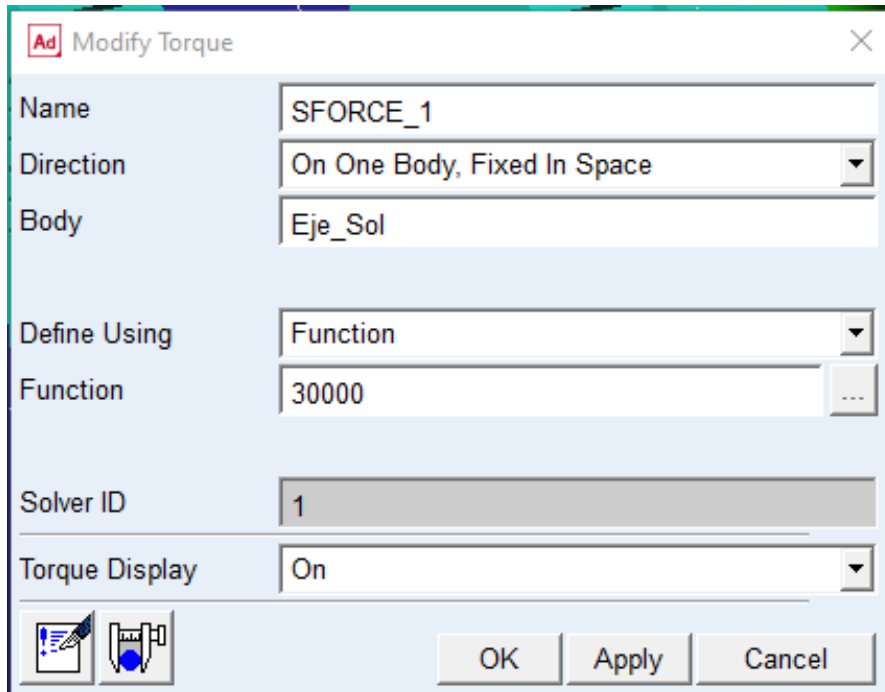


Figura 4.9.12 Resultado de la creación del torque sobre el Eje_Sol

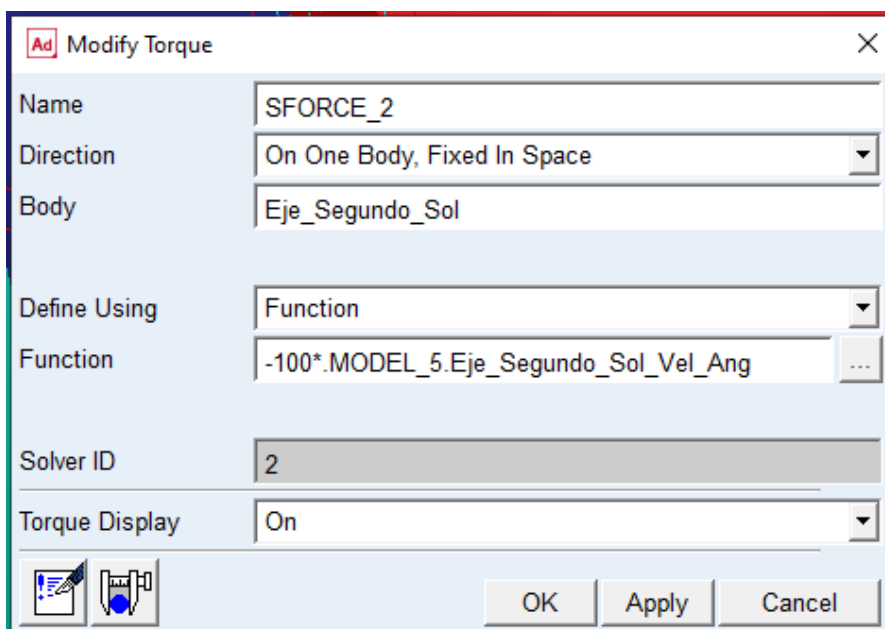


Figura 4.9.13 Resultado de la creación del torque sobre el Eje_Segundo_Sol

Por último sólo falta crear una medición del torque que se ha colocado sobre el Eje_Segundo_Sol. Para ello dentro del árbol de componentes, se selecciona con el click izquierdo SFORCE_2/En el menú de creación y herramientas hay que dirigirse a Design

Exploration y en el subapartado Measures se escoge Create a New Measure/Se renombra como Par_Resistente_Force_2, en el desplegable de Characteristic se escoge Torque y en Componente mag. En From/At ha de elegirse Eje_Segundo_Sol.MARKER_130. El resultado se muestra en la figura 4.9.14.

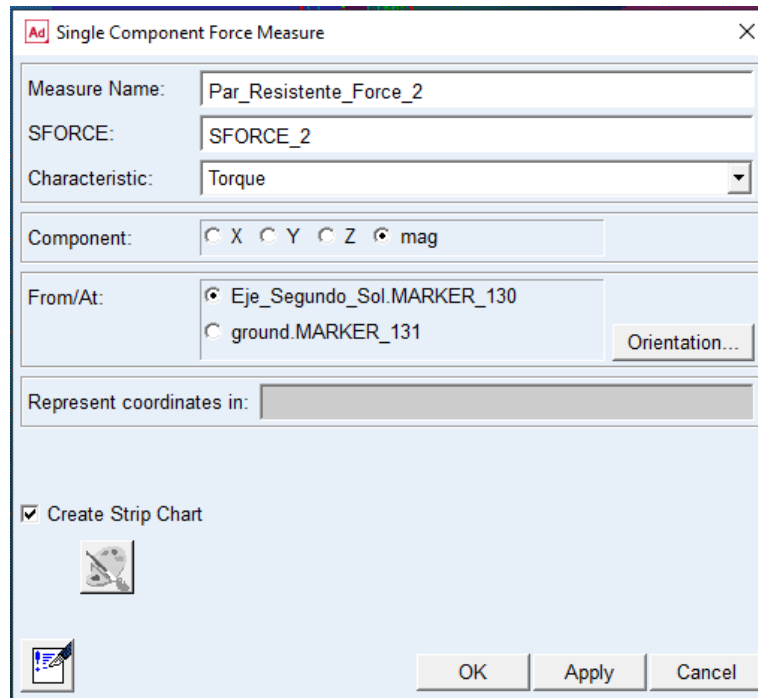


Figura 4.9.14 Resulta a obtener de la medición del torque del Eje_Segundo_Sol

Por último, hay que inicializar la simulación y comprobar que las mediciones definidas presentan el comportamiento esperado. Es decir, la velocidad angular de ambos ejes tiene que aumentar, ya que estos se aceleran, hasta alcanzar un valor máximo a partir del cual se mantiene constante, y en todo momento se ha de respetar la relación de transmisión de 3:1. El par resistente por su lado, ha de crecer solidariamente con la velocidad angular, hasta que se alcanza el máximo y permanece constante. Y como se muestra en la figura 4.9.15 este es el comportamiento obtenido.

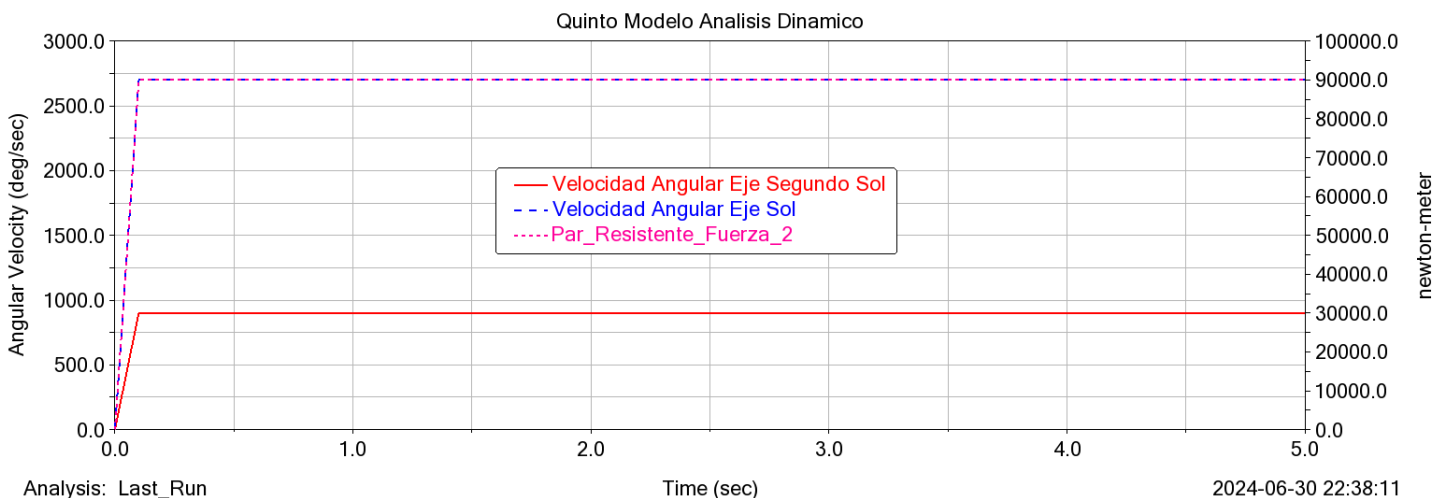


Figura 4.9.15 Resultados obtenidos del análisis dinámico del quinto modelo

4.10 Tren Epicicloidal Compuesto

En este apartado de la memoria, se va a emplear el modelo anterior para implementar otro sistema de engranajes planetario en el eje de salida. De ahí el nombre de tren epicicloidal compuesto. Realmente sólo se requiere generar el segundo sistema planetario puesto que el eje donde va montado ya se tiene y el portaplanetas diseñado anteriormente se puede reutilizar.

1. Se abre Adams View, seguidamente se presiona Existing Model y en File Name se busca MODELO_5.cmd.

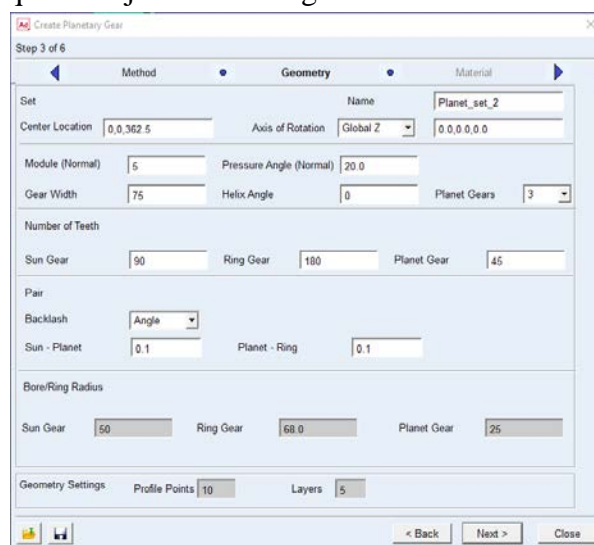
2. Lo primero de todo es modificar la longitud del Eje_Segundo_Sol, para ello hay que dirigirse al árbol de componente se despliega la carpeta de dicho cuerpo y sobre CYLINDER_1 se presiona click derecho y Modify. En Length en vez de 150 mm, que es el valor que se ha introducido en el anterior modelo se escribe 200 mm.

3. Seguidamente se quiere desplazar y generar una copia del Eje_Segundo_Sol. En la barra de herramientas superior se selecciona Position: Move/Se ha de marcar la casilla Copy, además en el desplegable escoger Vector y en Distance se escribe 325 mm/ En el área de trabajo con el click izquierdo se selecciona el cuerpo que se desea copiar, en este caso Eje_Sol_Segundo y como vector se puede utilizar el Eje_Segundo_Sol.cm.Z. Se renombra al cuerpo como Eje_Salida.

4. Se procede a hacer lo mismo, pero con el Portaplanetas. La forma de hacerlo es exactamente la misma y la distancia también. Simplemente cambia el cuerpo que va a ser el Portaplanetas y como vector MARKER_15.Z.

Por último se va a crear el segundo sistema planetario de forma similar al del anterior modelo. La información a completar es la siguiente:

5. Machinery/Gear/Planetary Gear/Type: Planetary Set/Method: Simplified/Se introducen los datos que se adjuntan en la figura 4.10.1.



The screenshot shows the 'Create Planetary Gear' dialog box, Step 3 of 6, with the 'Geometry' tab selected. The dialog contains the following fields and values:

Set		Name	
Center Location	0,0,362.5	Axis of Rotation	Global Z
Module (Normal)	5	Pressure Angle (Normal)	20.0
Gear Width	75	Helix Angle	0
Number of Teeth		Planet Gears	3
Sun Gear	90	Ring Gear	180
Planet Gear	45		
Pair			
Backlash	Angle		
Sun - Planet	0.1	Planet - Ring	0.1
Bore/Ring Radius			
Sun Gear	50	Ring Gear	68.0
Planet Gear	25		
Geometry Settings			
Profile Points	10	Layers	5

Figura 4.10.1 Datos a introducir para crear el segundo sistema planetario

6. Tras completar con toda la información previamente mostrada, se pulsa el botón Next. En todos los engranajes que van a conformar el sistema debe aparecer como material predeterminado acero (Steel), y es el que se va a dejar.

7. En el siguiente apartado que es Connection, por el momento se van a configurar todos los elementos que conforman el sistema planetario. La información que hay que introducir se muestra en las figuras 4.10.2, 4.10.3, 4.10.4 y 4.10.5. Tras esto, se presiona Next y seguidamente el botón Finish. El resultado que se debe obtener tras seguir todos los pasos, es el mostrado en la figura 4.10.6.

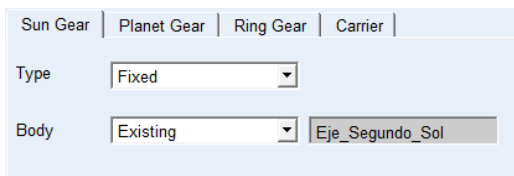


Figura 4.10.2 Datos a introducir segundo Sol

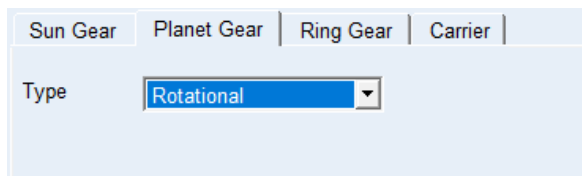


Figura 4.10.3 Datos a introducir para los Planetas

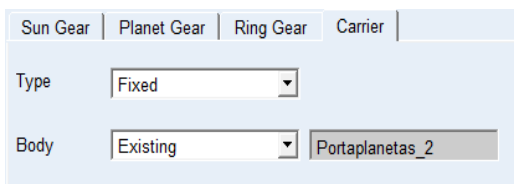


Figura 4.10.4 Datos a introducir Portaplanetas

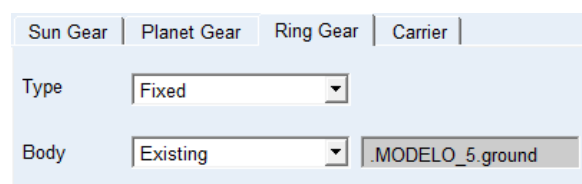


Figura 4.10.5 Datos a introducir para el Anillo Interior

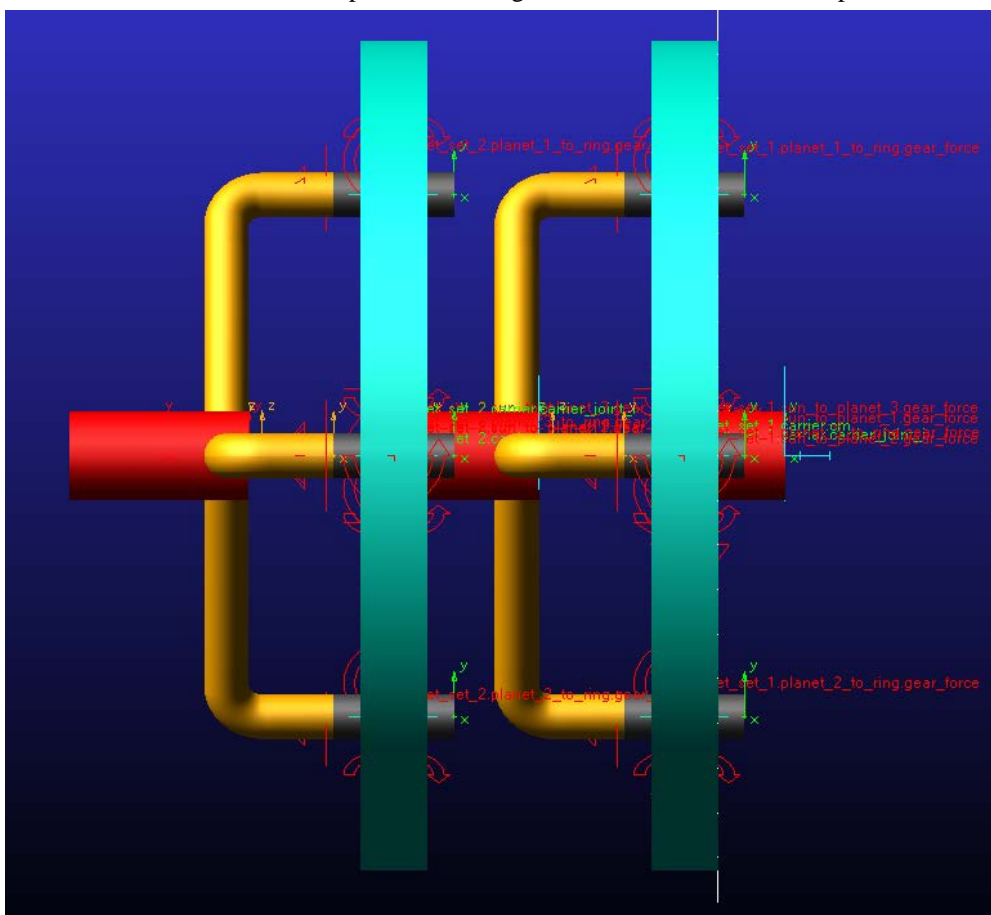


Figura 4.10.6 Resultado del Tren Epicycloidal Compuesto

Por último hay que crear un par fijo y de revolución tal y como se ha hecho anteriormente.

8. Se procede a diseñar el par fijo entre el segundo Portaplanetas que es el que se acaba de crear y Eje_Salida. En el menú de creación y herramientas, dentro de la pestaña Connectors se selecciona Create a Fixed Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es el Portaplanetas_2 y como segundo cuerpo se selecciona Eje_Salida. Por último se ha de escoger la localización Eje_Salida.MARKER_1. Se renombra al par como Par_Fijo_Portaplanetas2_Eje_Salida.

9. Seguidamente, se va a diseñar el par de revolución entre el Portaplanetas_2 y Ground. Para ello, en el menú de creación y herramientas se selecciona Connectors. Dentro del subgrupo Joints/Create a Revolute Joint/2 bodies – 1 Location/ Normal To Grid. Seguidamente se selecciona el primer cuerpo que es Portaplanetas_2 y como segundo cuerpo se selecciona Ground. Por último se ha de escoger la localización Eje_Salida.MARKER_1. Se renombra al par como Par_R_Portaplanetas2_Ground.

Se ha de inicializar la simulación y comprobar que el modelo funciona como corresponde. Además, hay que exportar el modelo, para ello File/Export y en File Type se escoge Adams View Command File. Como nombre del modelo se utiliza MODELO_6.

Lo primero es comprobar que el análisis cinemático del modelo es correcto. Como se ha partido de base del quinto modelo, en ambos sistemas planetarios el anillo permanece estático. Como bien se explicó en el apartado 4.9, la relación de transmisión era de 3:1, y en este caso hay un segundo sistema planetario cuya relación de transmisión vuelve a ser 3:1. Por lo que como la velocidad angular del Eje_Sol es 30°/s, puesto que es el valor fijado en el Motion_Entrada, en el Eje_Segundo_Sol se ha de tener 10°/s y en el Eje_Salida 3°/s. Este comportamiento es el obtenido y mostrado en la figura 4.10.7.

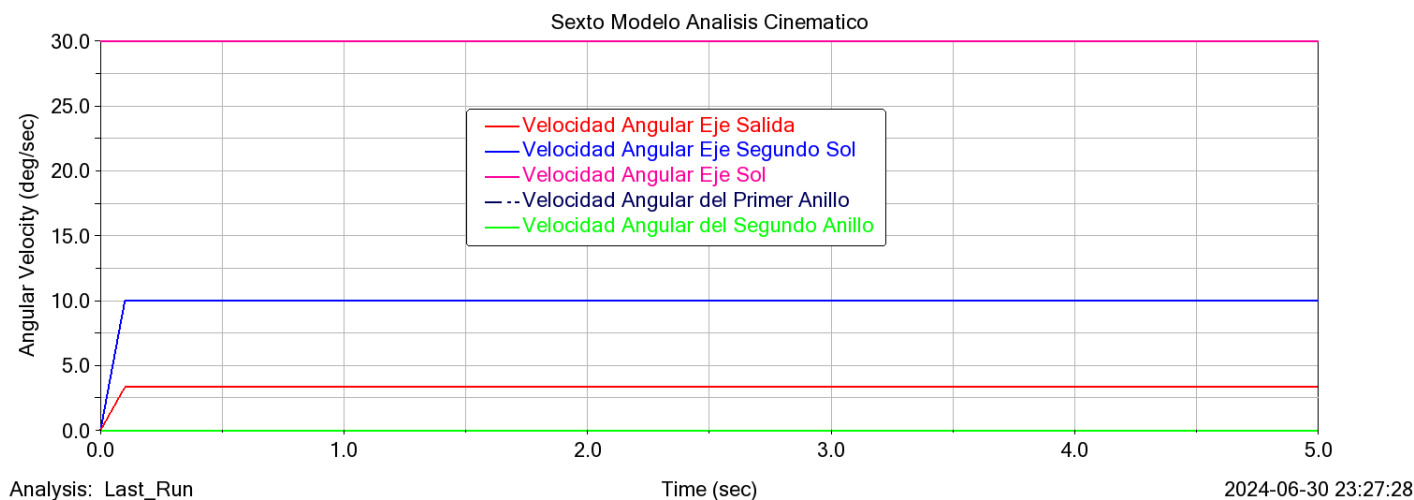


Figura 4.10.7 Resultados obtenidos del análisis cinemático del sexto modelo

Para realizar el análisis dinámico, es muy similar a lo definido en el apartado 4.9 para el quinto modelo, simplemente que ahora se tiene un eje más, y por tanto hay que añadir una medición de velocidad angular sobre el Eje_Salida, una tercera fuerza sobre el mismo eje y una medición de dicho torque. Simplemente se va a explicar cómo crear el nuevo torque, porque las dos mediciones son exactamente iguales que las explicadas en modelos anteriores.

Se procede a crear la fuerza. Para ello en el menú de creación y herramientas se ha de ir al apartado Forces/En Applied Forces se selecciona Create a Torque/En el desplegable de Run-time Direction se deja Space Fixed, en Construction Normal to Grid y Characteristic se opta por Custom/Primero se elige el cuerpo, en este caso se va a hacer para el Eje_Salida por lo que se elige este y como ubicación Eje_Salida.MARKER_1/Tras esto se abrirá una ventana porque se ha selecciona Custom, y se ha de escribir en Function lo que se muestra en la figura 4.10.8.

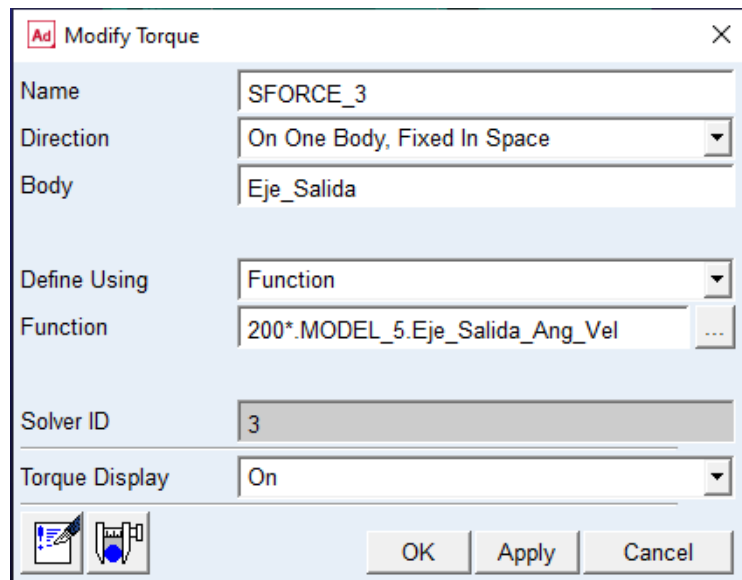


Figura 4.10.8 Resultado de la creación del torque sobre el Eje_Salida

Por último, una vez se tiene preparado todo, sólo falta inicializar la simulación y ver cómo evolucionan los parámetros y se cumplen las tendencias que se han ido definiendo a lo largo del resto de modelo. En la figura 4.10.9 se muestran los resultados y se observa claramente que los ejes se aceleran hasta que se alcanza un valor máximo a partir del cual se mantiene constante. Pero en todo momento se cumplen las relaciones de transmisión de 3:1 de ambos sistemas planetarios. Mientras tanto, el torque aumenta al aumentar la velocidad angular y cuando se llega al valor límite pasa a ser constante, es decir, mismo comportamiento que los ejes.

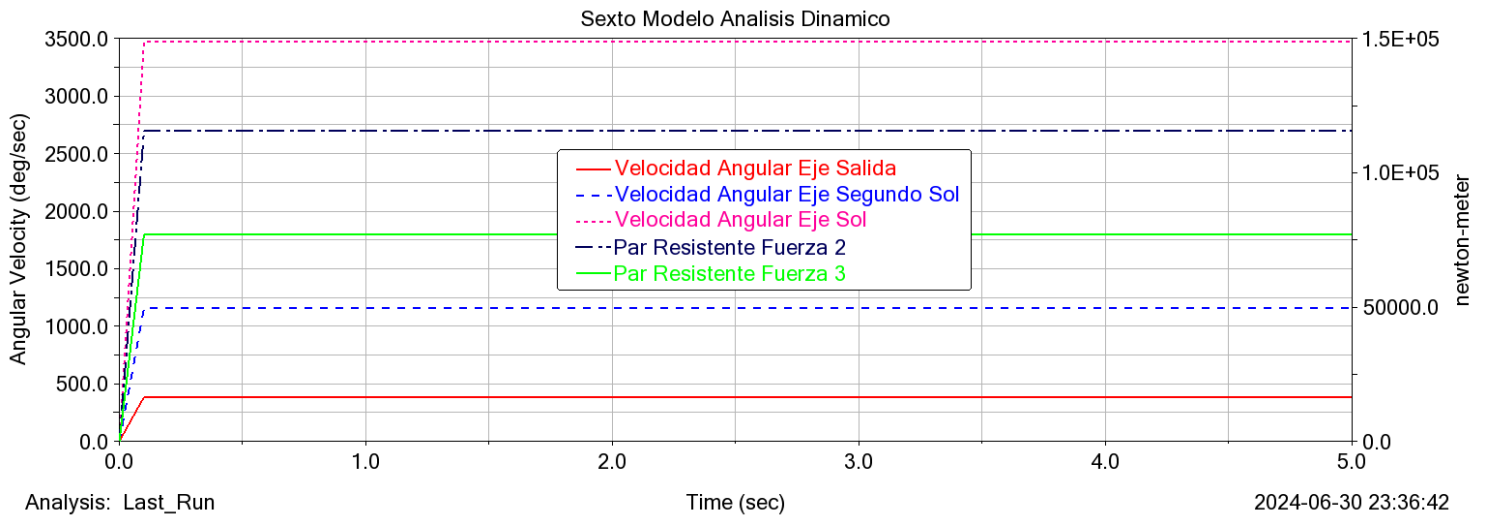


Figura 4.10.9 Resultados obtenidos del análisis dinámico del sexto modelo

5. Anexos

En este apartado de la memoria, se van a reflejar las ecuaciones básicas a conocer para poder realizar los modelos detallados anteriormente. Por tanto, se van a presentar los cálculos necesarios, así como ciertas condiciones que tienen que cumplirse para que ciertos mecanismos, principalmente los trenes epicicloidales, funcionen correctamente.

Anexo A Conceptos Básicos

Calcular la relación de transmisión entre dos engranajes es esencial para comprender cómo se transmite el movimiento rotacional entre ellos. La relación de transmisión (i) se define como la proporción entre el número de dientes de los engranajes en contacto. Por ello, el primer paso es identificar cuál es el engrane de entrada (piñón) y cuál es el engranaje de salida (rueda) en el sistema. Seguidamente, se ha de determinar el número de dientes (Z_1 y Z_2) de cada engranaje. Por último, se aplica la ecuación 5.1. Cuando se trabaja con trenes epicicloidales, es decir, los dos últimos modelos que corresponde a los apartados 4.9 y 4.10, la ecuación a emplear para calcular la relación de transmisión se presentan en la ecuación 5.2. El término Z_a hace referencia a los dientes del anillo, mientras que Z_s simboliza el número de dientes del sol.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Ecuación 5.1 Relación de transmisión

$$i = 1 + \frac{Z_a}{Z_s}$$

Ecuación 5.2 Relación de transmisión tren epicicloidal

El diámetro primitivo es un concepto clave en el diseño de engranajes, representando el diámetro teórico de un engrane sin considerar el perfil del diente. Este parámetro es fundamental en el cálculo y diseño de sistemas de transmisión mecánica, ya que influye directamente en la velocidad angular y la relación de transmisión entre los engranajes. El diámetro primitivo es crucial porque determina la velocidad lineal en la cual los dientes de los engranajes se conectan entre sí. La relación entre los diámetros primitivos de dos engranajes en contacto directo se utiliza para calcular la relación de transmisión, lo que a su vez afecta a la velocidad y el par transmitido. Además, el diámetro primitivo influye en la resistencia y durabilidad de los engranajes, ya que impacta directamente en las fuerzas y tensiones que experimentan durante la operación. La ecuación para calcular el diámetro primitivo (D_p) depende del tipo de engrane, siendo diferente para engranajes rectos y helicoidales. Para dientes rectos, se utiliza:

$$D_p = M \cdot Z$$

Ecuación 5.3 Cálculo del diámetro primitivo en engranajes rectos

Donde D_p es el diámetro primitivo, M es el módulo y Z es el número de dientes del engrane. Para engranajes helicoidales, la fórmula es ligeramente diferente ya que se incluye el ángulo de hélice (β), tal y como puede observar en la ecuación 5.4.

$$D_p = \frac{M \cdot Z}{\cos(\beta)}$$

Ecuación 5.4 Cálculo del diámetro primitivo en engranajes helicoidales

La distancia entre centros en un sistema de engranajes es un parámetro crucial que impacta directamente en la eficiencia y el rendimiento de la transmisión mecánica. Esta medida, comúnmente denotada como C , representa la distancia axial entre los ejes de dos engranajes en contacto, y su correcto cálculo es esencial para garantizar un funcionamiento óptimo del sistema. La distancia entre centros afecta la alineación axial de los engranajes. Una alineación precisa es fundamental para evitar desgastes prematuros, vibraciones y ruidos excesivos, contribuyendo así a la eficiencia y vida útil del sistema. Además, un cálculo correcto de la distancia entre centros ayuda a prevenir interferencias entre los dientes de los engranajes. Evitar contactos no deseados es esencial para garantizar un movimiento suave y una transmisión eficiente de la potencia. Por último, influye en la capacidad de carga y resistencia del sistema. Un espacio adecuado contribuye a distribuir de manera uniforme las cargas en los dientes de los engranajes, evitando concentraciones de tensiones que podrían comprometer la integridad del mecanismo. La fórmula para el cálculo de este parámetro es la expresada en la ecuación 5.5.

$$C = \frac{M \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$$

Ecuación 5.5 Distancia entre centros en un sistema de engrane externo

Cabe destacar, que la ecuación 5.5 refleja la forma de calcular la distancia entre centros en un sistema de engrane externo, Si se pretende diseñar un engrane interno como el desarrollado en los apartados 4.7 y 4.8 la fórmula a utilizar es la siguiente:

$$C = \frac{M \cdot (Z_1 - Z_2)}{2} = \frac{D_{p1} - D_{p2}}{2}$$

Ecuación 5.6 Distancia entre centros en un sistema de engrane interno

Con todos estos cálculos sencillos de realizar han sido elaborados los distintos modelos descritos en este documento. Una vez obtenidos los valores objetivos de nuestro sistema, es recomendable realizar un boceto en sucio donde se representen los diferentes diámetros y distancias, ya que esto ayuda mucho a la hora de transportar la idea al software MSC Adams.

Para determinar el valor del ancho del diente, se ha utilizado la tabla mostrada en la figura 5.1. En dicha tabla, en función del módulo, distancia entre centros y diámetro primitivos se indica el ancho de diente que se debe utilizar, Pero como en nuestro caso se quiere que todos los engranajes tengan el mismo ancho para que la conexión sea perfecta y como se tienen engranajes de tamaños bastante dispares, se ha optado por utilizar 75

mm en todos los casos. Modificar este valor, no afecta al funcionamiento pero si se quiere hacer habría que volver a dimensionar los modelos para que todos los componentes se encuentren en una posición adecuada, es decir, por ejemplo que todo el engranaje se encuentre sobre su eje y no con una parte flotando en el vacío.

Tabla 4-5. Capacidad de carga nominal de engranajes rectos de acero

Relación u [-]	Distancia entre centros a [mm]	Diámetro primitivo piñón d [mm]	Ancho de cara b [mm]	rpm piñón			
				100	720	1750	3600
				kW a diferentes velocidades del piñón			
1	25,0	25	12,5	0,05	0,31	0,66	1,16
2	37,5	25	12,5	0,06	0,39	0,84	1,46
4	62,5	25	12,5	0,07	0,44	0,95	1,66
8	112,5	25	12,5	0,07	0,45	0,98	1,72
1	50	50	25	0,34	2,1	4,2	6,6
2	75	50	25	0,44	2,6	5,4	8,3
4	125	50	25	0,50	3,0	6,1	9,4
8	225	50	25	0,51	3,1	6,2	9,7
1	100	100	50	2,6	14,4	25,5	28,8
2	150	100	50	3,3	18,2	32,2	36,4
4	250	100	50	3,8	20,7	36,7	41,4
8	450	100	50	3,9	21,3	37,7	42,6
1	200	200	100	18,8	88,7	111	
2	300	200	100	23,8	112	140	
4	500	200	100	27,1	127	160	
8	900	200	100	27,8	130	165	
1	400	400	200	126	418		
2	600	400	200	160	527		
4	1.000	400	200	182	599		
8	1.800	400	200	186	617		

Fuente: Manual de Engranajes. Diseño, Manufactura y Aplicación de Engranajes [7].

Figura 5.1 Capacidad de carga nominal de engranajes rectos de acero [40]

Tal y como se ha mencionado al inicio de este apartado, a la hora de introducir los valores en el apartado Geometry durante la creación de sistemas planetarios, hay una condición que se tiene que cumplir y es la que se muestra en la ecuación 5.6.

$$Sun\ Tooth + 2 \cdot Planet\ Tooth = Ring\ Tooth$$

Ecuación 5.7 Condición a cumplir en los Sistemas Planetarios

Como se puede observar en las figuras 4.9.1 y 4.10.1 en la elaboración de los dos modelos de tren epicicloidal se ha respetado esta condición, puesto que sino el software tiene dificultades para generar los mecanismos.

6. Bibliografía

- [1] HEXAGON. *Adams* [online]. Lugar de publicación: hexagon.com. Disponible en: [Hexagon | Adams](#) [20/07/2023]
- [2] Cursosfemxa [06 de mayo de 2021]. *¿Qué son las competencia transversales?* [online]. Lugar de publicación: cursosfemxa.es. Disponible en: [Cursosfemxa | Competencias transversales](#) [20/07/2023]
- [3] UPV. *Actualización de las competencias transversales de la UPV* [online]. Lugar de publicación: upv.es. Disponible en: [Actualización de las competencias transversales de la UPV](#) [20/07/2023]
- [4] Trenvista [02 de diciembre de 2015]. *Los impactos ambientales del ferrocarril* [online]. Lugar de publicación: trenvista.net. Disponible en: [Trenvista | Impacto ambientales del ferrocarril](#) [20/07/2023]
- [5] Etresconsultores [06 de febrero de 2017]. *Ferrocarril y medio ambiente* [online]. Lugar de publicación: etresconsultores.com. Disponible en: [Etresconsultores | Ferrocarril y medio ambiente](#) [20/07/2023]
- [6] OUIGO [28 de febrero de 2022]. *El tren es el transporte más ecológico y el que menos emisiones emite* [online]. Lugar de publicación: ouigo.com. Disponible en: [OUIGO | Información sobre el tren](#) [20/07/2023]
- [7] El automóvil al desnudo [14 de junio de 2013]. *Sistema de transmisión en vehículos automóviles (Parte VII)* [online]. Lugar de publicación: jeroitim.blogspot.com. Disponible en: [Automóvil al Desnudo | Sistema de Transmisión](#) [17/08/2023]
- [8] Ferrovial. *¿Qué es el tren de potencia?* [online]. Lugar de publicación: ferrovial.com. Disponible en: [Ferrovial | Tren de potencia](#) [17/08/2023]
- [9] BlogSEAS [04 de marzo de 2015]. *Qué es el engranaje epicicloidal y sus aplicaciones* [online]. Lugar de publicación: seas.es. Disponible en: [BlogSEAS | Engranaje epicicloidal](#) [17/08/2023]
- [10] Sitio web de las Naciones Unidas [24 de mayo de 2022]. *Objetivos de desarrollo sostenible* [online]. Lugar de publicación: un.org. Disponible en: [Sitio web de las Naciones Unidas | Objetivos de Desarrollo Sostenible](#) [20/08/2023]
- [11] Universidad Nacional Autónoma de México [año 2013]. Engranajes: *Historia, Fabricación y Fallas* [online]. Disponible en: [ENGRANAJES HISTORIA FABRICACION Y FALLAS.pdf](#) [24/11/2023]
- [12] Wikipedia [22 de enero de 2024]. *Engranaje* [online]. Lugar de publicación: es.wikipedia.org. Disponible en: [Wikipedia | Engranaje](#) [28/01/2024]
- [13] Amazon. *Póster con diseño de molino de agua medieval con manuscrito iluminado de finales del siglo 12* [online]. Lugar de publicación: amazon.com. Disponible en: [Amazon | Póster con diseño de molino](#) [28/01/2024]
- [14] Fandom. *Tornillo de Arquímedes* [online]. Lugar de publicación: glosario-de-robotica.fandom.com. Disponible en: [Fandom | Tornillo de Arquímedes](#) [28/01/2024]

- [15] Cabovolo. *El carro que apunta hacia el Sur, el antecedente mecánico de la brújula* [online]. Lugar de publicación: cabovolo.com. Disponible en: [Cabovolo | Carro que apunta hacia el Sur](#) [28/01/2024]
- [16] MEISTERDRUCKE. *Reloj de la catedral hecho para la torre en la catedral de Salisbury, 1386* [online]. Lugar de publicación: meisterdrucke.es. Disponible en: [MEISTERDRUCKE | Reloj de la catedral Salisbury](#) [28/01/2024]
- [17] Gettyimages [22 de mayo de 1952]. *The Wells Cathedral Clock mechanism* [online]. Lugar de publicación: gettyimages.co.uk. Disponible en: [Gettyimages | The Wells Cathedral Clock mechanism](#) [28/01/2024]
- [18] Magentag. *Epicicloide* [online]. Lugar de publicación: magentag.files.wordpress.com. Disponible en: [Magentag | Epicicloide](#) [28/01/2024]
- [19] Universidad de Cantabria. *Engranajes con perfil de evolvente* [online]. Lugar de publicación: docplayer.es. Disponible en: [Universidad de Cantabria | Engranajes con perfil de evolvente](#) [28/01/2024]
- [20] Mi Clásico. *Citroen 10 HP Type A, el primer Citroen* [online]. Lugar de publicación: miclasico.com. Disponible en: [Mi Clásico | Citroen 10 HP Type A](#) [28/01/2024]
- [21] Junta de Andalucía. *Mecanismo de Transmisión* [online]. Lugar de publicación: juntadeandalucia.es. Disponible en: [Junta de Andalucía | Mecanismos de Transmisión](#) [28/01/2024]
- [22] Wikipedia [28 de enero de 2018]. *Logo-citroen-1919* [online]. Lugar de publicación: es.m.wikipedia.org. Disponible en: [Wikipedia | Logo Citroen 1919](#) [28/01/2024]
- [23] Digit [04 de enero de 2024]. *What is a Gear Train and How Does it Work?* [online]. Lugar de publicación: godigit.com. Disponible en: [Godigit | What is a Gear Train and How Does it Work?](#) [28/01/2024]
- [24] Sustainable INNOVATIONS. *Construimos un futuro mejor garantizando la viabilidad de las innovaciones sostenibles por venir* [online]. Lugar de publicación: sustainableinnovations.eu. Disponible en: <https://sustainableinnovations.eu/es/> [28/01/2024]
- [25] StudySmarter. *Gear Train* [online]. Lugar de publicación: studysmarter.co.uk. Disponible en: [StudySmarter | Gear Train](#) [28/01/2024]
- [26] Bolton [19 de agosto de 2022]. *Engranajes rectos: aspectos importantes que necesita saber sobre ellos* [online]. Lugar de publicación: bepltd.com. Disponible en: [Bolton | Engranajes Rectos](#) [28/01/2024]
- [27] 12Cilindros [23 de septiembre de 2021]. *Caja de cambios con engranajes rectos* [online]. Lugar de publicación: 12cilindros.es. Disponible en: [12Cilindros | Caja de cambios con engranajes rectos](#)
- [28] HVH Industrial. *Engranajes Helicoidales* [online]. Lugar de publicación: hvhindustrial.com. Disponible en: [HVH INDUSTRIAL | Engranajes Helicoidales](#) [28/01/2024]
- [29] ELMOTOR [12 de octubre de 2022]. *Cómo detectar averías en el cambio y qué hacer para evitarlas* [online]. Lugar de publicación: motor.elpais.com. Disponible en: [ELMOTOR | Averías en el cambio](#) [28/01/2024]

- [30] Zuazo. *Engranajes Cónicos Espirales – Solución de transmisión de gran precisión y calidad* [online]. Lugar de publicación: zuazo.net. Disponible en: [Zuazo | Engranajes Cónicos Espirales](#) [28/01/2024]
- [31] Wikipedia [13 de junio de 2010]. *Vista de un diferencial automotriz* [online]. Lugar de publicación: es.wikipedia.org. Disponible en: [Wikipedia | Diferencial Automotriz](#) [28/01/2024]
- [32] TORRAS Suministros. *Engranaje cilíndrico recto módulo 1 Z-58* [online]. Lugar de publicación: suministrosorras.com. Disponible en: [TORRAS Suministros | Engranaje Cilíndrico Recto](#) [28/01/2024]
- [33] SHIUH CHENG PRECISION GEAR CO., LTD. [01 de mayo de 2021]. *¿Cómo se puede determinar si un engranaje helicoidal es de mano derecha o izquierda?* [online]. Lugar de publicación: scgear.com.tw. Disponible en: [SCGEAR | Determina Engranaje Helicoidal](#) [28/01/2024]
- [34] Bitfab. *Todo lo que hay que saber sobre los engranajes* [online]. Lugar de publicación: bitfab.io. Disponible en: [Bitfab | Todo sobre engranajes](#) [17/02/2024]
- [35] Xubi Engranajes, S.L. *Engranajes Dobles Helicoidales* [online]. Lugar de publicación: xubi.com. Disponible en: [Xubi | Engranajes Dobles Helicoidales](#) [17/02/2024]
- [36] Universidad de Zaragoza [21 de noviembre de 2011]. *Fabricación paramétrica de engranajes hipoides* [online]. Lugar de publicación: core.ac.uk. Disponible en: [Core | Fabricación Paramétrica de Engranajes Hipoides](#) [17/02/2024]
- [37] CAM2. *Cuidados del Rodamiento Guía de la Punta del Piñón* [online]. Lugar de publicación: cam2.com.pe. Disponible en: [CAM2 | Rodamiento Guía Punta del Piñón](#) [17/02/2024]
- [38] GRABCAD COMMUNITY [11 de octubre de 2021]. *Tren de engranajes helicoidales – Configuración Simple* [online]. Lugar de publicación: grabcad.com. Disponible en: [GRABCAD | Tren de engranes helicoidales](#) [17/02/2024]
- [39] SIMULEXA. *Comprende la dinámica de los componentes en movimiento* [online]. Lugar de publicación: simulexa.com. Disponible en: [SIMULEXA | MSC Adams](#) [17/02/2024]
- [40] Universidad Técnica Federico Santa María [octubre de 2017]. *Guía Técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad* [online]. Lugar de publicación: repositorio.usm.cl. Disponible en: [Repositorio USM | Diseño y cálculo de engranajes](#) [17/02/2024]

Documento II
Pliego de condiciones

Índice

1. Requerimientos informáticos.....	1288
1.1 Software.....	1288
1.2 Hardware.....	12929
2. Condiciones del puesto de trabajo.....	12929
2.1 Equipo.....	1300
2.2 Espacio.....	1311
2.3 Seguridad	1322
2.4 Instalación eléctrica.....	1333
2.5 Ruido	1333

Índice de Tablas

Tabla 1.2.1 Especificaciones Asus Rog Zephyrus G15 GA502IV

Tabla 1.2.1 Especificaciones del ordenador de sobremesa

Pliego de Condiciones

El presente documento establece las condiciones y pautas fundamentales que regirán la elaboración y desarrollo de este proyecto. Por todo ello, se contemplarán tanto los requisitos informáticos necesarios como las condiciones mínimas que deben cumplirse en el entorno laboral. Se abordará de manera integral la infraestructura tecnológica requerida, así como los estándares y especificaciones que deben cumplir tanto los equipos informáticos como el espacio de trabajo, asegurando así un entorno propicio y eficiente para llevar a cabo las diversas tareas.

1. Requerimientos informáticos

La utilización de un software y hardware idóneos se presenta como imperativo para posibilitar la ejecución y desarrollo efectivo de las tareas laborales asignadas.

1.1 Software

En esta sección se procede a detallar los softwares empleados tanto en la propia elaboración de los modelos como para la redacción del proyecto.

En primer lugar, el principal software utilizado para este proyecto es MSC Adams. Como ya se ha comentado en apartados previos, es un avanzado programa de simulación multicuerpo que se utiliza para analizar el movimiento y la dinámica de sistemas mecánicos complejos. Esta herramienta ha sido utilizada para crear en su totalidad todos los modelos descritos, ya que no se ha hecho uso de ningún programa de diseño externo para elaborar ciertos elementos. Para utilizar MSC Adams, es necesario contar con una licencia y, por consiguiente, acceder a las máquinas virtuales de la UPV. Esto puede lograrse a través de la aplicación PoliLabs o mediante el uso de la VPN proporcionada por la universidad, lo que permite la ejecución de dicho programa.

Por último, se ha empleado Microsoft Office 365 la cual es una suite de productividad en la nube que ofrece una variedad de aplicaciones y servicios tanto para usuarios como para empresas. En este caso para la elaboración de este proyecto el principal servicio utilizado es Word, ya que se ha empleado para la redacción de la presente memoria. No obstante, también se han utilizado otras herramientas como son PowerPoint y Teams. La primera de ellas para la elaboración de la presentación, mientras que la segunda ha sido de gran utilidad para mantener contacto con el tutor y poder

organizar reuniones en función de cómo avanzaba el trabajo. Para poder utilizar este paquete de Microsoft que cuenta con diversos softwares se ha empleado la licencia adquirida a través de la Universidad Politécnica de Valencia.

1.2 Hardware

Por lo referente al hardware, cabe destacar que se trata del equipo informático utilizado por el alumno. En este caso, se ha necesitado hacer uso de un ordenador portátil Asus Rog Zephyrus G15 GA502IV cuando se ha avanzado el proyecto fuera del espacio de trabajo habitual y de un ordenador de sobremesa el resto del tiempo. Las especificaciones principales de cada uno de ellos, se adjunta en las tablas 1 y 2 respectivamente.

Procesador	AMD Ryzen™ 7 4800HS APU (2.9Ghz, 12MB)
Memoria RAM	16GB (8GB + 8GB [EN PLACA]) DDR4 3200MHz
Almacenamiento	512GB SSD M.2 NVMe™ PCIe® 3.0
Controlador gráfico	NVIDIA GeForce RTX™ 2060 Diseño Max-Q 6GB GDDR6
Sistema Operativo	Windows 10 Education

Tabla 1.2.1 Especificaciones Asus Rog Zephyrus G15 GA502IV

Procesador	AMD RYZEN 9 7900X 4.7GH 76M 12CORE AM5
Memoria RAM	2 x VENGEANCE RGB DDR5 6000 MHz 16 GB
Almacenamiento	ADATA LEGEND 710 – 1 TB
Controlador gráfico	MSI VGA NVIDIA RTX 4070 Ti VENTUS 3X 12G
Sistema Operativo	Windows 10 Pro

Tabla 1.2.1 Especificaciones del ordenador de sobremesa

2. Condiciones del puesto de trabajo

La ejecución de este proyecto demanda un entorno de trabajo idóneo para prevenir riesgos laborales y fatiga durante la actividad. Por consiguiente, las condiciones del entorno jugarán un papel crucial en el bienestar y la seguridad del trabajador, subrayando la importancia de un espacio de trabajo que garantice un ambiente seguro y saludable.

Las tareas a realizar se rigen por la normativa establecida en el Real Decreto 488/1997 y el Real Decreto 486/97, emitidos el 14 de abril. Estas disposiciones legales establecen los requisitos mínimos de seguridad y salud aplicables al trabajo que implica el uso de equipos con pantallas de visualización. Según esta normativa, un puesto de trabajo se define como aquel equipado con una pantalla de visualización, posiblemente acompañada de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, un programa para la

interconexión persona-máquina, accesorios ofimáticos, así como un asiento, mesa o superficie de trabajo, y el entorno laboral inmediato.

Se identificarán como riesgos prioritarios los siguientes aspectos: la duración promedio diaria de utilización del equipo, el tiempo máximo continuo de uso de la pantalla necesario para la tarea y el nivel de atención requerido por la misma.

Adicionalmente, la guía de buenas prácticas NTP 503, titulada "Confort acústico: el ruido en las oficinas", establece una serie de recomendaciones que deben ser consideradas en relación con el control del ruido.

Se llevará a cabo una supervisión de la salud que abordará específicamente los riesgos relacionados con la visión, así como los problemas físicos y la carga mental, considerando los posibles efectos combinados de estos aspectos.

Este proyecto se desarrolla en un entorno de oficina, por lo que es necesario aplicar las condiciones específicas de iluminación, espacio, temperatura, humedad, seguridad y ruido detalladas a continuación.

2.1 Equipo

Los caracteres en la pantalla deben estar claramente definidos y configurados, con dimensiones apropiadas y un espacio adecuado tanto entre ellos como entre las líneas. La imagen en la pantalla debe ser estable, sin parpadeos, destellos ni otras formas de inestabilidad. El usuario debe poder ajustar fácilmente el brillo y el contraste entre los caracteres y el fondo de la pantalla, adaptándolos a las condiciones del entorno. La pantalla debe ser orientable e inclinable según las preferencias del usuario, con la capacidad de ajustarse mediante un pedestal independiente o una mesa regulable. Además, no debe causar molestias debido a reflejos o reverberaciones. Se recomienda situar la pantalla a una distancia de los ojos mayor a 40 cm y ubicar la parte superior a la altura de los ojos para optimizar la comodidad del usuario.

El teclado debe contar con la capacidad de ser inclinable de forma independiente a la pantalla, con el objetivo de permitir al trabajador adoptar una postura cómoda que prevenga la fatiga en los brazos y manos. Es esencial disponer de un espacio adecuado frente al teclado para que el usuario pueda apoyar los brazos y las manos de manera confortable. La superficie del teclado debe ser mate para evitar reflejos indeseables. La disposición del teclado y las características de las teclas deben diseñarse de manera que faciliten su uso y sean legibles desde la posición normal de trabajo. El teclado debe situarse de manera que, por un lado, los brazos se coloquen en un ángulo de 90° y, por

otro lado, las letras se diferencien con claridad. Finalmente, la mesa debe estar despejada, sin objetos que obstaculicen el uso adecuado del ratón.

La mesa de trabajo debe poseer un bajo nivel de reflectividad, dimensiones adecuadas y permitir una disposición flexible de la pantalla, el teclado, los documentos y otros elementos auxiliares. Debe ser estable y ajustable, ubicándose de manera que se minimicen los movimientos incómodos de la cabeza y los ojos. Las medidas recomendadas para la mesa de trabajo son las siguientes:

- Profundidad entre 90 y 100 cm.
- Anchura entre 130 y 160 cm.
- Altura entre 70 y 75 cm.

La silla debe posibilitar un adecuado apoyo de la espalda, manteniéndola en posición recta, así como mantener el cuello en una postura natural. Deberá ser ajustable en altura e inclinación, y se aconseja que sea giratoria para facilitar el movimiento en todas las direcciones. Se recomienda el uso de reposapiés para aquellas personas cuyos pies, estando la silla a la altura correcta, no alcancen el suelo.

2.2 Espacio

El espacio de trabajo debe contar con dimensiones apropiadas y estar diseñado de manera que proporcione suficiente espacio para realizar cambios de postura y llevar a cabo las tareas laborales con comodidad. Se establece un espacio mínimo por empleado, que consiste en una superficie de trabajo de "2 metros cuadrados de espacio libre y un volumen de 10 metros cúbicos no ocupados. La altura mínima entre forjados es de 2,5 metros".

La iluminación general y, cuando sea necesario, la iluminación específica deben asegurar niveles adecuados de luminosidad y relaciones de luminancia apropiadas entre la pantalla y su entorno. Este diseño debe considerar la naturaleza del trabajo, las necesidades visuales del usuario y el tipo de pantalla utilizado. La disposición del lugar de trabajo, del puesto en sí, así como la ubicación y características técnicas de las fuentes de luz artificial, deben coordinarse para prevenir deslumbramientos y reflejos molestos en la pantalla u otras partes del equipo. Se sugiere que la iluminación se realice preferentemente con luz natural, manteniendo un nivel mínimo de aproximadamente 500 lux. Para evitar deslumbramientos, las fuentes de iluminación deben ser colocadas de manera paralela al puesto de trabajo. En situaciones con luz natural, se aconseja la iluminación cenital mediante lucernarios o la orientación Norte de la fachada. En caso de recurrir a luz artificial, para evitar sombras, esta debe distribuirse en el espacio de la forma más uniforme posible.

La disposición de los puestos de trabajo debe garantizar que las fuentes de luz, como ventanas, aberturas, paneles transparentes o translúcidos, así como equipos o paneles de color claro, no generen deslumbramiento directo ni reflejos molestos en las pantallas. Es necesario contar con dispositivos de cobertura adecuados y regulables en las ventanas para controlar y atenuar la luz natural que incide sobre los puestos de trabajo.

Se debe minimizar toda la radiación, a excepción de la parte visible del espectro electromagnético, a niveles insignificantes para garantizar la seguridad y la salud de los trabajadores.

Es esencial mantener un nivel de humedad adecuado en el entorno de trabajo. Según lo establecido por el Real Decreto 486/97, la humedad relativa debe estar en el rango del 30 al 70 por ciento, a excepción de los locales con riesgos de electricidad estática, donde el límite inferior será del 50 por ciento.

La temperatura operativa de confort debe mantenerse entre 23 y 26°C durante la época de verano, entre 20 y 24°C durante la época de invierno, y en ningún momento debe superar los 26°C.

2.3 Seguridad

El suelo en el local de trabajo debe ser fijo, estable y no resbaladizo, sin presentar irregularidades ni pendientes peligrosas. Además, se deben proteger las aberturas que puedan representar un riesgo para las personas, según lo estipulado por el Real Decreto 486/97.

Las vías de circulación deben cumplir con una anchura mínima de 1 metro para los pasillos y de 80 cm para las puertas exteriores, según lo establecido por el Real Decreto 486/97.

En relación a las rampas, se establece que su pendiente máxima debe ser del 12 por ciento cuando su longitud sea inferior a 3 metros, del 10 por ciento cuando su longitud sea inferior a 10 metros, y del 8 por ciento en el resto de los casos, de acuerdo con lo indicado por el Real Decreto 486/97.

Se dedicará especial atención al Código Técnico de la Edificación, Documento Básico de Seguridad en caso de Incendio (CTE DB-SI), que establece las exigencias fundamentales en materia de seguridad en situaciones de incendio.

La empresa tiene la responsabilidad de implementar medidas de emergencia que aborden las rutas y salidas de evacuación en caso de una situación de crisis. Estas medidas deben ser comunicadas de manera efectiva a todos los trabajadores. Existen normativas específicas que tratan este aspecto, enfocándose principalmente en la fase de construcción de las instalaciones. En este documento, se parte del supuesto de que estas medidas han sido debidamente validadas durante la construcción de la instalación, considerando su enfoque experimental y las particularidades que esto conlleva.

2.4 Instalación eléctrica

La instalación eléctrica debe ser diseñada, puesta en marcha y mantenida por una empresa debidamente autorizada por el Ministerio de Industria y Energía, la Consejería de Industria o una entidad equivalente de la Comunidad Autónoma en la que se ubique el lugar de trabajo. Esta instalación tiene la responsabilidad de garantizar que, dada la utilización de energía eléctrica, no se generen riesgos de contacto para las personas, incendios o explosiones. Para cumplir con este objetivo, se deben observar las normas establecidas en los Reglamentos de Baja y Alta Tensión vigentes, que incluyen disposiciones sobre tensiones seguras en los conductores, sistemas de protección, entre otros aspectos. En cuanto a la seguridad eléctrica en los puestos de trabajo equipados con pantallas de visualización de datos, deben cumplirse los siguientes requisitos:

- Observar los requisitos establecidos por la Directiva sobre Emisiones Electromagnéticas, que requiere la reducción de cualquier radiación electromagnética a niveles insignificantes con el fin de salvaguardar la protección, seguridad y salud de los trabajadores.

- Asegurar el mantenimiento adecuado de los cables y las conexiones eléctricas.

- Preservar una distancia entre los cables eléctricos y los cables telefónicos.

- Emplear longitudes de cable adecuadas para facilitar cambios futuros y garantizar su disposición de manera que el mantenimiento sea apropiado, evitando pisoteos o exposición a condiciones adversas.

- Permitir el acceso y mantenimiento de los cables de manera que no se interrumpan las actividades laborales.

2.5 Ruido

De acuerdo con las disposiciones establecidas en el Real Decreto 1316/1989 del 27 de octubre, el empleador está obligado a evaluar la exposición de los trabajadores al ruido con el fin de determinar si se exceden los límites establecidos por la normativa. En caso de rebasar dichos límites, deben implementarse las correspondientes medidas de control en el origen, medio y receptor, además de llevar a cabo reconocimientos médicos específicos con la periodicidad y características indicadas en el mencionado Real Decreto.

En los entornos laborales con pantallas de visualización de datos (PVD), generalmente, no se registran niveles sonoros elevados. No obstante, es crucial considerar que existen niveles moderados de ruido que pueden resultar molestos y afectar la concentración de los operarios de equipos informáticos, siendo incluso insoportables para actividades que requieran una atención elevada. En los puestos de trabajo con PVD, se debe procurar mantener el nivel de ruido al mínimo posible. Para lograrlo, se deben utilizar equipos con emisiones sonoras mínimas y optimizar las condiciones acústicas del lugar de trabajo. El nivel sonoro continuo equivalente no debe exceder los 55 dB(A).

Conforme a las pautas de la Organización Mundial de la Salud (OMS), el nivel de ruido en entornos de oficina no debe exceder los 65 dB. Según la Norma Técnica de Prevención 503 (NTP 503), se establece un límite máximo de 40 dB en oficinas. Superar este valor podría tener consecuencias graves para la salud de los trabajadores en caso de una exposición continua en estas condiciones.

Es recomendable ubicar las impresoras en una sala específica, separada del lugar de trabajo principal, con el objetivo de evitar que afecten el rendimiento y la concentración de los usuarios. Además, una alternativa viable para mejorar el confort consistiría en acondicionar la sala mediante la instalación de paneles acústicos.

DOCUMENTO III
Presupuesto

Índice

1. Obtención de costes.....	1411
1.1 Coste software.....	1411
1.2 Coste hardware.....	1422
1.3 Coste mano de obra.....	1422
2. Obtención del presupuesto.....	1433

Índice de Tablas

Tabla 2.1 Precios elementales de hardware y software

Tabla 2.2 Precios elementales de la mano de obra

Tabla 2.3 Precios totales sin tener en cuenta costes indirectos y sin aplicar IVA

Tabla 2.4 Presupuesto total del proyecto

Índice de Ecuaciones

Ecuación 1.1.1 Cálculo de la amortización lineal diaria

Ecuación 1.3.1 Cálculo del sueldo por hora

Ecuación 1.3.2 Cálculo cotización seguridad social

Ecuación 1.3.3 Cálculo del coste de mano de obra

Presupuesto

El propósito de este informe es obtener una estimación precisa y cercana a la realidad del presupuesto del proyecto. En el proceso de cálculo, se considerará que tanto el estudiante como el profesor desempeñan sus funciones en un entorno de oficina técnica. La obtención de este presupuesto tomará en cuenta varios factores, como los materiales utilizados, la mano de obra, los costos indirectos y, finalmente, se aplicará un porcentaje del 21% para el Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA).

1. Obtención de costes

A continuación, se lleva a cabo la recopilación de los diferentes gastos asociados al proyecto con el fin de calcular el presupuesto correspondiente.

1.1 Coste software

Para llevar a cabo este proyecto, se requirieron dos licencias de software. Inicialmente, se utilizó el programa de simulación MSC Adams, y posteriormente se empleó el software de Microsoft 365 para redactar el proyecto y crear las diapositivas destinadas a su presentación.

Para calcular el costo de cada software, se realiza la amortización lineal diaria (según la Ecuación 1.1.1), considerando una duración de las licencias de 1 año, un valor residual de 0 euros y los siguientes precios:

- Licencia software MSC Adams UPV 2024: 2.984,14 €
- Licencia software Microsoft 365 Personal: 69,00 €

$$\text{Amortización diaria} \left(\frac{\text{€}}{\text{día}} \right) = \frac{\text{Precio de compra (€)} - \text{Valor residual (€)}}{\text{Vida útil (días)}}$$

Ecuación 1.1.1 Cálculo de la amortización lineal diaria

1.2 Coste hardware

Durante la ejecución del proyecto, se consideran las amortizaciones asociadas al equipo informático empleado. Este equipo incluye un portátil, un ordenador de escritorio, dos pantallas externas, un ratón, una alfombrilla y un teclado.

El equipo mencionado, de acuerdo con la Normativa Tributaria en España, pertenece al grupo de 'Equipos para procesos de información'. La amortización se determina mediante un coeficiente lineal máximo del 25% o un período máximo de 8 años. En el contexto de este proyecto, se considera una vida útil de 6 años, un valor residual de 0 euros y los siguientes precios para el material:

- Ordenador portátil Asus Rog Zephyrus G15 GA502IV-HN020: 1498,85 €
- Ordenador de sobremesa: 1820,65 €
- Ratón inalámbrico Razer Viper V2 Pro: 159,99 €
- Alfombrilla HP Pavilion 400: 31,99 €
- Teclado Razer BlackWidow Tournament Edition Chroma V2: 149,99 €
- Monitor BenQ Zowie XL2411K 144 Hz de 24 pulgadas: 230,90 €
- Monitor BenQ ZOWIE XL2540K 240 Hz de 24,5 pulgadas: 300,00 €

Al igual que se ha efectuado en la sección previa, se procede al cálculo de la amortización diaria mediante la aplicación de la Ecuación 1.1.1.

1.3 Coste mano de obra

Uno de los gastos más significativos en el presupuesto corresponde a la mano de obra, que engloba las horas de trabajo tanto del proyectista (ingeniero junior) como del director del proyecto (ingeniero senior).

El costo por hora se determina como la suma del salario bruto más las cotizaciones a la Seguridad Social que la empresa debe abonar. El salario bruto de cada empleado se extrae del Convenio Colectivo Nacional de Empresas de Ingeniería; Oficinas de Estudios Técnicos; Inspección, Supervisión y Control Técnico y de Calidad (BOE 2023), siendo de 20,424.25 € anuales -con pagas extras incluidas- para el ingeniero junior y de 26,323.57 € anuales para el ingeniero senior. De acuerdo con el convenio, las horas anuales de trabajo son 1,792 horas, por lo que el salario por hora se calcula utilizando la Ecuación 1.3.1.

$$\text{Sueldo bruto } \left(\frac{\text{€}}{\text{h}}\right) = \frac{\text{Sueldo bruto anual } (\text{€})}{\text{Horas de trabajo } (h)}$$

Ecuación 1.3.1 Cálculo del sueldo por hora

La contribución de la empresa a la Seguridad Social se deriva de las Bases y Tipos de Cotización de 2024, representando un 32.2% de la base (según la Ecuación 1.3.2), dado que el salario, conforme al convenio, se sitúa entre el mínimo y el máximo. El cálculo del costo total de la mano de obra se expone mediante la Ecuación 1.3.3.

$$\text{Cotización seguridad social } \left(\frac{\text{€}}{\text{h}}\right) = \frac{\text{Sueldo bruto anual } (\text{€}) \cdot 0,322}{\text{Horas trabajo } (h)}$$

Ecuación 1.3.2 Cálculo cotización seguridad social

$$\text{Coste mano de obra } \left(\frac{\text{€}}{\text{h}}\right) = \text{Sueldo bruto} + \text{Cotización seguridad social}$$

Ecuación 1.3.3 Cálculo del coste de mano de obra

2. Obtención del presupuesto

Después de examinar detalladamente cada componente que participa en el proceso de estimación del presupuesto, se exhibe la tabla de precios fundamentales (Tabla 2.1).

Software y Hardware			
Referencia	Unidad	Descripción	Precio
s1	día	Licencia software MSC Adams UPV 2024	8,18 €
s2	día	Licencia software Microsoft 365 Personal	0,19 €
h1	día	Asus Rog Zephyrus G15 GA502IV-HN020	0,68 €
h2	día	Ordenador de sobremesa	0,83 €
h3	día	Ratón inalámbrico Razer Viper V2 Pro	0,07 €
h4	día	Alfombrilla HP Pavilion 400	0,01 €
h5	día	Teclado Razer BlackWidow Tournament	0,07 €
h6	día	Monitor BenQ Zowie XL2411K	0,11 €
h7	día	Monitor BenQ Zowie XL2540K	0,14 €

Tabla 2.1 Precios elementales de hardware y software

Mano de obra			
Referencia	Unidad	Descripción	Precio
m1	h	Ingeniero Senior	19,42
m2	h	Ingeniero Junior	15,07

Tabla 2.2 Precios elementales de la mano de obra

En la Tabla 2.3 siguiente, se presenta el coste total desglosado, subrayando que la duración del proyecto se determina considerando una jornada laboral de 8 horas diarias, durante 5 días a la semana.

Durante la ejecución de este proyecto, se han invertido 600 horas de trabajo, lo que corresponde a un período de 75 días laborables. Al tener en cuenta los fines de semana, la duración total del proyecto se aproxima a unos 100 días naturales.

Software y Hardware					
Referencia	Unidad	Descripción	Precio	Cantidad	Parcial
s1	día	Licencia software MSC Adams UPV 2024	8,18 €	100	817,57 €
s2	día	Licencia software Microsoft 365 Personal	0,19 €	100	18,90 €
h1	día	Asus Rog Zephyrus G15 GA502IV-HN020	0,68 €	100	68,44 €
h2	día	Ordenador de sobremesa	0,83 €	100	83,13 €
h3	día	Ratón inalámbrico Razer Viper V2 Pro	0,07 €	100	7,31 €
h4	día	Alfombrilla HP Pavilion 400	0,01 €	100	1,46 €
h5	día	Teclado Razer BlackWidow Tournament	0,07 €	100	6,85 €
h6	día	Monitor BenQ Zowie XL2411K	0,11 €	100	10,54 €
h7	día	Monitor BenQ Zowie XL2540K	0,14 €	100	13,70 €
Mano de obra					
Referencia	Unidad	Descripción	Precio	Cantidad	Parcial
m1	h	Ingeniero Senior	19,42	75	1.456,46 €
m2	h	Ingeniero Junior	15,07	600	9.040,47 €
Precio Total					11.524,84 €

Tabla 2.3 Precios totales sin tener en cuenta costes indirectos y sin aplicar IVA

En la tabla 2.3 no se han tenido en cuenta costes indirectos como pueden ser: la gasolina, electricidad, internet o similares. Además de no haberse aplicado el 21% de IVA. Por tanto, el presupuesto total se muestra en la tabla 2.4.

Descripción	Importe
Precio Total	11.524,84 €
5% de Costes Indirectos	576,24 €
Total sin IVA	12.101,08 €
21% de IVA	2.541,23 €
Presupuesto Total	14.642,31€

Tabla 2.4 Presupuesto total del proyecto

Por tanto, el presupuesto total de este proyecto asciende a la cifra de 14642,31 € (CATORCE MIL SEISCIENTOS CUARENTA Y DOS EUROS Y TREINTA Y UN CÉNTIMOS).