



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Estudio del mecanismo diferencial de un vehículo de
turismo para su adaptación a la competición

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Buch Gorrea, Sonia

Tutor/a: Carballeira Morado, Javier

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023

Resumen

El objeto de este Trabajo es el estudio de un mecanismo diferencial de un BMW 528i para su adaptación a la disciplina de *drifting*. En primer lugar, se va a analizar el desgaste y comportamiento del mecanismo original mediante inspección visual y modelado en un software de simulación dinámica (ADAMS/View) para obtener los principales esfuerzos a los que va a estar sometido. Con este modelo se plantearán distintas modificaciones para mejorar sus prestaciones con fines competitivos. Estas modificaciones incluyen añadir un sistema autoblocante, o modificar parámetros de diseño de los engranajes originales, empleando la técnica de elementos finitos para su validación.

Resum

L'objecte d'aquest Treball és l'estudi d'un mecanisme diferencial d'un BMW 528i per a la seua adaptació a la disciplina de *drifting*. En primer lloc, s'analitzarà el desgast i comportament del mecanisme original mitjançant inspecció visual i modelatge en un software de simulació dinàmica (ADAMS/View) per a obtindre els principals esforços als quals estarà sotmés. Amb aquest model es plantejaran diferents modificacions per a millorar les seues prestacions amb finalitats competitiues. Aquestes modificacions inclouen afegir un sistema autoblocant, o modificar paràmetres de disseny dels engranatges originals, emprant la tècnica d'elements finits per a la seua validació.

Summary

The purpose of this work is the study of a differential mechanism of a BMW 528i for its adaptation to the *drifting* discipline. First of all, the deterioration and behavior of the original mechanism will be analyzed by visual inspection and modeling in a dynamic simulation software (ADAMS/View) to obtain the main stresses to which it will be subjected. With this model, different modifications will be considered to improve its performance for competitive purposes. These modifications include adding a self-locking system, or modifying design parameters of the original gears, using the finite element technique for validation.

Agradecimientos

Todavía recuerdo el día que entré a la Universidad Politécnica de Valencia con tanta claridad que parece increíble que este sea el último paso para cerrar mi etapa universitaria, sin embargo, recuerdo aún con más claridad aquel día de 2009 cuando mi padre me regaló un mini quad y me fasciné por primera vez con la mecánica.

Desde temprana edad tuve claro que quería dedicar mi vida a crear, estudiar y mejorar mecanismos y todo lo que ello conllevara, y en especial si están relacionados con la automoción. Así que si debo agradecer algo es el haber podido acceder a un título universitario que me permita dedicarme a mi pasión.

Aunque siempre he sido decidida y segura de mis pasos, es cierto que cuando te embarcas en viajes en los que formas parte de la minoría es importante contar con apoyo externo. En este aspecto debo agradecer a mi familia su labor constante en cuanto a ánimos bajo cualquier situación y sin importar los fallos cometidos.

En especial quiero agradecer a mi padre por en vez de apartarme de la mecánica acercarme a ella, enseñarme todo lo que sabe, compartir pasiones y confiar en mí más de lo que yo confío en mí misma.

Debo agradecer por segunda vez a esta carrera universitaria en la ETSID por permitirme conocer personas como Borja Sanchís, compañero en 1º que, aunque no continuó en la titulación, la gran amistad continúa a día de hoy siendo una persona en la que confiaría con los ojos vendados y sin dudarlo.

Agradecer a la escuela deportiva Betty Yein y en especial a la propia Betty por su labor con las personas, consiguiendo trabajar todo el interior fortaleciendo el físico exterior. Gracias a su confianza y su energía cambié como persona y he alcanzado una mentalidad capaz, competitiva, segura y consciente en todos los aspectos de mi vida.

Creo que hasta que no debes escribir algo así no te planteas la cantidad de personas que han pasado por tu vida y como han influido en ella. Por ello y para evitar dejarme a alguien fuera, quiero agradecer a todas aquellas personas que saben que me tienen al lado, que me apoyaron y me ayudaron a salir de todos los baches en los que estuve. Vosotros sabéis quienes sois.

También quiero agradecer a aquellas otras que de alguna forma me marcaron de forma negativa, desconfiaron de mí y me hicieron sentir fuera de lugar. A ellas les debo haberme superado todavía más si cabe, y es que no hay mayor estupidez que permitir que alguien que no seas tu mismo te limite y te diga hasta donde eres o no capaz de llegar.

*Gracias a todos,
Nos vemos donde siempre,
Sonia Buch*

Contexto y motivación: Proyecto coche de drift

El vehículo escogido en para este estudio pertenece a un proyecto llevado a cabo por un grupo de amigos formados en diferentes disciplinas de Ingeniería así como mecánicos técnicos. Todos compartimos la pasión e interés por el mundo de la automoción y la competición del motorsport, por lo que dicha pasión junto con los conocimientos técnicos adquiridos tanto de las titulaciones como de la experiencia en mecánica del automóvil nos ha planteado un objetivo común: hacer de un vehículo turismo un vehículo de competición.

Dada la predisposición de la mayoría del grupo, se escogió la competición en el segmento drift, por lo que se buscó un vehículo que en su versión comercial ya tuviese características ventajosas para el proyecto. Dentro de la amplia gama de turismos disponibles, se escogió BMW por la facilidad de compra en el mercado de segunda mano, así como la disponibilidad en cuanto a piezas y recambios.

Se encontró mediante páginas de compra y venta de segunda mano el vehículo que finalmente sería adquirido en conjunto y puesto en titularidad a uno de los integrantes del grupo con previsión de que este fuese el piloto en un futuro.

Una vez adquirido, se realizó una revisión completa de la mecánica y funcionamiento, así como un escaneado a la CPU en busca de errores y averías internas. En general, el vehículo estaba deteriorado por el tiempo y los kilómetros junto con un mantenimiento pobre, por lo que antes de realizar cualquier modificación, hubo una pre-preparación en la que se realizó un mantenimiento exhaustivo.

Una vez el vehículo se había convertido en una buena base, se plantearon diferentes planes de modificación y adaptación. Las opciones se valoraron en cuanto a viabilidad, impacto económico y facilidad de ejecución.

Una vez decidido el futuro del vehículo, se actualizó su estado en la base de datos de la Dirección General de Tráfico, en donde se indicó que ya no se trataba de un vehículo utilitario. Este cambio en la documentación conllevó que ya no podía ser conducido por vías urbanas e interurbanas, pero, por otro lado, las modificaciones a realizar se acogerían a la normativa específica de las competiciones dictada por la FIA (entre otras organizaciones) en el que se inscribiese y no a la general, por lo que permitía mayor rango de acción.

Actualmente el proyecto se está llevado a cabo y ya se han realizado modificaciones respecto a la carrocería (repintado y ensanchado), al interior (se han eliminado los asientos traseros y sustituidos por una jaula antivuelco), neumáticos y llantas, etc., y se ha comenzado hace unos meses con las modificaciones mecánicas.

El presente Trabajo se realizó con la intención de ser una modificación real sobre el vehículo.

Nomenclatura utilizada

Símbolo	Parámetro
M	Par generado. El subíndice indicará información acerca de la procedencia o donde se aplica. Unidades en Newton metro [Nm]
P	Potencia generada. Si no existe subíndice que indique lo contrario, será referida a la potencia generada por el motor. Unidades: caballos de vapor [CV] o kilovatios [kW].
n	Referido a la velocidad angular de un motor. Unidades en revoluciones por minuto [rpm]
π	Numero pi
i	Relación de transmisión entre dos o más engranajes. Sin unidades.
R_t	Relación de transmisión en un conjunto de más de dos engranajes. En el subíndice se indica el conjunto al que es referido. Sin unidades.
ω	Velocidad angular referida un engranaje identificado por el subíndice. Unidades en revoluciones por minuto [rpm]
z	Numero de dientes de un engranaje identificado por el subíndice. Sin unidades.
d	Diámetro nominal de un engranaje identificado por el subíndice. Unidades en milímetros [mm]
p	Paso circular de un engranaje. Unidades en milímetros [mm]
F	Fuerza ejercida sobre un elemento. El subíndice indicará la dirección o denominación de dicha fuerza. Unidades en Newton [N] o kilo Newton [kN].
α, β, γ	Letras griegas alpha, betta y gamma usadas para identificar ángulos. Se identificarán debidamente en cada calculo. Unidades en grados [°] o radianes [rad].
T	Par de fuerza generado entre dos engranajes. Unidades en Newton milímetro [Nmm]
b	Ancho de un engranaje. Unidades en milímetros [mm].
W	Indica el peso del vehículo. En el subíndice se indicará si se trata de un peso parcial o general. Unidades en kilogramos [kg]
r	Referido a un radio de una circunferencia. El subíndice indica información acerca del sujeto. Unidades en metros [m], centímetros [cm] o milímetros [mm]
μ	Letra griega mu. Utilizada para indicar coeficientes de minoración o mayoración. El subíndice indica a que esta referido. Sin unidades
D	Diámetro. El subíndice indica información del sujeto. Unidades en metros [m], centímetros [cm] o milímetros [mm].

<i>H</i>	<i>Altura. El subíndice indica información del sujeto. Unidades en metros [m], centímetros [cm] o milímetros [mm].</i>
<i>V</i>	<i>Velocidad lineal. El subíndice indica información para su identificación. Unidades en metros partido segundos [m/s] o kilómetros partido hora [km/h]</i>

Introducción general

En el presente Trabajo académico de Fin de Grado se persigue el objetivo de aplicar los conocimientos adquiridos durante el curso del Grado de Ingeniería Mecánica a un ejemplo realista con tal de demostrar las aptitudes alcanzadas.

Dado a la especialización escogida de Diseño de Máquinas, se hará hincapié en los apartados relacionados con dicha especialización tales como el diseño y calculo sobre mecanismos, comprobaciones y pruebas de funcionamiento sobre estos, los materiales a utilizar y su proceso de fabricación, etc.

Con tal de evitar una elevada extensión del trabajo así como mostrar otros conocimientos adquiridos, se realizarán una gran parte de los cálculos mediante herramientas de simulación dinámica y cálculos mediante el Método de Elementos Finitos. En este caso, en el apartado de simulación dinámica de los elementos se utilizará el software ADAMS View, el cual permite reproducir simulaciones 3D de los elementos y de su funcionamiento, así como realizar mediciones sobre dicho modelo computacional.

Por otro lado, se utilizará el software de ANSYS Mechanical para el análisis estructural de los elementos, aplicando sobre ellos los esfuerzos obtenidos en la simulación del funcionamiento, y comprobando así los puntos críticos.

Estos procedimientos se van a aplicar en el ámbito de los vehículos turismo, específicamente en el elemento mecánico denominado diferencial. Aunque en este trabajo se va a trabajar sobre un modelo de vehículo comercial específico, este estudio puede ser aplicado a todos aquellos vehículos que compartan características con el mecanismo del modelo especificado.

Como se indicará más adelante, el estudio está enfocado a conseguir una mejora en cuanto al funcionamiento y respuesta del vehículo ante condiciones de conducción extrema derivadas de su utilización en competiciones del segmento *drift*. Dicho segmento se centra en realizar un derrapaje controlado a través de un trazado controlado de un circuito para este fin.

Dicho nuevo uso del vehículo supondrá la aparición de una serie de esfuerzos de mayor magnitud respecto a un uso utilitario del vehículo. Esto deberá tenerse en cuenta a la hora de utilizar este estudio para otros vehículos que no persigan esta finalidad.

Este trabajo académico será tratado como un proyecto real y como tal está dividido en los apartados habituales respecto a proyectos de productos excepto en aquellos casos puntuales en los que sea necesario la justificación de los resultados y/o datos iniciales.

Bibliografía

Para la realización de este trabajo se han utilizado fundamentalmente los conocimientos, apuntes y material educativo proporcionado en las siguientes asignaturas del Grado en Ingeniería Mecánica:

- Diseño de Máquinas I y Diseño de Máquinas II
- Automóviles
- Especialización en Diseño de Máquinas (Dinámica de Sistemas Multicuerpos, Diseño Mecánico Avanzado y Técnicas Computacionales en Ingeniería Mecánica)
- Oficina Técnica

Una gran parte de lo explicado en cuanto a la propia mecánica del vehículo, su funcionamiento, montaje y desmontaje, así como las ventajas y desventajas de los sistemas de autobloqueo, están desarrollados a partir de conocimientos propios en cuanto a mecánica y modificación de automóviles, así como experiencias propias.

Como fuentes externas, se ha consultado:

- Manual de taller BMW Serie 5 1998 – comercializado por BMW para su uso profesional en talleres autorizadas
- Autodata.net – página online gratuita de consulta de fichas técnicas de vehículos
- Wikipedia – búsquedas relacionadas con la definición exacta de conceptos
- El Manual De Reformas De Vehículos – normativa vigente en cuanto a modificación de vehículos
- Reglamento UE 678/2011 - que sustituye el anexo II y modifica los anexos IV, IX y XI de la Directiva 2007/46/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, por la que se crea un marco para la homologación de los vehículos de motor y de los remolques, sistemas, componentes y unidades técnicas independientes destinados a dichos vehículos
- Real Decreto 2028/1986 de 6 de junio, por el que se dictan normas para la aplicación de determinadas Directivas de la CEE, relativas a la homologación de tipos de vehículos automóviles, remolques y semirremolques, así como de partes y piezas de dichos vehículos.
- Reglamento (CE)Nº715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 20 de junio de 2007, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos.

ÍNDICE

Documento 1: Memoria

1. Objeto	2
2. Contexto histórico	3
3. La cadena de transmisión de un automóvil accionado mediante MCIA	5
4. Funcionamiento de un mecanismo diferencial de un automóvil	7
4.1. Funcionamiento mecánico del diferencial	8
4.2. Situaciones donde el uso del diferencial es clave	10
5. Tipologías actuales	12
5.1. Autoblocante mecánico	12
5.1.1. Bloqueo mecánico a un solo eje	12
5.1.2. De deslizamiento limitado	13
5.2. Autoblocante electrónico	15
6. Estudio de necesidades y factores a considerar	17
6.1. Antecedentes generales	17
6.2. Factores a considerar que afectan a la transmisión por engranajes	17
6.3. Presentación y datos del vehículo del estudio	20
6.3.1. Esfuerzos sobre la pieza original	21
7. Nuevas necesidades y condicionantes sobre el vehículo respectivos a su nuevo uso	27
7.1. Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo	27
8. Planteamiento de soluciones alternativas y justificación de la solución adoptada	31
8.1. Variación del número de engranajes	31
8.2. Aumento del módulo de los engranajes	33
8.2.1. Variación del diámetro	34
8.2.2. Variación del número de dientes	35
8.3. Añadir autoblocante mecánico	36
8.4. Comparativa y decisión	37
8.4.1. Valoración de las propuestas según los aspectos establecidos	38
8.4.2. Comparativa final	42
9. Descripción detallada de la solución adoptada	43
10. Justificación detallada de los elementos de la solución adoptada	46

Anexo I: Estudio visual del mecanismo original	48
Anexo II: Simulaciones sobre el mecanismo original	60
Anexo II: Simulaciones sobre las modificaciones	78

Documento 2: Planos

- 1. Mecanismo original**
- 2. Mecanismo modificado**
- 3. Esquema simplificado del montaje de la modificación**

Documento 3: Pliego de Condiciones

1. Objeto	95
2. Condiciones de los materiales	96
2.1. Descripción	96
2.2. Control de calidad	97
3. Condiciones de la ejecución	99
3.1. Descripción	99
3.2. Control de calidad	101
4. Pruebas y ajustes finales	102
5. Especificaciones facultativas	104
6. Especificaciones legales	105
Anexo I: Fichas técnicas	107

Documento 4: Presupuesto

1. Objeto	111
2. Factores considerados	112
3. Tabla de precios descompuestos	114
4. Resumen del presupuesto	116

MEMORIA

DOCUMENTO 1

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

1. Objeto

El objeto del presente documento es el estudio, simulación y documentación de un mecanismo diferencial de un vehículo turismo que cumpla ciertas especificaciones y condiciones técnicas, así como una propuesta de mejoras a realizar en el propio sistema original o cambio por otro sistema. Para su aplicación, se escogerá un modelo en específico y se realizarán los cálculos basándonos en los datos mecánicos de dicho modelo en particular.

El vehículo utilizado en este estudio actualmente tiene un uso utilitario, sin embargo, el estudio de mejoras del sistema diferencial, así como otras modificaciones planeadas para el mismo vehículo, se enfocan en un futuro competitivo en el que prima la transmisión de par y la resistencia del elemento. Dentro de las competiciones en el segmento de turismos, el vehículo objeto se pretende utilizar en la modalidad de *“Drift”* o *“Drifting”*.

Centrándonos en el estudio del sistema del diferencial, buscamos una modificación sobre el sistema que suponga un aumento de par trasero de forma gradual o controlada con tal de asegurar la integridad del piloto y del vehículo, y ser competitivos en esta modalidad. A su vez se realizará un estudio y simulación sobre los esfuerzos que podría llegar a sufrir el sistema de engranajes y con ello comprobar si se necesitase un sistema más robusto. Como valor añadido, sería de interés estudiar la implementación de un sistema de autobloqueo (en caso de no tenerlo ya, o si lo tiene su sustitución si no es el más óptimo) para anular el propio efecto del diferencial y favorecer el derrapaje.

2. Contexto histórico

A lo largo de la historia se ha intentado reclamar la invención del mecanismo conocido como diferencial en varias ocasiones, sin embargo, lo más probable es que fuese conocido y desarrollado en varios lugares y épocas de forma simultánea, por lo que podría considerarse una invención común.

Cabe destacar que dicho mecanismo, aunque popularmente se relaciona de forma automática con su función y forma dentro de un vehículo, lo cierto es que es un mecanismo el cual se ha empleado y diseñado en muchos campos de aplicación. Su función principal en la cual se permite una velocidad angular diferente en cada semieje de salida hace que el uso del diferencial sea más habitual de lo que se piensa. Precisamente esta versatilidad es probablemente la causa de que su diseño y desarrollo no este perfectamente marcado ya que el mismo mecanismo podría estar siendo usado en dos aplicaciones completamente diferenciadas sin que sus respectivos diseñadores tuviesen conocimiento de ello.

El mecanismo más antiguo encontrado hasta la fecha relacionado con un mecanismo diferencial es el Mecanismo Anticitera, descubierto en 1902 por unos pescadores y que posteriormente se dataría entre 100 a.C. y 70 a.C. Este mecanismo, utiliza el mismo principio de los mecanismos diferenciales actuales para determinar el ángulo entre las posiciones elípticas del Sol y la Luna, así como la fase lunar.

Para encontrar el primer mecanismo diferencial primitivo aplicado a medios de transporte, debemos avanzar hasta la década de 250 d.C. en la cual el ingeniero chino Ma Jun creó el primer carruaje documentado: "Carruaje que apunta al sur". Dicho carruaje, tenía un mecanismo parecido a un compás que facilitaba los giros. Aunque de este sistema no se tienen buenas referencias, varios ingenieros de la década de los 20s, consideran que este sería un primer prototipo del diferencial de automóvil actual. Uno de dichos ingenieros fue Joseph Williamson quien estaba especializado en relojería y es el autor de un mecanismo diferencial aplicado a los relojes datado en el año 1720.

En 1810, Alemania, Rudolph Ackermann creó un sistema de cuatro ruedas dentadas para carruajes. En este caso, hay opiniones enfrentadas de si este sistema pudiera entenderse como un diferencial o no, y, en caso de que lo fuese, si estuviese basado en el mecanismo diseñado por Ma Jun o si fue invención propia.

Aunque los sistemas mecánicos descritos anteriormente tenían como propósito el mismo objetivo que los diferenciales actuales, como se ha comentado, no se tiene una opinión clara y generalizada sobre si se consideran prototipos primitivos o, por el contrario, sistemas e invenciones que no evolucionaron. En ambos casos, se considera como opinión generalizada que el mecanismo diferencial para automóviles nació en 1827 a manos del mecánico francés Onesiphore Pecqueur (nacido en Pas-de-Calais en 1792 y fallecido en París en 1852).

Pecqueur fue maestro de taller del Conservatorio de Artes y Oficios de París. Durante sus años con tal título, se dice que concibió la idea del diferencial mientras trabajaba en el desarrollo de un modelo del vehículo tipo carro de Cugnot. Este mecanismo se considera el primer diferencial moderno para automóviles, y sería el sistema que seguiría evolucionando hasta día de hoy.

A partir de dicho año, el mecanismo se empezó a desarrollar con múltiples propósitos dentro del transporte. Prueba de ello fueron los “engranajes de compensación”, una patente registrada por Richard Roberts (Inglaterra) en 1832 el cual fue un sistema diferencial adaptado a las locomotoras de carretera.

Aunque ya se habían realizado algunos prototipos, no fue hasta mitad del siglo XIX, y con el desarrollo de los primeros vehículos de vapor, se empiezan a producir en serie dichos prototipos de diferencial. Como ejemplo primerizo fueron los modelos de Clayton & Shuttleworth comercializados en 1865.

Ya establecido y comercializado el mecanismo diferencial, varias marcas comenzaron a desarrollar sus propias variantes y patentarlas buscando la eficiencia y la mejoría del prototipo de Pecqueur. Como ejemplo, en 1874, la empresa agrícola de Aveling & Porter ofertó un tanque grúa en su catálogo que implementaba un mecanismo diferencial en el eje trasero con patente propia.

Dos años más tarde, en 1876, J.K. Starley (Coventry), inventó y desarrollo un diferencial accionado por cadenas en vez de por engranajes. Su uso principal fue en bicicletas, sin embargo, más tarde, en 1877, la patente sería adquirida y usada en los automóviles de Karl Benz.

El mecanismo siguió evolucionando y mejorando y en 1897 se documentó el uso de un diferencial muy aproximado a los actuales en un vehículo de vapor australiano con la firma de David Shearer.

En el siguiente siglo, exactamente en 1959, Vernon Gleason patentó el diferencial Torsen, el cual envía la potencia del vehículo a la rueda con mejor adherencia sin necesidad de bloquear el eje mediante engranajes y embragues. Este sistema, aunque evolucionado, es de los más usados hoy en día y marcó una diferencia en la seguridad y maniobrabilidad de los automóviles. Esta mejora respecto a la tracción del vehículo supuso una seguridad extra para las marcas a la hora de desarrollar vehículos de mayor potencia.

El momento exacto de la invención del mecanismo general del diferencial no es seguro atribuirlo a un sistema en específico ya que se han documentado varios mecanismos que cumplen con la misma función, pero con funcionamientos distintos, por lo que no se sabe a partir de cuál de ellos evolucionó el mecanismo actual. Sin embargo, es seguro afirmar que la invención de Pecqueur fue aquella que marcó el desarrollo como tal del mecanismo diferencial aplicado a los vehículos.

3. La cadena de transmisión de un automóvil accionado mediante MCIA

En referencia a los automóviles accionados mediante motores de combustión interna alternativa (MCIA), se denomina transmisión de un vehículo a la cadena cinemática y mecánica desde la salida de potencia del propio bloque motor hasta el neumático. Esta cadena de movimiento se magnifica físicamente como el conjunto de engranajes, acoplamientos, ejes y otros dispositivos mecánicos y auxiliares que conducen el giro del motor a las ruedas.

Los elementos principales de la transmisión en sentido desde el motor a la rueda son el embrague, el cambio de velocidades, el árbol de transmisión, el diferencial y los semiejes (también denominados palieres). Entre estos elementos existen una serie de juntas y conexiones necesarias para la correcta transmisión del movimiento.

El embrague es un mecanismo que puede estar controlado por el usuario (vehículos manuales) o no (vehículos automáticos) el cual, a grandes rasgos, permite unir o separar la cadena cinemática de la transmisión permitiendo controlar a voluntad su funcionamiento. Dicho mecanismo ha evolucionado desde 1885, año en el que Benz presentaba el primer embrague propiamente dicho. En la actualidad, existen 5 grandes grupos de tipos de embragues dentro de los cuales existen subgrupos dependiendo de sus elementos y su accionamiento interno.

A continuación del embrague se encuentra la caja de velocidades, también nombrada caja de cambios o simplemente "cambio". Se trata de un conjunto de engranajes montados sobre dos o más ejes que, junto con otros elementos auxiliares, tienen por objetivo adecuar el par motor a la resistencia que presenta el vehículo bajo ciertas circunstancias. A su vez, asegura el correcto funcionamiento del motor al mantener el régimen limitado en la franja adecuada de máximo par y máxima potencia. Al igual que el embrague, puede ser accionado o no por el usuario dependiendo de si el vehículo es manual o automático.

El embrague permite que la caja de velocidades engrane y desengrane a voluntad y con seguridad ya que, como ya hemos mencionado, el embrague desacopla la transmisión de giro, con ello los engranajes de la caja de velocidades no giran, por lo que pueden realizar un engrane seguro.

En el caso de que el vehículo sea tracción trasera y motor delantero, existe un eje de transmisión (también llamado árbol de transmisión) encargado de transmitir la rotación de salida del eje de la caja de velocidades hasta el mecanismo diferencial. En el caso de los vehículos con tracción a las cuatro ruedas, a mitad del citado eje de transmisión suele existir un diferencial central el cual es el encargado de repartir la potencia únicamente a un eje o a ambos. Este elemento mecánico está sometido a

altos pares, así como a vibraciones y deformaciones debido a su longitud, por lo que su diseño y cálculo específico es crucial para la seguridad y buen funcionamiento en la vida útil de un vehículo.

4. Funcionamiento de un mecanismo diferencial de automóvil

La misión de un mecanismo diferencial actual de automóvil es permitir una velocidad angular diferente en cada neumático de un mismo eje. Dependiendo de la tipología de diferencial, este objetivo puede alcanzarse mediante varios sistemas mecánicos, hidráulicos y/o eléctricos, sin embargo, todos ellos funcionan gracias a una diferencia de fuerza de tracción en las ruedas de un mismo eje.

A su vez, y como objetivo secundario, los motores de automóvil suelen proporcionar un elevado régimen de giro, aunque con poco par, por lo que la relación entre los engranajes del diferencial (junto con la relación del cambio de velocidades) ralentizan los neumáticos respecto al giro del motor, pero consiguiendo un aumento considerable del par. Alcanzando este objetivo secundario mediante el aumento de la relación final del diferencial, podemos utilizar motores de potencia inferior respecto a un vehículo con una relación final cercana a la unidad, obteniendo así una ventaja económica y eficiente.

Refiriéndonos a un mecanismo diferencial estándar, este está compuesto de dos piñones cónicos unidos a los extremos de los semiejes (denominados planetarios), y otros dos piñones cónicos (denominados satélites) montados en los extremos de un eje porta satélites. En vehículos pesados o de elevado par, los satélites pueden llegar a ser cuatro y tener una disposición en cruceta.

Dado que el mecanismo debe transmitir el máximo par posible a las ruedas (evitando excesivas pérdidas), así como la baja velocidad y tiempo en funcionamiento con movimiento relativo, tanto los planetarios como los satélites suelen diseñarse con dientes rectos.

Todos los componentes básicos (satélites, planetarios y ejes porta satélites) suelen ser fabricados en acero al carbono o con tratamientos que mejoren sus condiciones mecánicas.

La carcasa que envuelve el mecanismo y lo protege de la suciedad y posibles golpes, así como mantener la estanqueidad para la lubricación, suele estar fabricado en acero endurecido. Dentro de esta misma carcasa también se alojaría el par de reducción final (depende del modelo de vehículo).

Con tal de asegurar el correcto funcionamiento de los engranajes, así como garantizar una durabilidad mínima y mantener una temperatura de funcionamiento adecuada, el mecanismo del diferencial está sumergido en aceite (denominado también como valvulina). En todo caso el fabricante deberá especificar la densidad del aceite así como si debe tratarse de mineral o sintético.

4.1. Funcionamiento mecánico del diferencial

Como ya se ha expuesto con anterioridad, el mecanismo del diferencial ha evolucionado a la par que las nuevas necesidades específicas que han surgido dado el amplio abanico de segmentos de automóviles actuales. Según el segmento al que pertenezca el vehículo, así como las propias marcas fabricantes, es posible que haya variaciones respecto al posicionamiento de los elementos del mecanismo. A continuación, encontramos un esquema visual de un diferencial sin autoblocante estándar. En ella podemos identificar los elementos que lo componen ya explicados con anterioridad y su disposición.

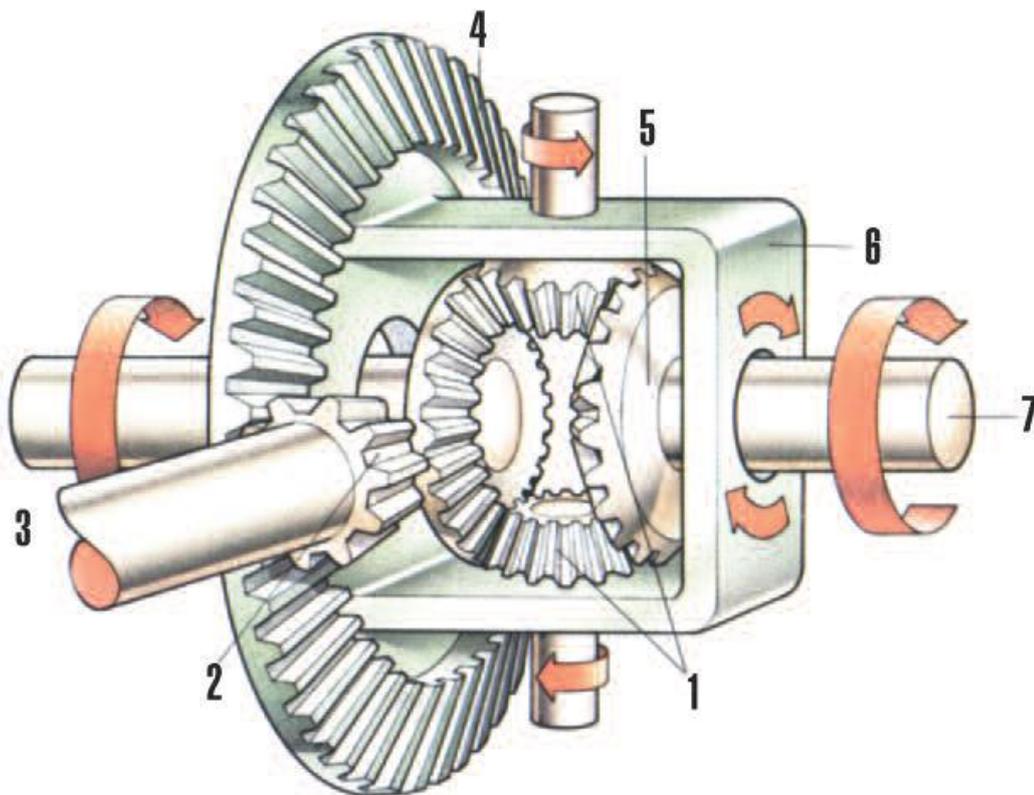


Imagen 1: elementos del mecanismo diferencial básico. Siendo: 1-satelites; 2-piño; 3-eje de transmisión (entrada desde el motor); 4-Corona; 5-planeatios; 6-caja de satélites y planetas (carcasa); 7-palier de salida.

Fuente: [El mecanismo diferencial, como funciona y como está compuesto - Taller Actual](#)

A su vez, en esta misma imagen, podemos observar señalados los movimientos angulares de los elementos.

Mecánicamente y atendiendo a la cadena cinemática, el funcionamiento del diferencial estándar se debe dividir en dos situaciones: cuando el vehículo está realizando una dirección de la marcha lineal rectilínea o en un ángulo de giro muy amplio y a poca velocidad, y una segunda situación en la que el vehículo traza una curva de bajo radio o a gran velocidad.

En la primera situación, el mecanismo diferencial no actúa como tal y únicamente divide la potencia recogida desde el motor de forma igualitaria entre ambos neumáticos traseros, manteniendo un equilibrio y control sobre la tracción. En este caso, siguiendo la cadena cinemática, el eje de transmisión (3) introduce el movimiento al sistema de engranajes. Dicho eje de entrada (3) está conectado a la corona (4) mediante un piño (2). La corona (4) tiene unida una caja de satélites y planetas (6) que gira solidaria con dicha corona. A esta caja, están unidos los ejes de los satélites (1) haciendo que estos giren solidarios con la corona (4). Los satélites (1) engranan con los planetarios (5) que están unidos directamente a los palieres de salida (7), haciendo que estos giren solidarios. Como se ha comentado con anterioridad, en el caso de que el vehículo este trazando una línea recta o una curva muy amplia, los planetarios ejercerán una resistencia similar, por lo que el movimiento será simétrico y la única función, en este caso, del diferencial será la de redireccionar y dividir el par y velocidad angular recibida del eje de transmisión. En este caso, la corona (4), los planetarios (5) y, por tanto, los palieres de salida (7), giran solidarios.

En la segunda situación, nos encontramos con que uno o ambos de los dos neumáticos conectados por el diferencial sufren un par resistente de forma antisimétrica con el otro neumático. En este caso, la cadena cinemática seguiría comenzando en el eje de entrada (3) unido y que gira solidario con el piño (2). Dicho piño vuelve a engranar directamente con la corona (4) que a su vez tiene unida la caja de satélites y planetas (6). Dicha caja (6), tiene unidos los ejes de los satélites (1), los cuales esta vez reciben una resistencia desigual por parte de los dos planetarios (5). En este caso, dado que los satélites tienen permitido el giro respecto a su eje, y dado que la velocidad angular de entrada no varía, estos comenzarán a girar angularmente sobre sus ejes, permitiendo que los planetarios (5) giren con diferente velocidad angular entre si, pero manteniendo la velocidad angular del conjunto. En este caso, aunque la velocidad angular y el par de entrada del mecanismo no varíe, la diferencia de pares resistentes de los neumáticos hará que los planetarios (5) no giren solidarios con la corona (4) ni entre sí, por lo que los pares de salida, así como la velocidad angular de salida en los palieres (7) variara de un semieje a otro.

A continuación, se incluye una imagen en la que se indican los movimientos angulares de los engranajes según la dirección de la marcha con tal de apreciar sus diferencias.

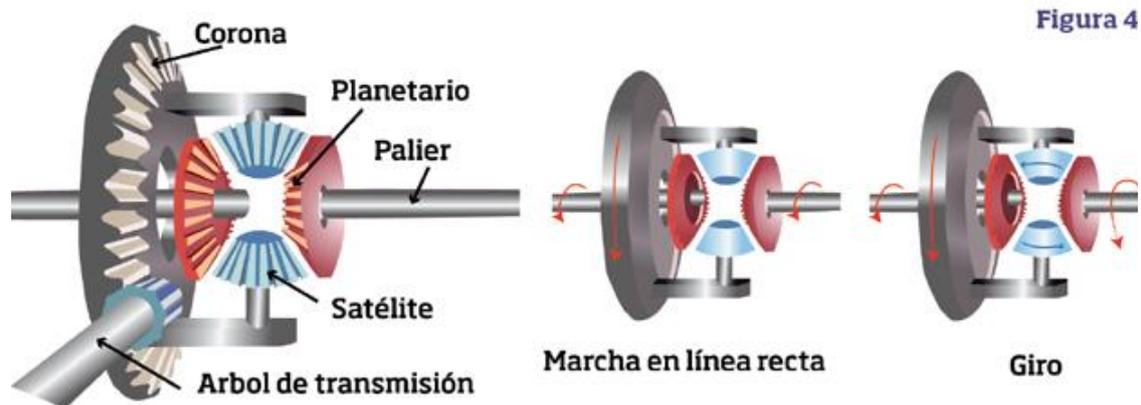


Imagen 2: elementos del mecanismo diferencial básico y sus modos de giro.

Fuente: [El diferencial - Planeta Camión \(planetacamion.com.ar\)](http://El diferencial - Planeta Camión (planetacamion.com.ar))

Cabe destacar que esta explicación es válida tanto para la marcha frontal como la trasera. Cuando se engrana la marcha en reversa, el sentido del giro del eje de transmisión será al contrario que con la marcha frontal. En esta situación, el funcionamiento explicado anteriormente es el mismo, solo varía el sentido en el que giran los engranajes y ejes del conjunto.

4.2. Situaciones donde el uso del diferencial es clave

Existen dos situaciones habituales en las que el uso del diferencial marca una gran diferencia en el comportamiento y seguridad del vehículo tanto de forma positiva como negativa:

- En los giros relativamente cerrados, sobre todo a baja velocidad. Al trazar una curva, si dos cuerpos deben seguir alineados durante todo el trazado, es fácil imaginar que el cuerpo situado en la parte externa de la curva deberá acelerar respecto a su velocidad en línea recta, así como, en el caso de un radio de giro muy pequeño, el cuerpo en la zona interna de la curva deberá ralentizarse respecto a su velocidad en línea recta. Esto sucede simplemente porque deben cubrir fracciones de circunferencia diferentes en el mismo tiempo. Extrapolando esta explicación simplificada al eje trasero automóvil (mecanismo de dirección), los neumáticos traseros tienen la restricción de estar alineados debido al propio eje que los une, por lo que a la hora de realizar una curva, en caso de un eje rígido y sin diferencial, dependiendo de la velocidad del vehículo, así como del radio de giro, al menos uno de los dos neumáticos no podrá seguir la trayectoria rodando, por lo que el deslizamiento vencerá y dicho neumático perderá la tracción. Esta situación se soluciona con la instalación de un diferencial. Como hemos comentado con anterioridad, la misión de este mecanismo es permitir una diferencia de velocidades angulares entre los semiejes, por lo que los neumáticos podrán adaptar su velocidad con tal de seguir alineados y trazar la curva. Este mecanismo unido a la evolución de la suspensión trasera ha

permitido no solo disminuir el ángulo de giro mínimo de los vehículos, sino aumentar su seguridad en los trazados a alta seguridad.

- En la pérdida de agarre de un neumático del eje de tracción. Cuando circulamos con nuestro vehículo, la suciedad en la calzada, el desnivel del pavimento, las bolsas de agua, así como otros agentes externos, pueden condicionar el coeficiente de fricción de la vía de forma no constante, pudiendo encontrar en un trazado “parches” de la vida con menor fricción que el habitual de dicha vía. En la mayoría de las situaciones, esta diferencia de coeficientes no afecta en gran medida al vehículo, sin embargo, se pueden dar casos extremos en los que un neumático del eje se encuentre en pavimento y el otro sobre una placa de hielo, o que uno de los dos neumáticos se encuentre sobre tierra y el otro en barro. En estos casos, en un vehículo con diferencial y transmisión trasera, la potencia de la transmisión seguiría repartiéndose de forma igualitaria sobre ambos neumáticos del eje (50:50), sin embargo, se crearía una pérdida de potencia significativa dado que el mecanismo permitiría una diferencia angular entre los neumáticos, permitiendo que la potencia se desviase hacia el neumático con menor coeficiente de fricción y causando que este patine. La tendencia en estos casos del conductor es aumentar la potencia en el eje acelerando o disminuyendo una velocidad, sin embargo, en este caso, no solo un neumático con menos del 50% de la potencia debería ser capaz de empujar todo el vehículo, sino que debería ser capaz a su vez de vencer el deslizamiento que se esté produciendo en el neumático de su mismo eje. En esta situación, el hecho de que el vehículo incorpore un mecanismo diferencial es una clara desventaja para su funcionamiento, por lo que será una situación clave a tener en cuenta. Con tal de solventar esta problemática, se desarrollaron mecanismos diferenciales que fuesen capaces de bloquear total o parcialmente su propio mecanismo (denominados mecanismos diferenciales con sistema autoblocante), creando en estas situaciones una aproximación a un eje rígido o semirrígido que sí aseguraría que la repartición de potencia siguiese siendo 50:50, por lo que, en situaciones habituales, el vehículo sería capaz de continuar la marcha.

5. Tipologías actuales

La constante evolución en los vehículos hace que constantemente se busquen mejoras tanto generales como específicas dependiendo del uso del vehículo. Respecto al sistema diferencial, destacan los diferenciales autoblocantes, los cuales permiten la anulación del propio diferencial de forma controlada, y su vez se subdividen en autoblocantes mecánicos o autoblocantes electrónicos según su accionamiento y ajuste.

Dentro del diferencial, el autobloqueo tanto mecánico como electrónico permite de forma automática que el propio vehículo reparta el par de forma desigual entre los neumáticos del eje en el que este montado. De esta forma, en caso de que los neumáticos experimenten un deslizamiento desigual, parte del par será redirigido hacia el neumático en donde el par de fricción sea mayor. Al realizar este reparto, se asegura una mayor tracción ya que es posible favorecer el par de tracción propiamente dicho sobre aquel neumático que de por sí ya estaba experimentando un mayor par de fricción.

Aunque esta propiedad sea beneficiosa, se debe tener en cuenta que su montaje este contra indicado en ejes delanteros ya que el reparto desigual del par desequilibraría la dirección y el control del vehículo se vería reducido en cuanto a confort y maniobrabilidad. A su vez, se debe tener en cuenta que puede llegar a afectar negativamente en el efecto de la frenada ABS en caso de que de forma electrónica no se controle la compatibilidad entre ambos.

5.1. Autoblocante mecánico

Tal y como su nombre indica, en mecanismo diferencial con autoblocante mecánico, el diferencial es bloqueado (desactivado) mediante algún elemento mecánico extra el cual varía dependiendo del tipo. En este sistema de autobloqueo, se suele fijar el porcentaje de diferencia de giro máximo a partir del cual el elemento mecánico actúa sobre el diferencial (el bloqueo no es completo), dejando así únicamente dos opciones: diferencial suelto (o sin bloqueo) y diferencial bloqueado.

Dependiendo del modelo de diferencial, así como el uso y tipo del vehículo, este porcentaje de bloqueo sobre el eje, llamado “tarado de bloqueo”, para vehículos turismo genéricos suele ser inferior al 25% con tal de evitar bloqueos demasiado bruscos. Para vehículos de competición, el tarado suele superar el 40%.

5.1.1. Bloqueo mecánico a un solo eje

En este sistema, se incluye a los engranajes básicos del diferencial convencional un sistema de embrague por dientes y entrantes. Este va acoplado a la corona del diferencial y al semieje que lo atraviesa. El accionamiento del autobloqueo se realiza mediante una deslizadera (u horquilla balancín) encargada de engranar el propio embrague de bloqueo. Este accionamiento antiguamente se realizaba de forma manual,

aunque en la actualidad el accionamiento es neumático, sin embargo, a nivel de competición sigue habiendo ciertas modalidades en las que es preferible un accionamiento manual.

Una vez engranado el embrague dentado, se consigue que las ruedas motrices giren a la misma velocidad que la corona del propio diferencial, anulando así el mecanismo como tal y evitando que una rueda entregue un par inferior causado por un deslizamiento.

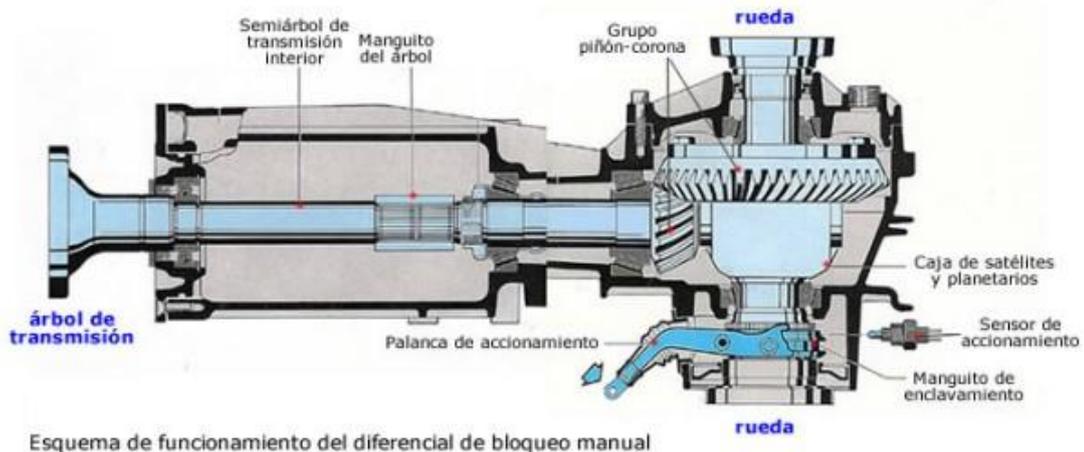


Imagen 3: Mecanismo diferencial con bloqueo mecánico a un solo eje.

Fuente: material proporcionado en la asignatura de Automóviles.

En la imagen anterior se pueden observar identificadas las partes añadidas al mecanismo base. Dado las diferentes necesidades de cada vehículo y los desarrollos propios de cada fabricante, la disposición puede variar ligeramente al comparar varios autoblocantes mecánicos a un solo eje.

5.1.2. De deslizamiento limitado

Al contrario que en el autobloqueo a un solo eje, el autobloqueo de deslizamiento limitado se diseña para que la rueda con mayor fricción reciba mayor par, favoreciendo así su adherencia a la vía.

En este caso, el diferencial se configura a base de ruedas dentadas con efecto de autorretención o con un conjunto de discos alternados sumergidos en valvulina según el tipo.

5.1.2.1. Sistema Torsen

En este caso, los engranajes del mecanismo diferencial tradicional se sustituyen por dos conjuntos de ruedas dentadas helicoidales cruzadas, llamados “tornillos planetarios”, que se interconectan mediante tres pares de ruedas helicoidales, llamados “tornillos satélites”. Las hélices de dichos tornillos satélites tienen dientes rectos tallados en sus extremos, estos dientes son los que están en contacto con los “tornillos planetarios”.

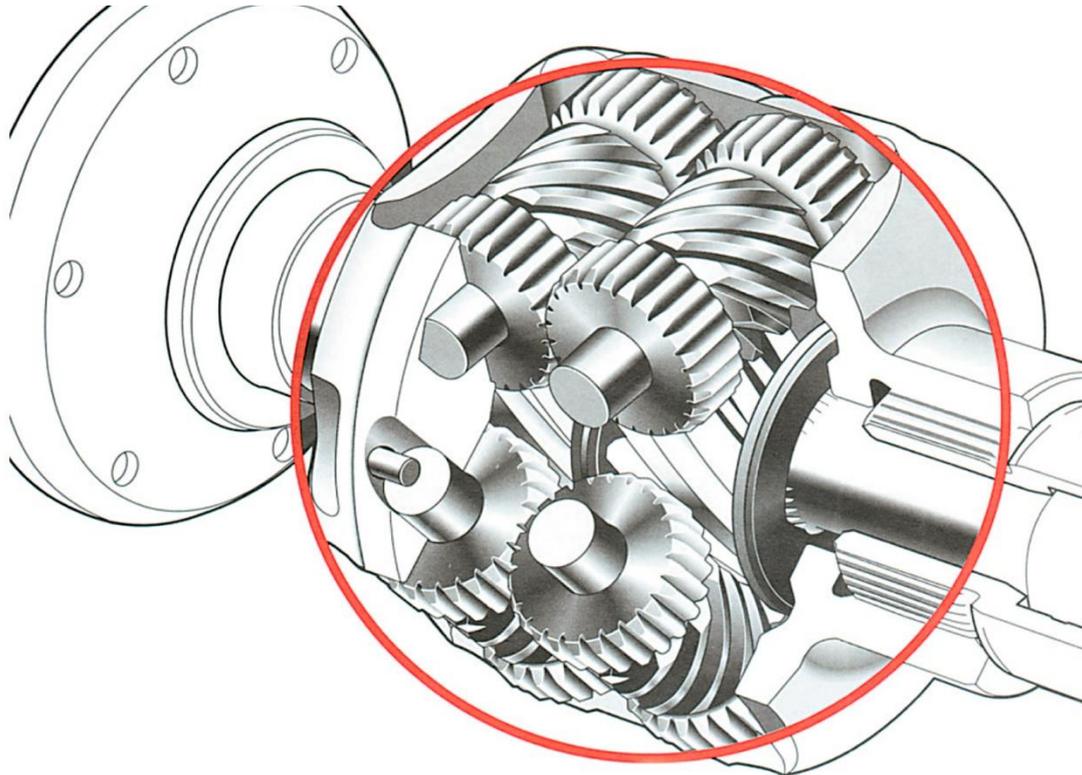


Imagen 4: mecanismo diferencial con sistema Torsen.

Fuente: <https://talleractual.com/>

Dicho contacto entre dientes crea una fricción responsable de la autorretención la cual varía en función del ángulo de la hélice. Esta dependencia convierte a este ángulo como punto de diseño en este sistema de diferencial con autobloqueo.

Gracias a la configuración con engranajes de este sistema, en caso de que un neumático perdiese excesiva adherencia, el par se transmitiría gradualmente hacia el otro neumático del eje, evitando así un bloqueo completo del eje. Este comportamiento suele generar mayor confianza en pavimentos extremos.

5.1.2.2. Transmisión viscosa

Esta configuración se realiza mediante un conjunto de discos de acero alternados sumergidos en un fluido de alta viscosidad (valvulina o silicona) el cual no pierde propiedades ante los cambios de temperatura (aunque si varía susceptiblemente su volumen). Estos discos están envueltos en un tambor de salida del diferencial.

En el montaje, una parte de los discos están perforados y unidos al tambor de salida del diferencial, y otra parte están acanalados y unidos al eje de entrada. Esta variación de huellas en los discos se diseña con el fin de aumentar la fricción viscosa del embrague. Con tal de aumentar todavía más dicha fricción, una parte de los discos se habilitan para su desplazamiento axial mientras la otra se encuentra fijada mediante anillos de separación.

Esta disposición actúa en función de la diferencia del número de revoluciones entre los semiejes, siendo mayor el efecto de bloqueo a mayor diferencia de velocidad angular.



Imagen 5: Mecanismo diferencial de transmisión viscosa.

Fuente: [Tipos de diferenciales autoblocantes | Pruebaderuta.com](https://www.pruebaderuta.com/Tipos-de-diferenciales-autoblocantes/)

Los vehículos con tracción a las cuatro ruedas incorporan este sistema en el diferencial central encargado de distribuir el par a ambos ejes del vehículo, permitiendo una limitación en la acción de dicho diferencial central.

5.2. Autoblocante electrónico

El Diferencial Autoblocante Electrónico (EDS por sus siglas en inglés), al contrario que el sistema mecánico, trabaja conjuntamente con el sistema ABS de frenada, por lo que no solo es un sistema que mejora el paso por curva y la adherencia en vías desfavorables, sino que mejora los factores de seguridad del vehículo ya que, al poder actuar de forma gradual usando la información de los sensores de funcionamiento del vehículo, supone una mejora sustancial tanto en pavimentos muy desfavorables como en subidas, aceleraciones o incluso en maniobras con marcha atrás.

En este caso el accionamiento es completamente automático y autorregulado, por lo que la intervención del sistema suele ser suave e inadvertido. Al trabajar conjuntamente con el ABS, no supone ninguna influencia negativa sobre este, por lo que no modifica el comportamiento en la dirección, permitiendo así su montaje tanto en ejes delanteros como traseros y siendo indicado como sistema a implementar en el diferencial central de los vehículos con tracción a las cuatro ruedas.

Una ventaja extra de implementar este sistema es su unidad de control, la cual puede simular electrónicamente la temperatura y desgaste de los frenos basándose en el uso y duración del EDS y el ABS.

Esta simulación sirve para indicar al usuario de la necesidad de cambio de pastillas de freno o, en vehículos de alta gama, de una conducción errática. A su vez, actúa como sistema de seguridad, ya que al alcanzar un valor límite en la temperatura de los frenos,

el EDS se desactiva para evitar un sobrecalentamiento, pero permite que el ABS siga funcionando, por lo que la seguridad del vehículo al frenar no se ve afectada.

Si bien este tipo de diferencial ofrece muchas ventajas respecto al mecanismo básico, en condiciones extremas como en vehículos 4x4 o de algunas competiciones más rudimentarias no es habitual su uso dado que la delicadeza de la programación, así como la necesidad de personal con mayor formación, no compensan en estas situaciones el resultado final respecto a un autoblocante mecánico.

6. Estudio de necesidades y factores a considerar

6.1. Antecedentes generales

Tal y como se ha indicado con anterioridad, el presente estudio es válido en todos aquellos casos de vehículos turismos que sean propulsados mediante transmisión trasera y su sistema de mecanismo diferencial sea sin autoblocante y con la disposición básica ya explicada en el punto 4.1. *Funcionamiento mecánico del diferencial* del presente documento. Se deberá tener en cuenta así mismo que en este estudio se tienen en cuenta esfuerzos derivados de la competición específica en la que se pretende introducir el vehículo en el cual se basarán los datos y resultados obtenidos. En el caso de que se deba reproducir este estudio para un vehículo que no vaya a ser utilizado en estas condiciones, se deberá revisar la implementación de los esfuerzos y corregirlos para su correspondiente cálculo.

6.2. Factores a considerar que afectan a la transmisión por engranajes

Con tal de poder proponer una serie de mejoras sobre el mecanismo, primero deberemos establecer aquellos parámetros relativos a los engranajes y sus enlaces cinemáticos que supongan una variación positiva en los parámetros objetivo.

Como ya se ha establecido, dado el futuro del vehículo, se va a considerar como “mejora” a toda aquella variación que suponga un aumento de par transmitido hasta los neumáticos traseros. Como objetivo secundario y también a tener en cuenta, se resaltarán aquellas variaciones que a su vez supongan una mejora en la seguridad, eficiencia y/o durabilidad del mecanismo.

Sabiendo que el par producido por un motor de combustión puede calcularse de forma simplificada como:

$$M_{motor}[Nm] = \frac{716,2 * P[CV]}{n[rpm] * \frac{2\pi}{60[s]}}$$

Con esta expresión establecemos que una velocidad angular inferior para una misma potencia conseguirá entregar un mayor par motor. Sin embargo, en el presente proyecto se ha establecido que se pretende buscar ese aumento de par transmitido únicamente variando los elementos del diferencial, por ello deberemos fijarnos en la formulación pertinente a la transmisión mediante engranajes cónicos de dientes rectos y transmisión hipoide.

Como formulación básica aplicable a cualquier transmisión entre dos engranajes encontramos la relación de transmisión, la cual se define como:

$$i[-] = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{z_{entrada}}{z_{salida}} = \frac{d_{salida}}{d_{entrada}}$$

En el caso de que la relación de transmisión sea referida a un conjunto de engranajes, como en el caso de la relación de transmisión de la caja de cambios que es referida a un conjunto de cuatro engranajes, se identificará como R_t .

Dado que el par transmitido a las ruedas en un vehículo puede calcularse (sin tener en cuenta las pérdidas mecánicas) como:

$$M_{ruedas}[Nm] = M_{motor}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios}[-] * R_{t\ diferencial}[-]$$

Un aumento en la relación de transmisión del diferencial supondrá un aumento en el par transmitido a las ruedas, y con ello cumplirá con la definición de “mejora” establecida para este estudio.

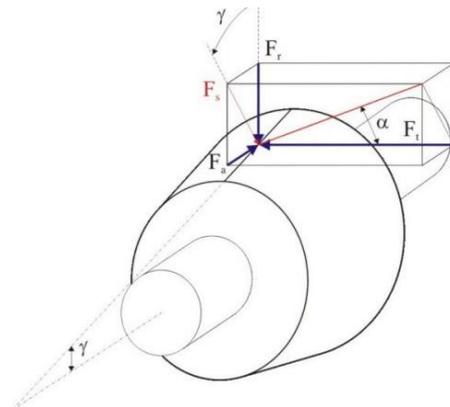
Como se ha establecido en la formulación básica anterior, dicha relación de transmisión depende directamente del número de dientes de los engranajes involucrados, así como de su diámetro. Un aumento del número de dientes del engranaje sin el respectivo aumento proporcional de su diámetro conllevará una disminución en el paso circular del engranaje:

$$p[mm] = \frac{\pi * d[mm]}{z} \rightarrow d[mm] = \frac{p[mm] * z}{\pi}$$

A su vez supondrá una disminución del módulo del engranaje:

$$m[mm] = \frac{p[mm]}{\pi} = \frac{d[mm]}{z}$$

Dicha disminución del módulo supone para el engranaje una disminución en la dureza del propio engranaje, lo que hará que no sea adecuado para grandes transmisiones de par. En el caso de este proyecto interesa un aumento del par transmitido, por lo que buscaremos un aumento del módulo de los engranajes bien aumentando el diámetro y manteniendo el número de engranajes o bien disminuyendo el número de engranajes y manteniendo el diámetro.



*Imagen 6: esquema de las fuerzas y ángulos en un engranaje cónico.
Fuente: material proporcionado en la asignatura de Diseño de Máquinas II.*

Por otro lado, considerando la transmisión entre engranajes cónicos de dientes rectos como lo son los engranajes satélites y planetarios, sabemos que la fuerza tangencial sobre el diente se calcula como:

$$F_t[N] = \frac{T[Nmm]}{d[mm]/2}$$

A partir de dicha fuerza tangencial se pueden calcular el resto de las fuerzas que afectan al engranaje como:

$$F_s[N] = F_t[N] * tg\alpha$$

$$F_a[N] = F_s[N] * sen\gamma$$

$$F_r[N] = F_s[N] * cos\gamma$$

Se deberán de tener en cuenta estas expresiones en el caso de modificar el diámetro de los engranajes afectados con tal de que sigan cumpliendo las condiciones de resistencia.

Por otro lado, un conjunto hipoide se define como un conjunto de dos engranajes cónicos helicoidales en los que uno de los dos se trata de un piño con un número de dientes y diámetro muy inferiores a los del otro engranaje conocido como corona. Su formulación es más compleja respecto a los engranajes cónicos de dientes rectos por lo que los resultados pertinentes se obtendrán mediante el software de dinámica multicuerpo ADAMS View.

Además del propio diseño de los engranajes, existen otros agentes externos que pueden modificar el rendimiento de la transmisión y con ello los resultados obtenidos. Entre estos factores encontramos el uso de la correcta lubricación y la presión ejercida sobre el mecanismo por la propia lubricación.

En el caso del mecanismo diferencial, este se encuentra sumergido en un bajo de aceite de alta densidad el cual suele durar durante toda la vida útil del vehículo. En estas condiciones, se debe asegurar la máxima calidad, así como la viscosidad y rango de temperaturas adecuadas. El diseñar la correcta lubricación en el diferencial puede suponer la diferencia entre un correcto funcionamiento durante toda la vida útil frente a sobre calentamientos y rebaje de la densidad con el tiempo que puede, o no, estar provocado por dicho sobrecalentamiento.

Un aumento de la temperatura en el mecanismo junto con una lubricación inadecuada puede ocasionar un desgaste excesivo, así como un picado de la superficie del diente, lo que puede conllevar un gripado no catastrófico por micro soldaduras entre los dientes en contacto.

6.3. Presentación y datos del vehículo del estudio

Con tal de visualizar el estudio a realizar y dado que se tiene acceso a este modelo de vehículo en particular, el presente estudio será realizado basado y enfocado en el modelo Serie 5 producido y comercializado por BMW. En concreto, nos referiremos al modelo de la cuarta generación (1997) conocida como E39, con una motorización 528i.

La Serie 5 de BMW es referida a automóviles de tipo turismo de gama alta pertenecientes al segmento E. Esta serie se ha caracterizado desde sus inicios por ofrecer deportividad, comodidad, eficiencia energética, seguridad y elegancia en igual medida. Aunque el modelo ha evolucionado y mejorado en cada generación, los E39 tuvieron uno de los mayores éxitos de la marca alemana, manteniendo hasta día de hoy su legado considerándose uno de los mejores modelos de la marca.

Este modelo es originalmente propenso al sobreviraje dada la tracción trasera junto con una gran potencia y una distancia entre ejes elevada. Este hecho junto con una mecánica sencilla y económica, una CPU con posibilidades de ser reprogramada con tal de controlar el desarrollo del motor, y una durabilidad reseñable en sus componentes mecánicos, hace de este modelo en específico no solo una excelente opción competitiva en el segmento del *drift*, sino también un excelente candidato para la realización de modificaciones.

A continuación, se incluye una tabla con los datos generales del vehículo, así como datos de interés para este estudio.

Datos generales			
Motorización			
Código motor	M52	Nº de cilindros	6 en línea
Recorrido [cc]	2793	Tracción	Trasera
Aspiración	Atmosférico	Distribución	DOHC
Potencia [cv/kw]	193/142	Revoluciones en máx. potencia [rpm]	5300
Par [Nm]	280	Revoluciones en máx. par [rpm]	3950
Dimensiones			
Longitud total [mm]	4775	Distancia entre ejes [mm]	2830
Anchura total [mm]	1800	Batalla delantera/trasera [mm]	1512/1526
Máxima altura [m]	1435	Altura libre al suelo [mm]	141
Peso neto (bruto) [kg]	1575 (2040)	Neumáticos	225/60 R15 W
Datos de la transmisión			
Tipo	Manual	Nº de marchas	5
Denominación	ZF S5D 320Z	Relación final	2.93
Ratios	1: 4.21 2: 2.49 3: 1.66 4: 1.24 5: 1 R: 3.89	Diferencial	Sin autoblocante

Inicialmente los cálculos de esfuerzos de realizarán suponiendo que el mecanismo esta nuevo y sin uso, por lo que no ha tenido desgaste. Una vez realizado el modelado, se realizará un estudio que simule el comportamiento del mecanismo hasta llegar a las condiciones actuales el mecanismo, el cual data de 26 años en los cuales ha recorrido a fecha de 05/03/2023 325.000km. En esta simulación, se observará las zonas críticas del mecanismo, las cuales nos indicaran en un principio donde habría un mayor desgaste respecto al desgaste general de la pieza.

6.3.1. Esfuerzos sobre la pieza original

Como se ha comentado con anterioridad, el presente documento tiene como objetivo conseguir mejoras en cuanto a eficiencia y funcionalidad del mecanismo diferencial del vehículo seleccionado teniendo en cuenta su nuevo propósito. Para ello y con tal de establecer una mejor definición de “mejora sustancial” en este estudio, primero se

realizará un cálculo base sobre el mecanismo actual, el cual es el indicado por el fabricante.

Este primer estudio nos permitirá establecer una base a partir de la cual se podrá delimitar un porcentaje de mejoría para realizar la comparación de las variaciones. A su vez, nos permitirá de cierta forma conocer el estado del mecanismo y, sabiendo los kilómetros realizados, el desgaste que este ha sufrido.

Para poder verificar el modelado y simulación, así como los cálculos que se van a realizar, tendremos acceso a la pieza original del vehículo. A este mecanismo original, se le realizara una inspección visual del desgaste y defectos, así como mediciones respecto a tamaños de los correspondientes engranajes y de sus dientes. Una vez realizada dicha inspección, se comparará con los resultados simulados y con ello se podrá verificar el modelo computacional creado.

Una vez hecha la verificación, este modelo computacional de la pieza original, podrá ser usado como base para realizará sobre las modificaciones pertinentes y simular las diferentes modificaciones. Al partir de un modelo verificado, las posteriores modificaciones poden ser consideradas como verídicas teniendo en cuenta cierto porcentaje de seguridad, el cual se aplicará directamente al aplicar las fuerzas y momentos mayorados sobre los modelos computacionales.

A su vez, esta primera simulación y cálculo se repetirán esta vez teniendo en cuenta las nuevas condiciones de uso en un estado limite. Estos nuevos valores serán los que usaremos como punto de partida para la futura comparación y elección de alternativa solución.

Con tal de describir perfectamente los esfuerzos generados y absorbidos por el mecanismo en cualquier situación, se deberían de realizar los cálculos pertinentes en todo el rango de velocidades, es decir, para todo el rango de revoluciones del motor dentro de cada una de las 5 velocidades engranadas, así como para la reversa. A su vez, este barrido de velocidades debería realizarse para cada una de las condiciones favorables y adversas que podría experimentar el mecanismo.

Dado que dicho estudio tendría un coste computacional muy alto, se decide simplificarlo y únicamente estudiar las condiciones extremas y/o límites a las cuales se podría llegar a someter el mecanismo.

Como primera simplificación, se considerarán únicamente tres puntos en la marcha del vehículo, los cuales son considerados puntos extremos. Estos serían el punto de máxima potencia transmitida, el punto de máximo par transmitido, y el punto de velocidad habitual en reversa. Dichos puntos se calcularán justo antes y justo después del elemento a estudiar.

El punto de máxima potencia transmitida coincide con el punto de velocidad punta alcanzada por el vehículo. Este punto se da cuando la relación de transmisión de la caja de velocidades es 1 ya que en caso de ser superior se estaría produciendo una reducción de la potencia y un aumento del par; y en caso de ser inferior a 1, la potencia transmitida no aumentaría ya que esta está condicionada por los límites electromecánicos establecidos en el propio motor, sin embargo, dicha potencia se mantendría a un menor régimen de revoluciones. En nuestro caso, al consultar la ficha técnica del vehículo, se indica que la velocidad en la que la relación es 1 (también denominada velocidad directa, marcha directa, o coloquialmente “la directa”), es la 5ª velocidad, por lo que sabemos que el punto de velocidad punta o máxima potencia, se encuentra en un régimen de revoluciones dentro de dicha velocidad.

Dentro del régimen de revoluciones de la 5ª velocidad, el punto de máxima potencia transmitida se da a 5300rpm y dicha potencia es de 142kw (193cv). Este dato está proporcionado por el fabricante en la ficha técnica del vehículo y es referida a los valores obtenidos a la salida del bloque motor sin tener en cuenta la relación de transmisión de la caja de cambios.

Con tal de realizar la simulación dinámica, deberemos calcular el par que llega al mecanismo objeto (el diferencial) con tal de aplicarlo sobre el modelo computacional. Como se ha establecido en el apartado 6.2. *Factores a considerar que afectan a la transmisión por engranajes*:

$$M_{ruedas}[Nm] = M_{motor}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios}[-] * R_{t\ diferencial}[-]$$

En donde, en el caso del cálculo para el diferencial actual, se obtienen todos los datos directamente de la ficha técnica del vehículo vistos en el apartado 6.3. *Presentación y datos del vehículo del estudio* excepto el par producido en dicho punto de funcionamiento, por lo que:

$$M_{motor\ 5^a}[Nm] = \frac{716.2 * P[CV]}{n_{5^a}[rpm] * \frac{2\pi}{60[s]}} = \frac{716.2 * 193[CV]}{5300[rpm] * \frac{2\pi}{60[s]}} = 249.05Nm$$

Como podemos comparar con la ficha técnica, aunque sea el punto de máxima potencia, el par producido por el motor es inferior al par máximo.

Aplicando la relación de transmisión que, al ser la velocidad directa sabemos que $R_{t\ 5^a} = 1$, obtenemos que el par que llega al diferencial es de:

$$\begin{aligned} M_{antes\ diferencial\ 5^a}[Nm] &= M_{motor\ 5^a}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios\ 5^a}[-] \\ &= 249.05[Nm] * 1[-] = 249.05Nm \end{aligned}$$

Con tal de comprobar el correcto funcionamiento del modelo computacional, calculamos el par dirigido a las ruedas con la relación de transmisión del diferencial

proporcionado en los datos técnicos del vehículo. La relación de transmisión del diferencial es constante en todo el rango de velocidades.

$$\begin{aligned} M_{ruedas\ 5^a}[Nm] &= M_{motor\ 5^a}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios\ 5^a}[-] * R_{t\ diferencial}[-] \\ &= M_{antes\ diferencial\ 5^a} * R_{t\ diferencial}[-] = 249.05[Nm] * 2.93[-] \\ &= 729.72Nm \end{aligned}$$

Como se ha establecido con anterioridad, una mayor relación de transmisión se traduce en una mayor disminución en el régimen a la salida de la caja de velocidades, pero a su vez en un aumento proporcional del par en dicha salida. Siguiendo este principio, el punto de máximo par transmitido se encontrará en un régimen de revoluciones dentro de la velocidad en la cual la relación de transmisión sea máxima según el vehículo. Al mirar la ficha técnica del vehículo y, como es habitual en vehículos de tipo turismo, la velocidad con mayor relación de transmisión es la 1ª.

Dentro del régimen de revoluciones de la 1ª velocidad, el punto de máximo par transmitido se da a 3950rpm y dicho par máximo es de 280Nm. Este dato está proporcionado por el fabricante en la ficha técnica del vehículo y es referida a los valores obtenidos a la salida del bloque motor sin tener en cuenta la relación de transmisión de la caja de cambios.

En esta ocasión, el par motor es el proporcionado directamente por la ficha técnica y no es necesario su cálculo mediante la fórmula utilizada anteriormente. Para este par motor, calculamos el par antes del diferencial y después de este:

$$\begin{aligned} M_{antes\ diferencial\ 1^a}[Nm] &= M_{motor\ 1^a}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios\ 1^a}[-] \\ &= 280[Nm] * 4.21[-] = 1178.8Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ruedas\ 1^a}[Nm] &= M_{motor\ 1^a}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios\ 1^a}[-] * R_{t\ diferencial}[-] \\ &= M_{antes\ diferencial\ 1^a} * R_{t\ diferencial}[-] = 1178.8[Nm] * 2.93[-] \\ &= 3453.88Nm \end{aligned}$$

Finalmente, se decide estudiar un punto dentro del funcionamiento del vehículo en marcha reversa con tal de evitar la suposición equivocada de un funcionamiento unidireccional de los mecanismos. Dado que no disponemos de la curva de potencia del vehículo, supondremos que el motor se encuentra en el mismo punto que el de máximo par desarrollado, por lo que únicamente variamos la relación de transmisión de la caja de velocidades para la velocidad en reversa.

$$\begin{aligned} M_{antes\ diferencial\ R}[Nm] &= M_{motor\ R}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios\ R}[-] \\ &= 280[Nm] * 3.89[-] = 1089.2Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ruedas\ R}[Nm] &= M_{motor\ R}[Nm] * R_{t\ caja\ de\ cambios\ R}[-] * R_{t\ diferencial}[-] \\ &= M_{antes\ diferencial\ R} * R_{t\ diferencial}[-] = 1089.2[Nm] * 2.93[-] \\ &= 3191.36Nm \end{aligned}$$

Resumen puntos de funcionamiento			
Punto	Máxima potencia	Máximo par	Marcha reversa
Par motor [Nm]	249.05	280	280
Par antes del diferencial [Nm]	249.05	1178.8	1089.2
Par después del diferencial [Nm]	729.72	3453.88	3191.36

Con tal de obtener resultados más cercanos a la realidad, se reajustarán los resultados aplicando un coeficiente de minoración con tal de tener en cuenta las pérdidas mecánicas.

Esta disminución de par y/o potencia suele rondar entre un 10% y un 15% para los vehículos turismo genéricos. Dada la edad del vehículo y su kilometraje, se aplicará el coeficiente máximo de pérdidas (15%) tanto para la caja de velocidades como para el diferencial. Así, los resultados con pérdidas quedan:

Resumen puntos de funcionamiento con 15% de pérdidas sobre elementos mecánicos			
Punto	Máxima potencia	Máximo par	Marcha reversa
Par motor [Nm]	249.05	280	280
Par antes del diferencial [Nm]	211.69	1001.98	925.82
Par después del diferencial [Nm]	527.21	2495.43	2305.75

Se debe tener en cuenta que no se han tenido en cuenta otros factores como la fuerza resistente originada por el neumático. Dicha fuerza resistente puede estimarse de forma muy simplificada en una vía asfaltada y seca mediante un coeficiente de fricción equivalente a un valor estandarizado de 0.065 sobre el peso total del vehículo:

$$F_{resistente\ rodadura} [N] = W_{total\ veh\iculo} [kg] * 9.81 [m^2/s] * \mu_{rodadura\ seco} [-]$$

$$= 2040 [kg] * 9.81 * 0.065 = 1300.81 N$$

Esta fuerza estaría aplicada en el punto de contacto entre el neumático y el asfalto. Sabiendo el radio del neumático, podemos aproximar que el par resistente sobre el semieje:

$$M_{resistente\ eje} [Nm] = F_{resistente\ rodadura} [N] * r_{neumatico} [m]$$

Según la nomenclatura del neumático:

$$r_{neumatico} [m] = \frac{D_{llanta} [m] + 2 * H_{flanco\ neumatico} [m]}{2}$$

$$= \frac{(15'' * 0.0254) [m] + 2 * (0.225 * 0.6) [m]}{2} = 0.33 m$$

Por tanto:

$$M_{resistente\ eje} [Nm] = 1300.81 [N] * 0.33 [m] = 429.27 [Nm]$$

Mediante herramientas software de simulación multicuerpo y análisis MEF, se realizan estudios sobre el mecanismo en las condiciones descritas con anterioridad con tal de verificar que el modelo computacional sobre el que realizar las modificaciones se corresponde a una aproximación suficientemente precisa del mecanismo original del vehículo.

Se comparan las conclusiones extraídas del *ANEXO I: INSPECCIÓN VISUAL DEL MECANISMO* en donde se realiza una inspección visual del mecanismo, así como se realizan las mediciones pertinentes para poder modelizar el mecanismo (dimensiones y posición de los engranajes); y del *ANEXO II: MODELIZADO Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO ORIGINAL* en donde se detalla el proceso de modelización, así como las medidas tomadas y los resultados obtenidos.

Aunque en la inspección visual se han apreciado otros signos de desgaste, en este estudio únicamente compararemos los relativos al propio sistema de engranajes.

Conclusión de la inspección visual	Conclusión mediante simulación dinámica + MEF
Desgaste notorio en la base del dentado de la corona	Puntos críticos de altas tensiones localizados en los mismos lugares geométricos que en la inspección visual. Dichos puntos críticos se han identificado cuando el vehículo funciona en condiciones de máximo par.
Laterales marcados con desgaste en satélites y planetarios	Zona con altas tensiones al introducir una resistencia en uno de los ejes de salida simulando un giro. Muy notorio en una situación de máximo par transmitido.

Dadas estas conclusiones, podemos afirmar que el modelo computacional es suficientemente preciso respecto al elemento físico, por lo que se verifica dicho modelo computacional.

Por otro lado, considerando un uso eficiente de los recursos y el coste computacional de un análisis MEF de calidad, y viendo que los resultados más críticos se obtienen en la situación en la que el mecanismo transmite el máximo par, dicho análisis MEF únicamente se realizara en dicha situación de máxima exigencia.

7. Nuevas necesidades y condicionantes sobre el vehículo respectivos a su nuevo uso

Aunque ya era popular en Japón en la década de 1970 donde pilotos profesionales comenzaron a utilizar esta técnica para un mejor control del vehículo, así como dificultar su adelantamiento, en carreras de bajada de montaña a grandes velocidades, la modalidad *drift* se convirtió en una disciplina dentro del deporte de motor a finales de la década de 1990. Películas y series como la saga *Fast & Furious* popularizaron a nivel mundial esta técnica y se empezó a dividir en subcategorías y técnicas para conseguir el derrape como tal. En la mayoría de las competiciones, al contrario que en otros tipos de carreras, se suele primar la técnica y limpieza en la ejecución, así como la precisión y espectacularidad del derrape, por encima del tiempo.

El hecho de tener que mantener el vehículo formando un ángulo con la dirección del movimiento durante un largo periodo de tiempo, así como los cambios bruscos de diagonalización, ejercen sobre el vehículo esfuerzos cercanos al límite. El tren trasero del vehículo acaba sufriendo esfuerzos axiales para los cuales no se suele diseñar, por lo que habrá que tenerlo en cuenta en nuestro estudio. El aumento de par en la tracción trasera facilitará en cierta forma el comienzo del derrapaje, sin embargo, podría llegar a perjudicar si el piloto no es capaz de dosificar correctamente la fuerza del vehículo y ejercer una buena técnica.

7.1. Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo

Aunque la validación del modelo computacional se haga considerando condiciones ideales de la marcha habitual de un turismo, una vez verificado se deberá realizar un nuevo cálculo sobre dicho modelo computacional en el cual se tengan en cuenta los esfuerzos derivados del nuevo uso del vehículo en el *drift*.

Como se ha indicado anteriormente, esta modalidad es reconocida por la habilidad del piloto en mantener el vehículo de forma angular respecto a la tangente de la curva trazada. Estas maniobras se consideran peligrosas por la facilidad de pérdida de control sobre el vehículo, de hecho, el *drift* es definido popularmente como “un derrapaje controlado”, siendo esto una contradicción atendiendo al significado de derrapaje el cual indica una pérdida de control sobre la tracción y dirección del vehículo.

En estas condiciones, se deben tener en cuenta factores como conseguir la máxima perpendicularidad posible quedando tangente de la curva, evitar la pérdida de control total del vehículo ocasionando un movimiento conocido como guiñada (rotación del vehículo sobre su propio eje vertical, conocido popularmente como “trompo”). En una situación extrema se podría llegar a experimentar un vuelco.

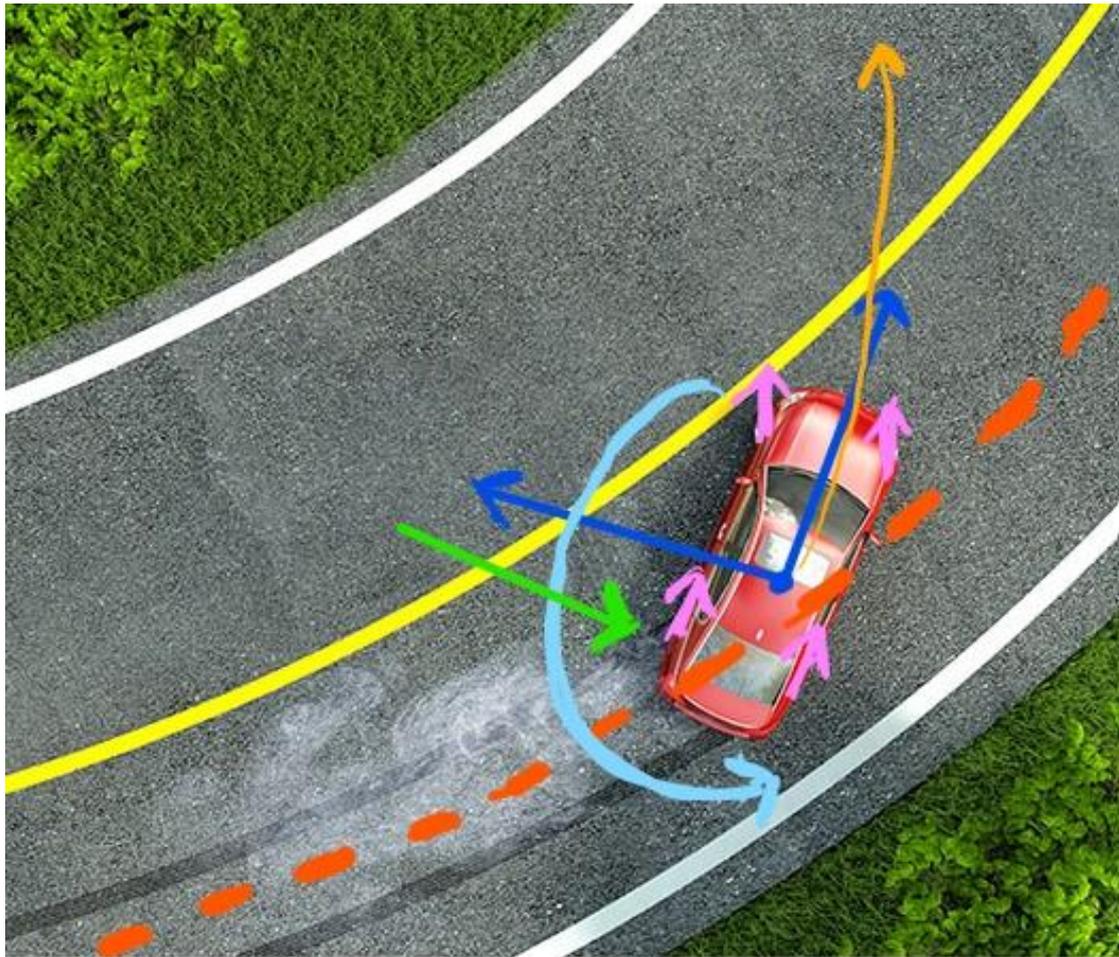


Imagen 7: fotografía aérea de una situación en sobreviraje. En naranja discontinua se indica la trazada principal de la curva; en naranja continua se indica la trazada a la que tiende el vehículo; en rosa se indica la dirección de los neumáticos; en azul oscuro los ejes longitudinales y transversales del vehículo; en azul claro la tendencia a guiñada; y en verde la fuerza axial a la que se somete el eje trasero.

En la imagen anterior, se puede identificar tanto la trazada principal del vehículo como la adoptada por el piloto. En estas condiciones de derrape, el vehículo está teniendo un comportamiento sobrevirador. Dicho comportamiento se define como *“comportamiento inestable de un vehículo que, en un radio de giro constante, el ángulo de deriva de los neumático traseros es mayor al de los delanteros, pudiendo provocar una guiñada”* (fuente: definición en material educativo de la asignatura de Automóviles). En condiciones habituales, este comportamiento es completamente indeseable ya que es inestable y presenta dificultad en el control para conductores no experimentados, sin embargo, es el propósito establecido para el vehículo objeto.

Si bien el turismo está trazando una curvatura, la posición respecto a la tangente de dicha curva y como se apunta en la propia definición del movimiento, el eje trasero desliza dado que se encuentra bloqueado ya que la velocidad a la que debe trasladarse es mayor a la que el diferencial puede actuar. Teniendo esto en cuenta, podemos afirmar las siguientes condiciones de trabajo del diferencial en esta modalidad:

- Principalmente trabaja como reenvío igualitario del movimiento producido por el motor, quedando como secundaria la acción de los planetas y satélites que permitirían la diferencia angular entre los neumáticos y evitarían el sobreviraje.
- Aparecen una serie de esfuerzos axiales a en los neumáticos y semiejes traseros los cuales son de mayor magnitud a los producidos en una conducción habitual. Dichos esfuerzos afectan directamente a los rodamientos de salida del diferencial y deberán ser reforzados.

Como condición de funcionamiento, se identificará a velocidad a la cual el vehículo debería circular para alcanzar el derrape, pero sin llegar al vuelco. Para ello se tomará como lugar de funcionamiento el circuito Ricardo Tormo (Chestre, Valencia) en el cual se pretenden realizar tanto las pruebas de funcionamiento como las primeras competiciones.

En dicho circuito, el radio mínimo de curvatura es de 30m alcanzado en la segunda curva denominada Doohan, con dirección a izquierdas y pendiente despreciable. Se establece que, rodando en circuito, los neumáticos experimentan un coeficiente de rozamiento de 1.2 (valor genérico para neumático de altas prestaciones y asfalto de gran adherencia). En estas condiciones, se calcula la velocidad límite de derrape y la velocidad límite de vuelco:

$$V_{ld}[m/s] = \sqrt{g \left[\frac{m}{s^2} \right] * R_{curva}[m] * \mu_{rozamiento\ máx}[-]}$$

$$= \sqrt{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 30[m] * 1.2[-]} = 18.79 m/s = 67.65 km/h$$

Para el cálculo de la velocidad límite de vuelco, se necesita la altura al centro de gravedad del vehículo. Para obtener dicha altura, se debería poder calcular el reparto de cargas entre el eje delantero y el trasero. Dado que no se dispone de medios con los que realizar dicha medición, se aproximará la altura mediante búsqueda de información experimental. En dicha búsqueda de información, se observa que en la mayoría de los vehículos turismo convencionales, dicha altura se sitúa aproximadamente ligeramente por encima de la altura de la llanta delantera, por lo que, para una aproximación teórica, se tomará como altura:

$$H_{CDM}[m] = D_{llanta}[m] + \frac{3}{2} * H_{flanco\ neumático}[m]$$

$$= (15" * 0.0254)[m] + \frac{3}{2} * (0.225 * 0.6)[m] = 0.58m$$

$$V_{lv}[m/s] = \sqrt{g \left[\frac{m}{s^2} \right] * R_{curva}[m] * \frac{batalla_{trasera}[m]}{2 * H_{CDM}[m]}}$$

$$= \sqrt{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 30[m] * \frac{1.526[m]}{2 * 0.58[m]}} = 19.62 m/s = 70.62 km/h$$

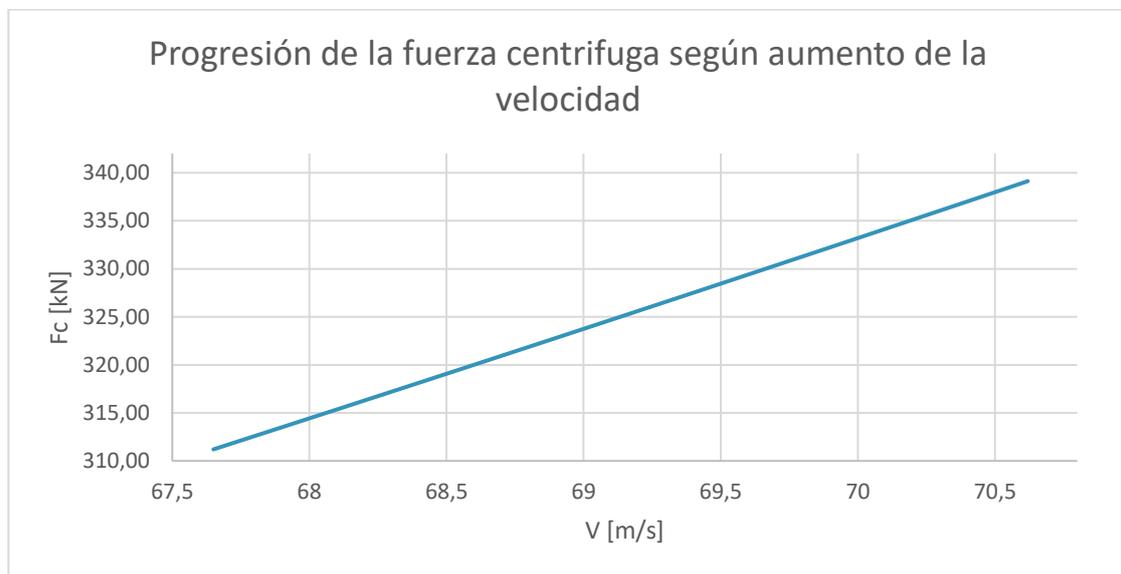
Se establecen como condiciones extremas pues que el vehículo deberá circular en curva a una velocidad superior a 67.65km/h para provocar el derrape, pero inferior a 70.62km/h para evitar el vuelco.

A modo de cálculo simplificado de las fuerzas laterales actuantes en el vehículo, se calculará la fuerza centrífuga como:

$$F_{centrifuga}[N] = \frac{W_{total\ vehículo}[kg] * (V_{circulación}[m/s])^2}{R_{curva}[m]}$$

$$= \frac{2040[kg] * (V_{circulación}[m/s])^2}{30[m]}$$

Para una mejor visualización, se mediante una hoja de cálculo con tal de crear una gráfica.



*Gráfica 1: progresión lineal de la fuerza centrífuga según el aumento de la velocidad.
Fuente: cálculos propios. Para una velocidad media de 69.13Km/h se obtiene una fuerza lateral de 324.07kN.*

Como se ha establecido con anterioridad, aunque dicho exceso de fuerza lateral afecta directamente a todo el vehículo, incluido el mecanismo diferencial, en este caso dichas fuerzas son absorbidas en gran medida por los rodamientos de entrada a al mecanismo (a tener en cuenta los rodamientos pertenecientes a la rueda y el propio rodamiento integrado en el cárter exterior del diferencial), por lo que se considerarán despreciables en el cálculo de los engranajes aunque si se tendrá en cuenta su efecto a la hora de realizar el montaje de las modificaciones.

Dicha depreciación cobra sentido al observar que los rodamientos puntualizados, se tratan de rodamientos de bolas, los cuales se diseñan con tal de que no solo absorban carga radial, sino también axial, por lo que una de sus funciones se trata específicamente de minimizar, o incluso eliminar, las cargas axiales no deseadas en un eje de transmisión.

8. Planteamiento de soluciones alternativas y justificación de la solución adoptada

Con tal de conseguir el objetivo establecido para este proyecto, se propondrán cuatro alternativas las cuales serán comparadas posteriormente con los resultados y rendimiento de la pieza original.

Teniendo en cuenta todos los parámetros de diseño existentes en un mecanismo como el diferencial, se establecerán como límites del proyecto aquellas soluciones que cumplan todos los requisitos descritos a continuación. Con ello se pretende conseguir una solución rápida, eficaz y económica sin suponer un gran impacto en el vehículo.

- Condición de tamaño: se establecerá que el mecanismo debe poder caber dentro del cárter actual, evitando tener que realizar ajustes o cambios en el posicionamiento de la propia pieza o de otras. Con esta restricción, se pretende conseguir de forma indirecta que el peso del conjunto no varíe en un gran porcentaje respecto al original, manteniendo de forma aproximada la distribución de pesos original.
- Condición de punto de funcionamiento: como se ha establecido con anterioridad, variar la velocidad y el par del motor no está dentro del alcance de este proyecto, por lo que los puntos de funcionamiento calculados para la pieza original se deben mantener para todas las soluciones propuestas.
- Condición económica y productiva: se priorizarán aquellas propuestas que, sin entrar en gran detalle, sean más económicas o fácilmente realizables en un periodo relativamente corto de tiempo.

Teniendo en cuenta estas condiciones, las únicas soluciones viables son aquellas relacionadas con la modificación ligera de los engranajes actuales, ya sea modificando su tamaño y/o su número de dientes, y el aumento de engranajes respetando el espacio disponible.

A modo de modificación de mayor impacto, se propondrá el uso de autoblocante mecánico. Esta modificación será la excepción en cuanto a las condiciones establecidas ya que busca no solo un aumento del par transmitido a neumático sino una mejora sustancial en el comportamiento del vehículo cuando se someta a las exigencias del *drift* descritas en el punto 5.4.1. *Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo.*

8.1. Variación del número de engranajes

El mecanismo actual está formado por seis engranajes, dos de los cuales son un conjunto hipoide (piño-corona) y los otros cuatro (dos planetas y dos satélites) son un conjunto de engranajes cónicos de dientes rectos en forma de cruz.

Algunos automóviles de alto rendimiento, así como vehículos de uso 4x4 en su diferencial central, disponen de ocho engranajes dado que en vez de tener dos satélites tienen cuatro, creando una doble cruz junto con los planetarios. Aunque la distribución dentro de la caja de planetas y satélites cambia ligeramente, el funcionamiento es equivalente al clásico de dos satélites.

En el mundo de la competición, este tipo de conjunto de planetas y satélites conocido como 2+4, se utilizan cuando por normativa de la federación no se permite el uso de diferenciales autoblocantes LSD o cuando el diferencial original no puede resistir un aumento de potencia o mayores esfuerzos sobre el mecanismo.

Este cambio en el número de satélites se enfoca en un aumento en el par transmitido cuando el diferencial actúa (un neumático gira a mayor velocidad angular que el otro). A su vez, bajo ciertas condiciones extremas podría actuar como un ligero bloqueo del diferencial. Como última consideración, un aumento en el número de satélites, conlleva una disminución en el tamaño de estos, pero manteniendo la dureza general mecanismo y con ello su seguridad.

Con esta modificación se perseguiría un aumento en la dureza estructural del mecanismo, pudiendo transmitir un mayor par en el caso de que el mecanismo no se bloquee en el deslizamiento. A su vez, esta modificación aumentará la seguridad y durabilidad el mecanismo dado que los esfuerzos axiales que lleguen a los planetas afectaran en menor medida a los satélites dado que a mayor número de engranajes, aumenta la superficie de contacto, evitando que dichos esfuerzos se concentren en áreas reducidas.

Para el diseño de esta modificación, se evitará modificar el tamaño de los planetas, sustituyendo así únicamente la cruz de los satélites. Actualmente, tal y como se ha identificado mediante un examen visual del elemento (a consultar en el *ANEXO I: INSPECCIÓN VISUAL DEL MECANISMO*), se trata de un engranaje cónico de dientes rectos de 16 dientes y con un paso aproximado de 15mm (medidos sobre la pieza), por lo que, tal y como se muestra en dicho anexo, se aproxima el diámetro a 76.39mm.

Con este dato, calculamos la longitud de la circunferencia de dicho engranaje tal que:

$$\begin{aligned} Perimetro[mm] &= 2 * \pi * r_{engranaje}[mm] = 2 * \pi * \frac{D_{engranaje}[mm]}{2} \\ &= \pi * D_{engranaje}[mm] = \pi * 76.39[mm] = 239.99mm \approx 240mm \end{aligned}$$

Dado que queremos incluir cuatro satélites, dividimos el perímetro del engranaje entre dicho número de satélites, obteniendo que como máximo estos pueden ocupar 60mm de dicho perímetro. Sin embargo, se debe incluir un espacio de seguridad entre engranajes para evitar posibles rozamientos y facilitar el flujo del aceite en el que están bañados.

El diámetro aproximado de los satélites originales es de 47.75mm, que, multiplicados por cuatro satélites, a grandes rasgos se podría aproximar el espacio utilizado como 191mm, y, comparando con el perímetro de los planetas, se permitiría un espacio entre satélites de 12.25mm, espacio adecuado al funcionamiento del mecanismo.

Mediante estas aproximaciones, se simulará mediante el software de ADAMS/View un mecanismo diferencial igual al original, pero duplicando los satélites, manteniendo en los cuatro las medidas de los originales. Se realizarán mediciones y se observará su funcionamiento.

8.2. Aumento del módulo de los engranajes

Como se ha expuesto en el apartado 5.2. *Factores a considerar que afectan a la transmisión por engranajes*, una forma sencilla de obtener un mayor par de transmisión entre dos engranajes es crear una relación de transmisión mayor. Recuperando la fórmula ya vista:

$$i[-] = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{Z_{entrada}}{Z_{salida}} = \frac{d_{salida}}{d_{entrada}}$$

Y teniendo en cuenta lo explicado en el mismo apartado, en donde se indica un deseo de aumentar el módulo entre los engranajes bien aumentando el diámetro y manteniendo el número de dientes o bien disminuyendo el número de dientes y manteniendo el diámetro, se realizarán pruebas en ambos supuestos, ya que, aunque el resultado referente a la velocidad y par obtenidos serán aproximados, es interesante comparar las opciones desde el punto de vista de la durabilidad de la modificación, así como la facilidad de fabricación y costes.

Con tal de respetar el funcionamiento correcto de la transmisión piño-corona, aunque la modificación se centre en uno de los dos elementos, la pareja deberá sufrir adaptaciones con tal de mantener la misma relación tanto en diámetros como en números de dientes.

Se tendrá en cuenta la explicación realizada en el apartado 5.4.1. *Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo* sobre el comportamiento de un vehículo turismo en el *drift*, en donde se ha indicado que durante el trazado de la curva mediante la técnica del derrapaje, el diferencial no es capaz de desasociar la velocidad angular de los semiejes traseros dada la alta velocidad, por lo que, aunque los elementos sufran los esfuerzos del deslizamiento, la función principal del diferencial en esta situación es la transmisión del máximo par, sin importar (e incluso podría perjudicar a la ejecución) la capacidad del mecanismo de permitir la diferencia de velocidad angular a dichas velocidades.

Así pues, esta modificación se realizará sobre el conjunto piño-corona, ya que esto permitirá un mayor par transmitido a los neumáticos, así como velocidad, pudiendo aumentar su vez la capacidad de aceleración del vehículo.

Mediante esta modificación pues, se conseguiría una mayor velocidad del vehículo en los tramos rectos de ganancia y un mayor par transmitido que permita un mayor deslizamiento en el trazado de las curvas. Ambas ganancias son muy atractivas para la competición objetivo del vehículo.

En ambos casos, se partirá de los datos obtenidos en el *ANEXO I: INSPECCIÓN VISUAL DEL MECANISMO ORIGINAL*.

Elemento	Número de dientes (z)	Ancho (b) [mm]	Paso (p) [mm]	Diámetro (d) [mm]	Módulo (m) [mm]
Piño	14	30	17	75.76	5.41
Corona	41	30	17	221.86	5.41

Con tal de realizar una comparación objetiva, se propondrá para ambos casos un aumento en la relación de transmisión final del 5%, lo que significa una relación de transmisión objetivo de 3.08.

8.2.1. Variación del diámetro

Respecto a la variación del diámetro, en el caso del piño el diámetro es de 75.76mm y el diámetro de la corona es de 208.81mm. Ambos datos se han obtenido en la inspección visual a partir de la medición in situ del paso dentado de los engranajes.

Observando el espacio disponible para el aumento de los elementos, tanto la corona como el piño tienen espacio suficiente para el redimensionado. Observando la relación de transmisión mediante diámetros, para aumentar el valor de dicha relación, se podría u aumentar el diámetro de la corona o disminuir el diámetro del piño. Dado que estamos buscando a su vez un aumento del módulo de los engranajes, se decide aumentar el diámetro de la corona.

El aumento debe ser lo suficientemente significativo como para que suponga una diferencia apreciable, pero teniendo en cuenta que un aumento del diámetro sin aumentar el número de dientes del propio engranaje puede conllevar una variación perjudicial en el piño. A su vez debe aproximarse al objetivo establecido respecto a la relación de transmisión deseada.

$$i[-] = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{z_{entrada}}{z_{salida}} = \frac{d_{entrada}}{d_{salida}}$$

Debemos tener en cuenta que la relación de transmisión del diferencial es una relación de reducción, por lo que la relación se indica tal que.

$$\frac{1}{3.08} = \frac{75.76[mm]}{d_{corona}} \rightarrow d_{corona}[mm] = 3.08 * 75.76[mm] = 233.34mm$$

Con tal de mantener la relación de transmisión, reajustamos los dientes del piño de entrada:

$$\frac{1}{3.08} = \frac{z_{\text{piñón}}}{41} \rightarrow z_{\text{piñón}} = \frac{1}{3.08} * 41 = 13.31 \approx 13 \text{dientes}$$

Se debe tener en cuenta que, dado que la operación conduce a un resultado no exacto, la relación de transmisión no será exactamente la calculada, ni la formulación completamente correcta. Por lo que estos cálculos únicamente se deben tener en cuenta para una primera aproximación con tal de comparar las opciones para modificar el mecanismo.

Así pues, el dimensionado para esta modificación sería:

Elemento	Número de dientes (z)	Ancho (b) [mm]	Paso (p) [mm]	Diámetro (d) [mm]	Módulo (m) [mm]
Piño	13	30	18	75.76	5.73
Corona	41	30	18	233.34	5.73

De igual forma que en el mecanismo original, se realizará una serie de simulaciones dinámicas con tal de observar su funcionamiento.

8.2.2. Variación del número de dientes

De igual manera que en la opción de variar el diámetro de los engranajes, esta vez se variará el número de dientes de la corona sin modificar su diámetro. En el caso de modificar el número de dientes del piño, se llegaría al mismo resultado anterior, lo que es indeseable ya que lo que se persigue es tener mayores opciones con tal de comparar.

$$\frac{1}{3.08} = \frac{14}{z_{\text{piñón}}} \rightarrow z_{\text{corona}} = 3.08 * 14 = 43.12 \approx 44 \text{dientes}$$

Solo con este primer calculo ya se intuye que esta opción será peor que el aumento del diámetro ya que 14 y 44 son números de dientes con un numero divisor común, lo que significa que existirá un patrón de engranaje que causaría un desgaste desigual. Aunque este comportamiento sea completamente indeseable, el vehículo tendrá un uso ocasional, por lo que no se considera una condición completamente decisiva.

$$\frac{1}{3.08} = \frac{d_{\text{piñón}}}{221.86 [mm]} \rightarrow d_{\text{piñón}} [mm] = \frac{1}{3.08} * 221.86 [mm] = 71.71 mm$$

Se debe tener en cuenta de nuevo, que, al tratarse de operaciones con resultados no exactos, la formulación resulta imprecisa y aparecen discrepancias, por lo que estos cálculos únicamente se usarán como primera aproximación con tal de comparar las diversas opciones.

Elemento	Número de dientes (z)	Ancho (b) [mm]	Paso (p) [mm]	Diámetro (d) [mm]	Módulo (m) [mm]
Piño	14	30	16	71.71	5.09
Corona	44	30	16	221.86	5.09

Observando el módulo, podemos adivinar que variar el diámetro manteniendo los dientes resulta peor opción, dado que un menor módulo condiciona a utilizar engranajes de menor dureza y con ello una transmisión de inferior de par, así como menor durabilidad del elemento ante el desgaste.

De igual forma que en el mecanismo original, se realizará una serie de simulaciones dinámicas con tal de observar su funcionamiento.

8.3. Añadir autoblocante mecánico

Como se ha indicado en el comienzo de este apartado, la implementación de un sistema de autobloqueo no afecta al comportamiento del vehículo en la marcha lineal, sino que puede suponer una ventaja a la hora de trazar la curva realizando los derrapes.

El funcionamiento del autoblocante se ideó con tal de garantizar el funcionamiento del vehículo de propulsión trasera en el caso de que uno de los neumáticos se encontrase sobre una parte de la vía con menor coeficiente de fricción que el otro neumático del mismo eje, permitiendo desactivar la diferencia angular entre neumáticos y permitir una distribución igualitaria sobre los neumáticos que, en este caso, resulta beneficioso para ayudar a la tracción del vehículo.

Esta mecánica puede ser aprovechada en nuestro contexto ya que un bloqueo del diferencial permitiría que el eje trasero describa un mejor derrapaje. Esto sucede ya que, al anular el mecanismo del propio diferencial, no se permite la diferencia de velocidad angular, haciendo que la rueda interna en la curva deslice respecto a la interna con tal de poder igual la velocidad lineal del eje. Este deslizamiento es lo que provoca el derrapaje que se busca en el *drift*.

Como alternativa rudimentaria que se realiza en caso de no poder implementar el sistema de autobloqueo por cuestiones económicas o geométricas, se suele realizar un bloqueo del sistema de planetas y satélites mediante la soldadura de engranajes entre sí, además de soldar una placa de acero de satélite a satélite con tal de consolidar la unión.

Este procedimiento no solo no se recomienda si no que se persigue y se amonesta dentro de la normativa competitiva del *drift* por tratarse de un procedimiento peligroso para la mecánica interna del elemento y, en consecuencia, para la integridad del piloto. Cabe destacar que lo suelen realizar personas no cualificadas para ello, esto junto a que es una operación en alza por "*la moda del drift*", causa que los accidentes relacionados con el fallo de la pieza sean cada vez más frecuentes entre vehículos que se inician esta modalidad. Estos accidentes causan una alarma social que perjudica a todos los involucrados en este tipo de competiciones, ya estén bien preparados o no.

Dada la dificultad geométrica y amplios condicionantes de la implementación de este sistema, se comparará con el resto de las alternativas de forma teórica sin realizar la

serie de simulaciones ya que su correcta modelización y simulación supondría un gasto elevado de tiempo en el caso de que no fuese la opción óptima.

Aunque la simulación podría haber resultado útil para una mejor comparativa, se conocen suficientes datos respecto a sus ventajas y desventajas en otros vehículos de características y prestaciones similares.

En el caso de este proyecto de baja envergadura y escasos recursos, aunque en un principio se anote como alternativa, en ningún momento se consideró como posible solución dada la alta modificación geométrica que supondría al vehículo, sus altos costes, y el hecho de que el reglamento de la FIA respecto a ciertas competiciones de *drift* prohíbe su uso.

8.4. Comparativa y decisión

A la hora de comparar las diferentes soluciones, se tendrán en cuenta sobre todo las condiciones de funcionamiento en modo lineal, sin existir un desfase excesivo entre las velocidades de las ruedas. Esto sucede ya que dentro de la competición de drift y como se ha ilustrado y explicado con detalle en el apartado 6.4.1. *Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo*, en ambas posiciones principales del vehículo las ruedas traseras mantienen una velocidad igual o aproximada dado el deslizamiento que estas realizan, por lo que el diferencial únicamente actúa como divisor del movimiento principal.

Con tal de realizar una mejor decisión, se valorarán los cuatro aspectos fundamentales en los que se basa el proyecto mediante prioridad según escala, así mismo, se asignará una puntuación final ponderada a la propuesta según el peso otorgado a cada aspecto:

- La mejora sustancial del vehículo en el ámbito competitivo. Se puede valorar tanto como un aumento en el par transmitido que conlleve la facilidad para ganar velocidad al vehículo, así como una ayuda en la entrada al derrapaje dado que un mayor par transmitido es más propenso a un deslizamiento. También se valorará positivamente en el caso en el que, aun no suponiendo un aumento del par transmitido, suponga una mejora en el comportamiento y predisposición del vehículo a realizar la maniobra del derrapaje.
Se organizarán las cuatro posibilidades en una escala 1-4 en la que se asignará el 1 a la opción que un menor impacto realice sobre este aspecto, y un 4 a la modificación que mayor impacto suponga. A su vez, dado que este se trata del objetivo principal del proyecto, se le otorgará un peso del 40% dentro de la puntuación ponderada.
- Seguridad y durabilidad de la modificación. En el caso de que la modificación pueda suponer un riesgo para la integridad del piloto y/o del vehículo dado su impacto en el comportamiento de este o la poca fiabilidad en el campo del drift, será desechada completamente.

En el caso de que ninguna opción suponga un riesgo real, se organizarán en escala del 1 al 4 las diferentes propuestas en las que el 1 será asignado a la propuesta con mayor peligrosidad y el 4 a la opción con mayor seguridad. Dentro del peso total, esta asignación tendrá un peso del 30%.

- Viabilidad en cuanto a producción y montaje. Dado que se trata de un proyecto con pocos recursos, una excesiva complejidad a la hora de realizar la mejora podría suponer la desestimación de esta.

Se valorará en una escala del 1 al 4 las propuestas, en las que el 1 será asignando a aquella opción con mayor dificultad en el proceso y el 4 a aquella con mayor accesibilidad según las herramientas disponibles. Esta puntuación tendrá un peso sobre el total del 20%.

- Estudio económico. Se realizará una breve estimación inicial del posible coste de la mejora y con ello se valorará positivamente el proyecto con menor impacto económico.

En este caso, dentro de la escala del 1 al 4, el 1 será asignado a la opción menos económica y el 4 a la más económica. Este aspecto tiene un peso del 10% dentro de la puntuación global.

8.4.1. Valoración de las propuestas según los aspectos establecidos

8.4.1.1. Aumento del número de engranajes

Tal y como se expuso en el apartado dedicado a los cálculos de esta alternativa, un aumento del número de satélites en el mecanismo supone un aumento sustancial de la seguridad del mecanismo ante grandes esfuerzos, así como una mejor transmisión de par a los semiejes.

Aun sin suponer una gran diferencia en la relación de transmisión final, el hecho de que haya una mayor fiabilidad del mecanismo bajo condiciones extremas, así como el hecho de que la disposición en cruz de los cuatro satélites pueda, bajo ciertas circunstancias, favorecer un bloqueo del eje trasero, hacen de esta opción una de las mejores consideradas en cuanto a la mejora sustancial del vehículo en el ámbito competitivo. La carencia en cuanto al aumento de la relación de transmisión sitúa a esta propuesta con una puntuación de 3 sobre 4 en la escala de este aspecto.

En cuanto a seguridad y fiabilidad, ya se ha establecido el impacto positivo de esta modificación en dicho ámbito, por lo que obtiene una puntuación de 4 sobre 4.

A grandes rasgos, esta modificación supondría el desensamble completo de la caja de planetas y satélites del diferencial original, sustituir la unión central entre los dos satélites originales por una unión en cruz, y añadir los nuevos satélites. Dicho procedimiento resulta relativamente sencillo, además de haber fabricantes

especializados en este tipo de reformas mecánicas que venden los elementos necesarios para ello. Por ello y en comparación con los procedimientos de las otras propuestas, se puntúa con un 4 sobre 4 en cuanto a viabilidad de producción y montaje.

Los costes económicos de esta modificación podrían reducirse a la compra de un kit de modificación a algún fabricante con experiencia en este tipo de reformas. Una rápida búsqueda en la red muestra que los precios de dichos kits varían entre 180€ y 500€, dependiendo del tamaño de los engranajes y la dureza del material. En cuanto a personal necesario, bastaría con un técnico mecánico autorizado con conocimientos en cuanto a mecánica general, por lo que, al no precisar de especialistas, la mano de obra resulta relativamente económica. En comparación al resto de propuestas, esta resulta la más económica, por lo que se puntúa con 4 puntos sobre 4.

8.4.1.2. Aumento del diámetro de la corona

Esta mejora no solo consigue un aumento sustancial de la relación de transmisión y con ello un aumento del par transmitido, sino que aumenta el módulo del conjunto piño-corona, característica propia de engranajes de gran dureza usados en grandes transmisiones de par. Dado que esta propuesta es la que mejor cumple el objetivo principal en cuanto al aspecto de la transmisión de movimiento, se puntúa con un 4 sobre 4.

En cuanto a seguridad del mecanismo, aunque ese aumento de dureza suponga un aumento de la resistencia en el mecanismo ante grandes transmisiones de fuerza, esta mejora, aunque ayuda, no soluciona la absorción de esfuerzos axiales derivados del derrapaje, por lo que la puntuación será de 3 sobre 4.

El proceso de producción para esta propuesta supondría la sustitución del piño, así como de la corona (y con ello de la caja de planetas y satélites que debe estar unida a dicha corona). Estos elementos podrían conseguirse en medidas estándar cercanas a las calculadas y simplemente sustituir los originales una vez desensamblado el interior completo del diferencial original. En caso de exigir las medidas exactas calculadas, se deberían fabricar los elementos mediante procesos metalúrgicos como la fundición. Aunque este proceso es más tedioso que la propuesta de añadir dos satélites más al mecanismo sigue siendo viable en cuanto a producción y ensamblaje, por lo que se puntúa con un 3 sobre 4.

Económicamente, encontrar los elementos citados en el mercado estándar puede resultar dificultoso dado que habitualmente los engranajes estandarizados tienen unas medidas concretas en cuanto a diámetro y número de dientes, por lo que encontrar la opción que mejor se ajuste a la estimada puede conllevar que los elementos no sean económicos. Como segunda opción, se podría adquirir un mecanismo diferencial con la relación de transmisión deseada e intercambiar los elementos, aunque esto queda descartado dado que el objetivo de este proyecto es evitar la sustitución del mecanismo completo.

Un conjunto piño-corona con una relación de transmisión cercana a la establecida para esta mejora se puede encontrar en el mercado por un precio entre 150 y 500€. Dicho amplio rango de precios indica que habría que realizar una buena investigación a la hora de adquirir los elementos con tal de encontrar los que mejor se ajusten a las exigencias en cuanto a material y dimensiones. El ensamblaje debería realizarlo un técnico mecánico con experiencia general en diferenciales, por lo que los costes de personal no suponen una gran diferencial al resto de propuestas.

En el caso de exigir las características calculadas en este estudio y precisar de una producción específica, el coste de las piezas junto con su respectiva mano de obra podría elevar el precio de la mejora por encima de los 1000€ dependiendo de la empresa contratada.

En ambos casos, resulta la segunda opción con mayores costes productivos, por lo que obtiene una puntuación de 3 sobre 4.

8.4.1.3. Aumento del número de dientes en la corona

Esta propuesta, aunque aumenta la relación de transmisión final del conjunto, supone una disminución sustancial en el módulo del conjunto piño-corona. Un módulo inferior supone que dichos engranajes serían de menor dureza respecto a la propuesta de aumentar el diámetro, así como menor dureza incluso que el conjunto original. Dado que, tal y como se ha expuesto en el punto 6.4.1. *Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo*, en el nuevo uso del vehículo, esta pieza estará sometida a mayores esfuerzos, es indeseable que la solución optada sea de menor rigidez. Esta propuesta, por tanto, es puntuada con un 1 sobre 4.

En cuanto a seguridad, por lo ya comentado de que se trata de una modificación que conlleva una decadencia en cuanto a la resistencia del conjunto de los engranajes, la seguridad del mecanismo ante las altas exigencias de la competición es inferior, por lo que se puntúa con un 2 sobre 4.

El proceso de reforma del diferencial mediante esta modificación es similar al explicado para la propuesta del aumento del diámetro de la corona, sin embargo, para esta aplicación, la mayoría de los conjuntos de piño-corona comercializados son de mayor módulo, lo que aumenta la dificultad para encontrar un conjunto estandarizado que cumpla con lo exigido en este estudio. Dicho aumento de dificultad conlleva una predisposición a que los elementos se fabriquen específicamente según la geometría y material necesarios. Considerando lo expuesto, se puntúa la viabilidad de la propuesta en un 2 sobre 4.

Dado que existe dicha dificultad para encontrar los elementos necesarios estandarizados y por tanto aumenta la probabilidad de tener que fabricar los elementos en específico, esta propuesta se encarece respecto a la propuesta ya puntuada del aumento del diámetro de la corona, por lo que se puntúa en un 2 sobre 4.

8.4.1.4. Añadir sistema autoblocante

Añadir un sistema autoblocante al vehículo mejoraría en gran medida su entrada en los derrapajes y ayudaría a un mejor deslizamiento del tren trasero, sin embargo, dicho autobloqueo del eje trasero puede volverse en contra del piloto y suponer un esfuerzo extra por controlar el vehículo. Esta mejora podía parecer a priori la más adecuada, sin embargo, a comparación a las otras propuestas, resulta en desventaja dada la necesidad de una mayor experiencia para su aprovechamiento. Por esta razón se puntúa en cuanto a mejora competitiva con un 2 sobre 4.

En cuanto a seguridad se puntúa con un 1 sobre 4 dada la peligrosidad que conlleva una pérdida del control más brusca del vehículo. A su vez, no se asegura la resistencia del mecanismo principal bajo los esfuerzos generados del bloqueo completo del eje.

Para añadir un sistema autoblocante se necesita una reforma completa del mecanismo, por lo que se debería realizar por técnicos mecánicos con experiencia en dichas reformas. La modificación conllevaría la variación del cárter externo del diferencial, así como modificaciones internas del mecanismo. En consecuencia, se puntúa con un 1 sobre 4.

En cuanto al aspecto económico, una modificación de tal envergadura supone no solo la adquisición de varios elementos mecánicos necesarios, sino una serie de procesos industriales, así como técnicos especialistas en dichos procesos. Así mismo, dada la magnitud de la reforma, la inversión temporal y, en consecuencia, la inversión económica en mano de obra es muy elevada, por lo que en este aspecto se puntúa con un 1 sobre 4.

8.4.2. Comparativa final

Con tal de realizar la valoración de forma objetiva, se tomarán como referencia los valores obtenidos en el estudio sobre el diferencial original y se puntuarán las posibles modificaciones según lo establecido anteriormente. Con ello se construye el siguiente cuadro valorativo, en donde E es referida a la puntuación dentro de la escala y P a la puntuación ponderada:

Tabla de puntuaciones									
Propuesta de modificación	Aspectos a valorar								Puntuación final
	Mejora competitiva		Seguridad		Viabilidad		Económico		
	E	P (40%)	E	P (30%)	E	P (20%)	E	P (10%)	Sumatorio ponderado
Aumento en el número de engranajes	3	1.2	4	1.2	4	0.8	4	0.4	3.6
Aumento del diámetro de la corona	4	1.6	3	0.9	3	0.6	3	0.3	3.4
Aumento del número de dientes de la corona	1	0.4	2	0.6	2	0.4	2	0.2	1.6
Incluir sistema autoblocante	2	0.8	1	0.3	1	0.2	1	0.1	1.4

Finalmente, la opción propuesta con mayor puntuación global y por tanto la solución adoptada es el aumento del número de engranajes añadiendo otro par de satélites de igual tamaño a los originales.

9. Descripción detallada de la solución adoptada

Los diferenciales de cuatro satélites suelen ser habituales en vehículos 4x4 tanto en su diferencial final como en su diferencial central. Algunos modelos comerciales de este tipo de vehículos e incluyen desde su fabricación este tipo de diferenciales en vez del convencional. En aquellos casos en que no lo incluya el vehículo, existen fabricantes externos a las marcas de automóviles que diseñan y fabrican este tipo de diferenciales ya adecuados a los modelos requeridos.

Esta modificación es requerida en los vehículos 4x4 los cuales son capaces de generar mayor par motor del que su diferencial original puede transmitir, lo que conlleva una disminución de las prestaciones completamente indeseada. Gracias a esta modificación, pueden no solo transmitir mayor par a los neumáticos, sino de forma más segura, así como, bajo circunstancias críticas, este sistema llega a realizar un ligero bloqueo mecánico del eje, necesario en la aplicación 4x4.



Imagen 8: Caja de planetas y satélites en distribución 2+4.

Viendo los resultados obtenidos cuando se incluían otro par de satélites a los diferenciales, algunos particulares propietarios de vehículos pesados y con gran transmisión de par, comenzaron a sustituir sus diferenciales originales por estos diferenciales en disposición 2+4.

Actualmente, son muchos los usuarios que, viendo el potencial de esta distribución, optan por ella en su vehículo competitivo. Dicha mejora, no solo conlleva una mejor transmisión de par a los neumáticos, sino que la propia transmisión es más segura por lo que permite una conducción más agresiva propia de las competiciones. A su vez, su uso se ha extendido en aquellas modalidades en las que no está permitido el uso de diferenciales de deslizamiento limitado o que su adquisición precise de un presupuesto mayor, pero que se precise de cierto grado de bloqueo en el eje.

Dado este contexto, la solución más cercana al objetivo planteado era la modificación del diferencial actual mediante la adición de otros dos satélites para conseguir una reforma parecida a la disposición en 2+4 ya explicada.

Aunque la forma más rápida y sencilla de realizar la reforma sería un intercambio de la caja de planetas y satélites completa por una de 4 satélites ya que estas segundas se venden completas y listas para su uso, en el caso de este proyecto, primero se estudiará la posibilidad de modificar la caja de planetas y satélites actual, y se compararan ambos gastos económicos y resistencias estructurales.

En el caso de querer evitar cambiar la caja de planetas y satélites completa, se necesitará crear a partir de la caja de planetas y satélites una estructura resistente con tal anclar la rueda de satélites a dicha caja.

A grandes rasgos, realizar la nueva estructura sobre la caja de planetas y satélites antigua, es una operación arriesgada dado que implica la realización de soldaduras y agujeros en dicha caja, pudiendo debilitar la estructura en sí. A su vez, en el caso de querer acceder en algún momento a los planetas o satélites, se debería de cortar la caja de planetas y satélites, destruyendo así la pieza.

Dado que dicho procedimiento no se considera apropiado ni seguro, se opta por la compra de los mencionados kits de reforma. En dichos kits, el tamaño y número de dientes de los planetas y satélites suelen ser normalizados, siendo estos de las mismas características geométricas y mecánicas a los originales de la mayoría de los vehículos.

Por otro lado, y tal y como se expone en el punto *7.1. Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo* del presente documento, el vehículo va a estar sometido a mayores cargas axiales de las que para en un principio se habrían diseñado sus componentes. Esta situación afecta negativamente en gran medida a los ejes ya que estos absorben directamente los esfuerzos ocasionados en los neumáticos.

Estos esfuerzos, serán absorbidos en gran medida por la suspensión del vehículo y, a su vez, por otros elementos del puente trasero como los rodamientos y cojinetes del palier, por lo que, de estas cargas axiales, solo un pequeño porcentaje llega al mecanismo diferencial. Con tal de que estas cargas no afecten a los engranajes internos del mecanismo, los rodamientos a la salida de este deben ser capaces de soportar no solo elevadas cargas radiales sino axiales.

En este aspecto, BMW diseñó el diferencial del 528i teniendo en cuenta un sobredimensionado de las cargas axiales en una conducción habitual, ya que los rodamientos de bolas de contacto angular utilizados en el piñón y en los planetarios (de la marca comercial Koyo), indican en su catálogo una máxima a fatiga 2.02kN para el del piñón y 3.4kN para los de los satélites. En el caso del rodamiento que recibe el árbol de transmisión, se trata de un rodamiento de bolas de contacto angular alto de doble pista de la misma marca, el cual indica según catálogo como carga máxima a fatiga de 4.1kN.

Como se comentó, los kits de modificación ya incluyen todos los elementos necesarios para la instalación de la nueva caja de planetas y satélites, con ello se incluyen los rodamientos pertinentes de los satélites y los planetas respecto a dicha caja, los cuales sustituirán los antiguos. Dada que esta modificación suele comercializarse pensando en una aplicación competitiva, los rodamientos, así como todos sus elementos se presuponen aptos para los altos esfuerzos en la disciplina escogida.

Por otro lado, el rodamiento que recibe el árbol de levas no sufrirá ningún cambio ya que, aunque se ve afectado en gran medida por la modificación, el rodamiento original es suficientemente resistente en este aspecto.

Según las simulaciones realizadas en el *ANEXO III: SIMULACIONES SOBRE MODIFICACIONES*, los esfuerzos recibidos en los apoyos de los planetas, los cuales corresponderían al rodamiento que se encuentra en el cárter exterior del mecanismo, son mayores a los del mecanismo original. Sin embargo, se intuye que una gran parte de dichos esfuerzos serán absorbidos por los nuevos rodamientos ya incluidos en el kit de modificación y otra gran parte de los esfuerzos externos serán absorbidos por el resto de los elementos mecánicos como se ha expuesto con anterioridad, por lo que no se considera necesaria la sustitución de estos rodamientos.

En todo caso, será recomendable controlar su comportamiento de todos los rodamientos durante las pruebas de funcionamiento descritas en el apartado *4. Pruebas y ajustes finales* del *DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES*.

Se puede consultar de forma más extensa el proceso de montaje de la modificación en el vehículo, así como una serie de pruebas a realizar con tal de aprobar el funcionamiento final en el *DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES*.

10. Justificación detallada de los elementos de la solución adoptada

A modo recopilatorio, se incluye a continuación una tabla con los elementos principales del diferencial solución. Se excluyen el cárter externo y los rodamientos de salida apoyados en este ya que no han sufrido cambios, así mismo, se excluyen los rodamientos nuevos de los satélites ya que se incluyen en la propia caja de planetas y satélites nueva.

Elemento	Propiedades
Piño	<p>Se mantiene el elemento original.</p> <p>Características geométricas:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Engranaje cónico helicoidal de 14 dientes, con un ancho de 30mm y paso de 17mm. (Geometría estandarizada) <p>Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Acero de cementación 16MnCr5
Corona	<p>Se mantiene el elemento original.</p> <p>Características geométricas:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Engranaje cónico helicoidal de 41 dientes, con un ancho de 30mm y paso de 17mm. (Geometría estandarizada) <p>Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Acero de cementación 16MnCr5
Caja de planetas y satélites	<p>Elemento comercial adquirido.</p> <p>Características geométricas:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Dado que las medidas de los satélites y planetarios suelen ser estándar, también lo suele ser el tamaño de la propia caja porta satélites. Aun así, se debe tener en cuenta que el diámetro exterior no debe exceder en ningún caso 110.93mm, y su largo total no debe exceder de 130.3mm. - Se comprobarán en todo caso las medidas y posiciones de los tornillos que fijan la caja a la corona. <p>Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Acero de cementación de alta aleación
Planetas	<p>Elemento comercial adquirido.</p> <p>Características geométricas:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Engranaje cónico de dientes rectos con 16 dientes, ancho de 40mm y paso de 15mm. (Geometría estandarizada) <p>Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Acero de cementación 16MnCr5

Satélites	<p>Elemento comercial adquirido.</p> <p>Características geométricas:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Engranaje cónico de dientes rectos con 10 dientes, ancho de 40mm y paso de 15mm. (Geometría estandarizada) <p>Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Acero de cementación 16MnCr5
Cruceta	<p>Elemento comercial adquirido.</p> <p>Características geométricas:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Las medidas de este elemento suelen estar fijadas por el fabricante y pueden variar en cuanto a diámetro de los ejes y su largo, sin embargo, las medidas finales deberán permitir que el conjunto de engranajes unida a ella no exceda las limitaciones de la caja de planetas y satélites. <p>Material:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Acero de cementación de alta aleación

ESTUDIO VISUAL DEL MECANISMO ORIGINAL

ANEXO I

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

1. Objetivo

Con tal de validar el modelo computacional creado a partir de los cálculos teóricos del diferencial del modelo de turismo BMW 528i (1997), se desmontará y medirán los elementos con tal de conocer su geometría, así como se realizará una inspección visual de los engranajes y rodamientos buscando signos de desgaste con los que identificar los puntos críticos del mecanismo.

Por tanto, el objetivo del presente examen visual es la validación del modelo computacional mediante la comparación de esfuerzos calculados con los signos de desgaste de los elementos.

2. Información inicial

Tal y como se ha indicado en el punto 6.3. *Presentación y datos del vehículo del estudio* del documento 1. *MEMORIA*, la denominación comercial del vehículo es BMW Serie 5 E39 matriculado en el año 1997. En el manual de taller del vehículo, se especifica como dato que la relación final es 2.93, así como todo el proceso de desmontaje y montaje.

A la hora de la inspección se deberá tener en cuenta que el mecanismo el data de 26 años en los cuales ha recorrido a fecha de 05/03/2023 325.000km en conducción urbana e interurbana, por lo que, aunque se esperan desgastes propios del uso, no se espera encontrar fallos o roturas en los elementos.

En este tiempo, nunca se le ha realizado un cambio del aceite en el cual está sumergido el mecanismo (aceite sintético BMW SAF-XO) dado que así lo indica el manual de mantenimiento del vehículo.

Dado que hasta no establecer si se van a realizar modificaciones o no en el mecanismo del diferencial no se va a proceder a su montaje de nuevo en el vehículo (ya que a la vez de esta se están realizando otras modificaciones), en este informe únicamente se explicará el ensamblaje de la propia pieza, pero no su montaje en el vehículo. Para realizar dicho montaje de nuevo en el vehículo, se seguirán los pasos realizados para su desmontaje en sentido inverso, respetando los pares de apriete y el orden en los tornillos tal como se indica en el manual de taller.

3. Materiales

Para realizar este informe, se han necesitado los siguientes materiales:

- El manual de taller oficial BMW Serie 5 E39
- Gato hidráulico con capacidad máxima de 2T
- Dos rampas individuales para levantar el tren trasero del vehículo (imagen de referencia 1)
- Dos cuñas de seguridad para los neumáticos (imagen de referencia 2)
- Dos borriquetas con capacidad máxima de 1.5T (imagen de referencia 3)
- Una tabla con ruedas
- Cubeta de recolección de aceite
- Herramienta llave de carraca con alargador
- Herramienta llave de carraca extralarga (imagen de referencia 4)
- Herramienta llave de carraca dinamométrica
- Herramienta llave de Allen 14mm
- Vasos para carraca de 12mm y 16mm
- Pintura o marcador blanco
- Cinta métrica



Imagen de referencia 1: rampas individuales



Imagen de referencia 2: cuñas de seguridad



Imagen de referencia 3: borriquetas



Imagen de referencia 4: herramienta carraca extralarga

4. Situación del diferencial del automóvil

La situación del diferencial es fácilmente identificable dado que es la pieza intermedia entre los dos semi ejes traseros, por lo que, simplemente observando por la parte inferior del vehículo, se podrá visualizar en la parte central trasera.



Identificación de la situación del diferencial en el automóvil. Fotografía propia.

Para poder acceder a la pieza y desmontarla con seguridad, se deberán desmontar con anterioridad el tramo final del sistema de gases de escape. Una vez quitado dicho tramo, simplemente se deberá extraer la pieza soltándola del eje de transmisión y de ambos semiejes.

Una vez establecida la accesibilidad a la pieza, se prepara la zona de trabajo con las herramientas y materiales establecidos en el punto referente a los materiales del presente documento y se comienza la extracción de la pieza.

Nota: es muy importante que por seguridad se realice todo el desmontaje con el vehículo en frío.

5. Desmontaje

Tal y como se ha establecido en el anterior punto, deberemos extraer el tramo final del sistema de escape del vehículo. Este tramo final está comprendido por el catalizador y las colas de escape.

Para ello, mide la distancia entre los neumáticos de la vía trasera y se alinean las rampas individuales con cada uno de dichos neumáticos. Una vez alineadas, se anclan las rampas al suelo.

Ya sea con el vehículo en marcha o empujándolo, se sube el tren trasero a las rampas. Se inmoviliza el vehículo mediante el freno de mano. Para mayor seguridad, se ponen cuñas por la parte frontal a los neumáticos delanteros. En cualquier caso, si durante las operaciones de desmontaje se sospechase que el vehículo se moviese, se detendrá el proceso y se comprobará la correcta inmovilización.

Una vez el acceso esté facilitado, accederemos a la parte trasera del vehículo e identificaremos los soportes del tramo final del sistema de escape. Una vez identificados, haremos uso de las dos borriquetas, las cuales usaremos de soporte de dicho tramo. Una vez colocadas, aflojaremos los soportes mediante la carraca con alargador y un vaso de 12mm. Una vez aflojados los soportes y que la pieza este descansado sobre las borriquetas, desconectaremos el sensor de oxígeno que implementaba este modelo en específico.

En este punto, colocaremos la tabla con ruedas cerca de las borriquetas, descenderemos la altura de estas al mínimo extrayendo así el tramo final del vehículo. Una vez las borriquetas no puedan bajar más la altura, se traspasará la pieza de las borriquetas a la tabla. Para completar la extracción, empujaremos la tabla con ruedas hasta el lugar donde almacenaremos la pieza.

Para continuar con la extracción del diferencial, volveremos a hacer uso de las borriquetas, elevándolas y usándolas de soporte para el mecanismo en zonas estratégicas. Dado su elevado peso, se hará uso del gato hidráulico que se colocará en la zona central del mecanismo. Se deberá liberar la pieza del eje de transmisión y de ambos semiejes de salida. En los tres casos, será tan sencillo como quitar los seis tornillos que sirven de unión en cada eje mediante la carraca con alargador y el vaso de 12mm. En el caso de que sea necesario, se utilizará la carraca extralarga para conseguir un mayor par y poder aflojar los tornillos con mayor facilidad.

Una vez los tornillos se han extraídos, a pieza debería estar descansando sobre las borriquetas y el gato hidráulico. En el caso de que la suciedad y grasa en las uniones con los ejes no permita que la pieza se suelte, se moverán ligeramente y con máxima precaución dichos ejes hasta que la pieza esté liberada.

Tal y como se ha realizado con el sistema de escape, se aproximará la tabla con ruedas lo máximo posible y se descenderá la pieza con ayuda de las borriquetas y del gato hidráulico. Dado que la pieza supone un gran peso, se moverá entre dos personas a la tabla, y una vez este sobre ella, se empujará hasta el lugar de trabajo donde se realizará la inspección visual.

Una vez la pieza se encuentre fuera del vehículo y a modo de seguridad, que quitan las cuñas de las ruedas y, sin encender el vehículo, se quitará el freno de mano y se permitirá que descienda de las rampas. Una vez en el suelo se volverá a inmovilizar mediante el freno de mano.

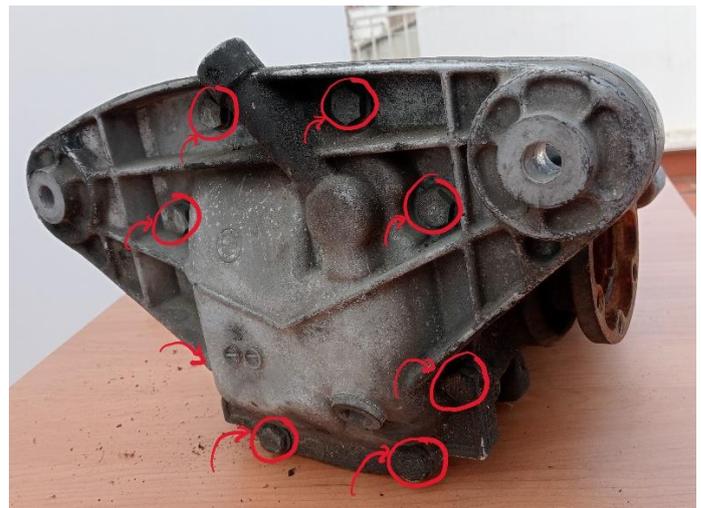
Se recoge la zona de trabajo y se coloca el diferencial en un banco de trabajo a una altura cómoda para su manejo. Dado su peso y geometría, no es necesario su anclaje.



Mecanismo diferencial sobre mesa de trabajo. Fotografía propia.

Antes de retirar la tapa del cárter, se acercará el conducto de vaciado del aceite al borde del banco de trabajo y se colocará la cubeta de recolección alineada. Mediante la llave Allen de 14mm se retirará poco a poco el tornillo tapón. Se vaciará el cárter de aceite y se apartará el recipiente con el aceite de la zona de trabajo. El aceite se reciclará en un punto verde o EcoPark una vez finalizado el estudio.

Para completar el desmontaje, se quitará la tapa del cárter quitando los ocho tornillos hexagonales con la carraca y el vaso de 16mm. En caso de que los tornillos muestren mucha resistencia, se usará la carraca extralarga para facilitar su extracción.



Tornillos de la tapa del cárter del diferencial. Fotografía propia.

Una vez retirada la tapa, se puede acceder a todo el mecanismo. No se considera necesario desmontar todos los engranajes por separado dado que estando ensamblados se tiene fácil acceso a todos ellos.

Una vez la pieza esté preparada, se procede a la inspección.

6. Inspección visual

Comenzando por la carcasa, se visualizan con claridad nomenclaturas que identifican la marca del fabricante (BMW) así como códigos propios del fabricante que suelen servir para la identificación del vehículo en donde se monta y la serie de fabricación entre otras. Se visualiza claramente la etiqueta con el código de barras que identifica la pieza. En las cabezas de los tornillos podemos leer información como la métrica y el par de apriete. En algunos casos en donde se necesita un equilibrio absoluto en la pieza, incluso se indica el orden en el que se deben atornillar o desatornillar los tornillos, en este caso no es crucial, por lo que no se indica. Existe suciedad tipo grasa en toda la carcasa, habitual en piezas de esta edad.



Nomenclaturas grabadas y etiqueta en el cuerpo del cárter. Fotografía propia

Siguiendo con la unión con los ejes, observamos en las tres uniones óxido (sobre todo en la unión con los palieres) y desgaste en donde ha habido contacto directo entre metales, ya sea en todo el anillo del acople al eje o en los orificios para los tornillos de unión. Dicho óxido, aunque se podría haber evitado mediante juntas, no es inusual. En la unión con el eje de transmisión se observa una gran cantidad de grasa usada como junta para evitar el óxido mencionado con anterioridad.

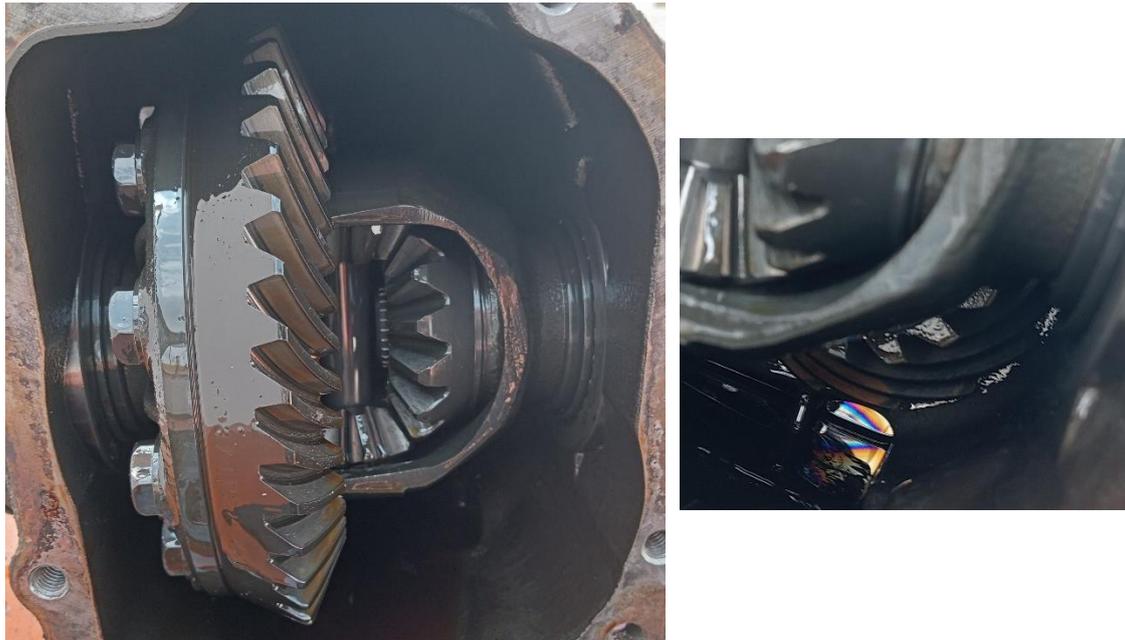


Óxido y grasa en las uniones de los ejes. Fotografía propia

Aprovechando que el mecanismo se encuentra expuesto, se hace girar manualmente la entrada proveniente del eje de transmisión para observar el funcionamiento, así como

hacer girar una de las salidas al palier, para, finalmente, girar de nuevo la entrada, pero manteniendo inmóvil una de las salidas, observando el funcionamiento completo del mecanismo.

Prosiguiendo con la inspección, nos fijamos en los tipos de engranajes: el conjunto piño-corona de entrada es un mecanismo de engranajes hipoides, usados comúnmente en la transmisión de grandes pares entre dos ejes perpendiculares. La corona tiene unida la caja de satélites y planetarios, los cuales son engranajes cónicos de dientes rectos.



Interior del mecanismo de diferencial, en la imagen de la derecha se aprecia el engranaje del piñón. Fotografía propia.

Observando de cerca los dientes de la corona, se identifican pequeñas muescas recurrentes entre los dientes, lo que nos indica la zona de máxima presión en los dientes. Por otro lado, en el caso de los satélites y los planetarios, observamos que son las caras laterales de los dientes aquellas con mayor uso. No se observan fallos en los dientes ni mal funcionamiento a simple vista.

Cerca del rodamiento de salida del palier izquierdo, se identifican manchas de óxido junto con marcas tipo picada. Considerando el estado general del mecanismo, podemos considerar que dichas marcas sucedieron durante el rodaje de la pieza en donde es probable que se produjesen micro roturas de material en los engranajes.



Pruebas de desgaste. De izquierda a derecha: desgaste en corona, dientes de los satélites y planetarios, picado en parte interna de la carcasa. Fotografía propia

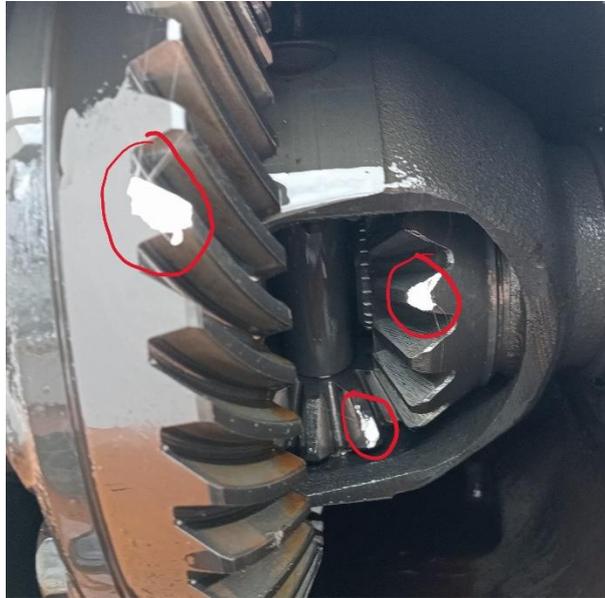
Finalmente observamos en el recipiente contenedor que el aceite se encuentra en buen estado ya que no produce olores excesivos, la densidad no es demasiado líquida (signos de que habría perdido propiedades por la temperatura) y el color no está ennegrecido. Con ello afirmamos que el manual de taller esta acertado cuando indica que el cambio del aceite del diferencial no forma parte de un mantenimiento habitual del vehículo.

7. Mediciones

Una vez realizada la inspección general, se realizarán una serie de mediciones respecto a los engranajes.

Primero se medirán los dientes de la corona, el piño, un satélite y un planetario. Ambos satélites y ambos planetarios deben ser iguales entre ellos, por lo que medir uno de cada pareja será suficiente.

Para realizar esta medición sin riesgo de equivocarse, se marcará de cada engranaje a medir un diente con la pintura blanca, teniendo así una referencia clara. Una vez se tiene la marca, se cuentan los dientes haciendo girar los engranajes según convenga.



Dientes marcados con pintura blanca. Fotografía propia.

A continuación, se medirá en ancho de los engranajes con la cinta métrica. Se realizará la medida aproximadamente en los cuatro cuadrantes de cada engranaje con tal de obtener una media en caso de que no sea constante.

Finalmente, dado que los engranajes no se han sacado completamente, para saber el diámetro de cada engranaje se medirá la distancia desde el fin de un diente hasta el fin del siguiente a una altura media aproximada del diente, midiendo así el paso circular de los engranajes. Sabiendo el paso y el número de dientes se podrá calcular el diámetro como:

$$p[mm] = \frac{\pi * d[mm]}{z} \rightarrow d[mm] = \frac{p[mm] * z}{\pi}$$

A su vez, podemos calcular el módulo de los engranajes como:

$$m[mm] = \frac{p[mm]}{\pi} = \frac{d[mm]}{z}$$

En la siguiente tabla se pueden consultar las medidas obtenidas:

Elemento	Número de dientes (z)	Ancho (b) [mm]	Paso (p) [mm]	Diámetro (d) [mm]	Módulo (m) [mm]
Piño	14	30	17	75.76	5.41
Corona	41	30	17	221.86	5.41
Planetario(s)	16	40	15	76.39	4.77
Satélite(s)	10	40	15	47.75	4.77

Dado que la medida del paso está tomada directamente sobre la pieza, existe cierta incertidumbre de orden inferior a milímetros. Esta incertidumbre ocasiona que tanto los diámetros como los módulos de los engranajes no sean valores normalizados.

Dado que se trata de un cálculo teórico a modo de base, se mantendrán los valores calculados sin estandarizar.

8. Montaje

Una vez hemos realizado todas las medidas y comprobado el estado del mecanismo, se procede a su cierre.

Para ello se consulta en el manual de taller el par de apriete de los tornillos de la tapa del cárter, así como si se necesitase un orden en específico. Comprobamos que en la cabeza de los tornillos se encuentra grabado el grado del par de apriete 8.8, que según la tabla de información del manual de taller corresponde con un par de apriete de 45Nm. No se especifica un orden concreto, por lo que se comenzará en los tornillos de la parte superior y se apretarán en sentido horario con ayuda de una carraca dinamométrica calibrada a los 45Nm exigidos.

Como se ha comentado al inicio del informe, no se montará de nuevo la pieza en el vehículo hasta que no se establezca si se va a modificar o no, por lo que no se prosigue con su montaje.

En caso de que, se necesitase que el vehículo dispusiera de la pieza, se rellenaría nuevamente de aceite nuevo BMW SAF-XO y se seguirían los pasos inversos del desmontaje.

SIMULACIONES SOBRE EL MECANISMO ORIGINAL

ANEXO II

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

1. Objeto

El objeto del presente anexo es la descripción del proceso de modalización computacional del mecanismo diferencial original, así como la implementación de los puntos de funcionamiento calculados en el punto 5.3.1. *Esfuerzos sobre la pieza original* del *DOCUMENTO 1: MEMORIA* con tal de realizar mediciones de los esfuerzos producidos y encontrar los puntos críticos mediante MEF.

2. Introducción a los softwares

Para realizar este proceso, se utilizarán las licencias de estudiante proporcionadas por la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño de la Universidad Politécnica de Valencia. En específico, dentro de la gama de programas capaces de procesar una simulación dinámica y/o un cálculo estructural mediante el Método de Elementos Finitos (MEF), se utilizará en el caso de la simulación dinámica ADAMS/View y en el caso del estudio MEF se utilizará ANSYS Mechanical.

ADAMS/View es un software especializado en la simulación dinámica de sistemas multicuerpo en el cual se pueden crear objetos 3D con propiedades materiales o de comportamiento, unir los objetos mediante conexiones mecánicas tales como pares de revolución, par prismático, engranajes; y una vez creado el modelo completo, permite realizar animaciones de funcionamiento y mediciones de los esfuerzos generados.

ADAMS ha desarrollado otros programas complementarios especializados en un uso en concreto. Uno de los más reconocidos es ADAMS/Car, el cual contiene herramientas y simulaciones específicas en el cálculo de automóviles. Por otro lado, ADAMS/View es la versión más general del software, ofreciendo una buena base visual y de animaciones junto con un cálculo base de mediciones.

Por otro lado, ANSYS es un software líder en cálculo mediante el método de elementos finitos y dinámica de fluidos computacionales. Aunque su interfaz no sea de las más amigables para el usuario, la capacidad de cálculo y análisis ante múltiples variables y escenarios hace de este programa uno de los más competitivos en el sector.

Desde que fue creado, ANSYS ha estado en constante evolución y ampliación, creando subprogramas independientes especializados según tipo de análisis (estructural, fluidos, diseño 3D, vibraciones, etc). Dentro de esta variedad de análisis, ANSYS Mechanical se enfoca en el análisis estructural de los elementos mediante MEF y teniendo en cuenta sus características mecánicas y los esfuerzos aplicados.

3. Proceso de creación del modelo computacional base

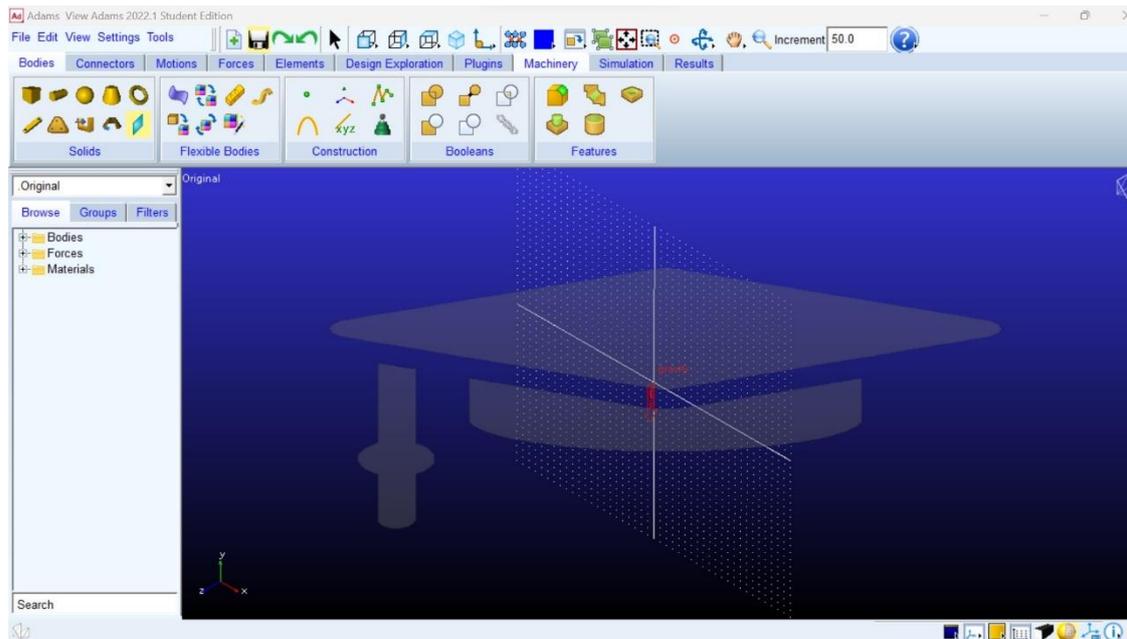
Dado que la geometría completa del elemento es compleja, se adoptarán una serie de simplificaciones con tal de facilitar el proceso de creación del modelo computacional. Como primera simplificación, admitiremos que la caja que contiene los satélites y planetarios se reduzca a los anclajes estrictamente necesarios entre la corona y los satélites. De esta forma también se consigue una mejor visualización del funcionamiento dado que los engranajes se encuentran a la vista. No se incluirá la unión entre ambos satélites ya que esto puede ocasionar error en las restricciones de movimiento del modelo en el momento de la simulación.

Como segunda simplificación respecto a la geometría, no se modelizará el cárter externo, así como los ejes de entrada y salida se reducirán a cilindros salientes de diámetro aproximado con el único fin de facilitar las mediciones.

Finalmente, el material asignado será acero genérico implementado en la librería de materiales de ADAMS.

Denominación	Steel
Densidad	7801 kg/m ³
Tipo	Isotropico
Módulo de Young	2.07E11 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29

Comenzamos el proceso partiendo de la creación de un archivo nuevo en ADAMS/View. Una vez en la página principal, adaptamos la zona de trabajo especificando las unidades (mm, kg, N, s, grados). Creamos una Working Grid (parrilla de trabajo) cuadrada de 110x110mm (ya que el diámetro máximo del mecanismo original es de 208mm) con separación entre puntos de 5mm en ambas direcciones para una mayor precisión. Para terminar de preparar nuestro espacio de trabajo, adaptamos el tamaño de los símbolos para que estos no interfieran en la visualización del modelo.



*Imagen 1: Preparación de la zona de trabajo.
Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version*

Con tal de facilitar la construcción del modelo, se crearán una serie de 8 puntos a modo de referencia. Los puntos de referencia se han creado a partir de las medidas de los engranajes realizados en la inspección visual del ANEXO I: ESTUDIO VISUAL DEL MECANISMO ORIGINAL.

Nº Punto	X [mm]	Y[mm]	Z[mm]
1	-31.875	0	0
2	31.875	0	0
3	0	41.2	0
4	0	-41.2	0
5	20	0	94.41
6	0	46.2	0
7	0	-46.2	0
8	20	0	124.41

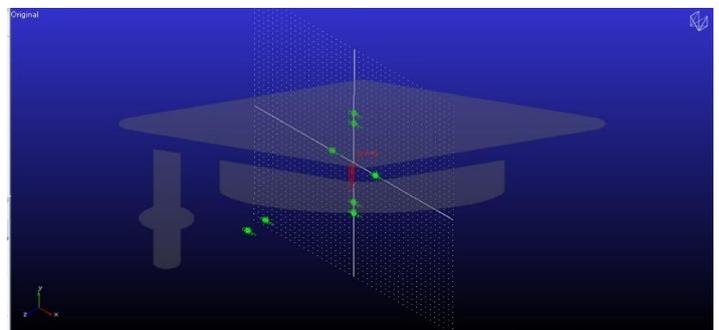
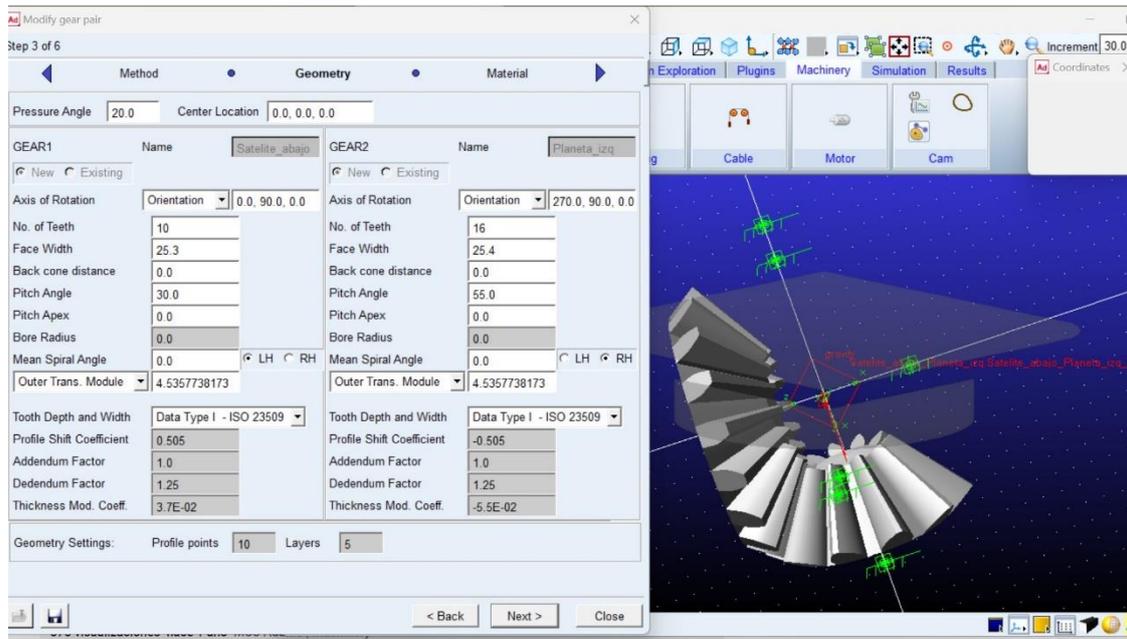


Imagen 2: Puntos de referencia. Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version

Una vez creados los puntos, utilizamos la herramienta dentro de ADAMS/View Machinery. Esta herramienta tiene un asistente de creación de engranajes y de los pares correspondientes. Comenzamos creando uno de los planetas junto con uno de los satélites.

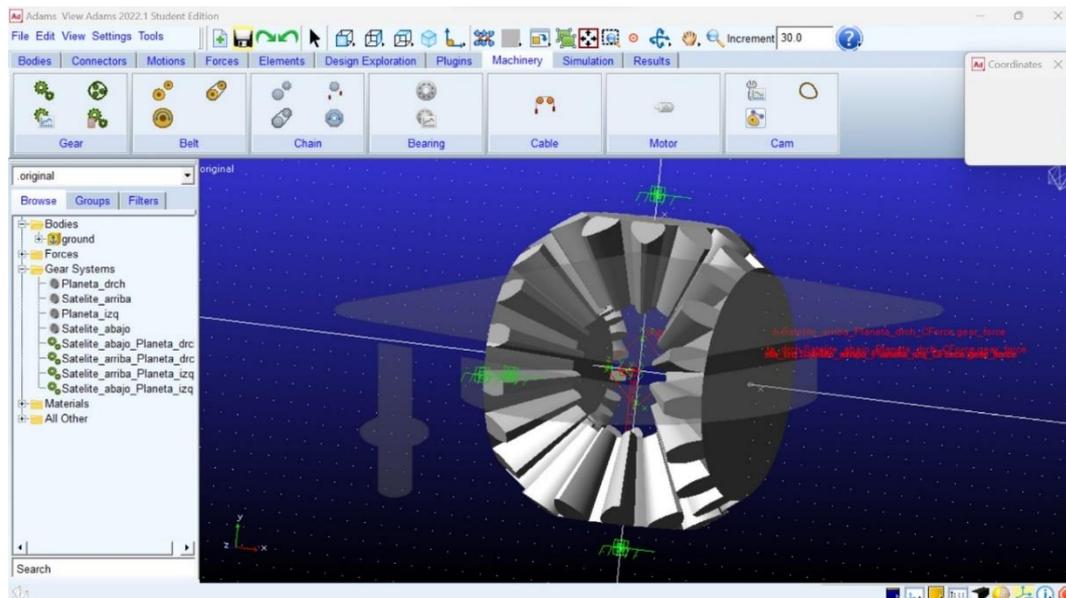
Para ello, usamos Create a Gear Pair y se abre el asistente. En la primera ventana se pide escoger el tipo de engranajes, es este caso con cónicos (Bevel). En el método de cálculo se indica el método de contacto 3D con tal de conseguir mayor precisión en los cálculos y mediciones a realizar. En la siguiente pestaña debemos especificar todas las características geométricas, así como su posición.



*Imagen 3: Primer conjunto planeta-satélite.
Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version*

A continuación, se vuelve a utilizar la herramienta Create a Gear Pair. Seguiremos los mismos pasos mencionados con anterioridad, sin embargo, esta vez en GEAR2, seleccionamos el PLANETARIO ya creado ya que vamos a crear el satélite superior.

Este proceso lo repetiremos para crear el segundo planetario, identificando esta vez en GEAR1 el engranaje existente del satélite superior. Finalmente, para crear un par de engranaje entre el planetario de la derecha y el satélite inferior, seleccionaremos en GEAR1 dicho planetario y en GEAR2 el satélite, creando así el sistema de satélites y planetarios del diferencial.



*Imagen 4: Sistema de planetas y satélites
Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version*

Una vez terminado el sistema de planetas y satélites, se crea de igual forma el sistema de piñón y corona respetando las medidas tomadas en la inspección visual.

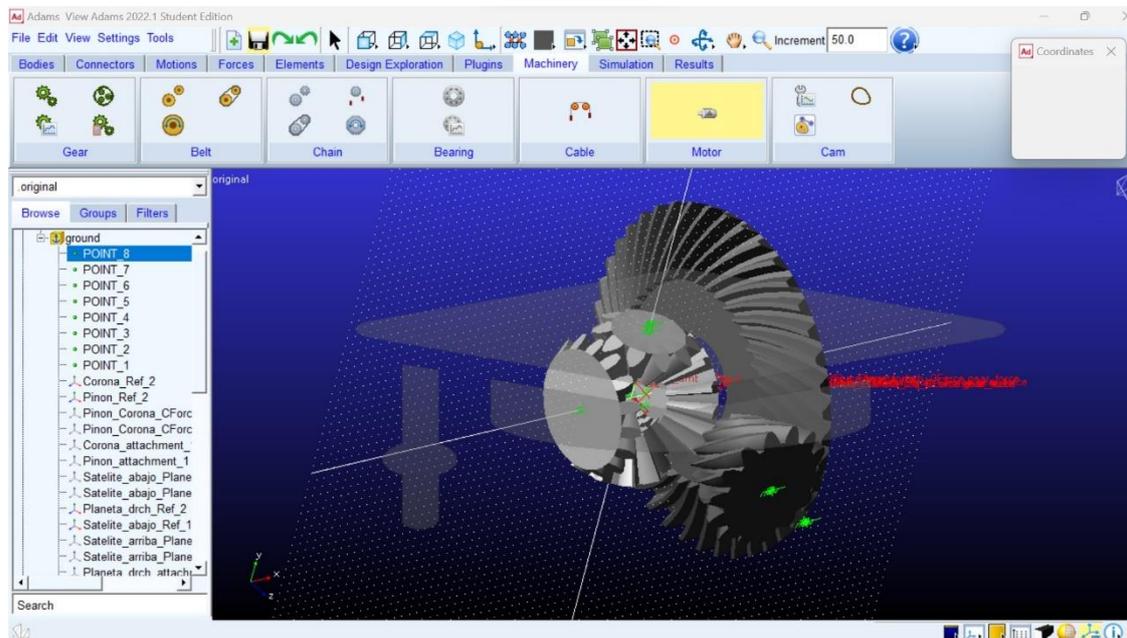


Imagen 5: Todos los engranajes. Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version

Para finalizar el modelo 3D se modelan los ejes de salida y la unión entre los satélites y la corona con las simplificaciones establecidas. Para ello, nos aseguraremos de que los puntos de referencia se encuentran en los centros estratégicos con tal de usarlos para la creación de los ejes.

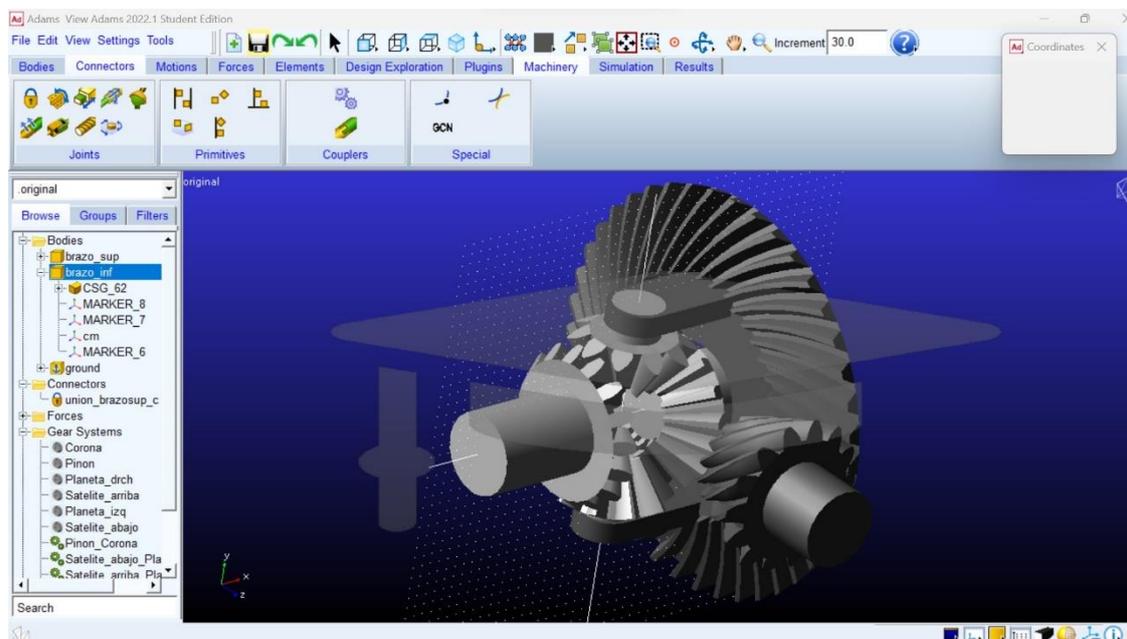


Imagen 6: Modelo 3D simplificado del mecanismo original. Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version

El último paso para completar el modelo computacional es implementar las restricciones de movimiento pertinentes, así como el par de entrada calculado en el apartado 5.3.1. *Esfuerzos sobre la pieza original* del DOCUMENTO 1: MEMORIA. Para poder tener en cuenta todos los modos de funcionamiento se han establecido, se implementará, no solo el par de entrada calculado, sino movimientos rotacionales en las salidas que permitan simular que uno de los dos neumáticos funcione a menor velocidad que el otro, pudiendo comprobar tanto el funcionamiento lineal como en curva.

Esta variedad de movimientos y fuerzas se activarán y desactivarán según el tipo de análisis, así como se variará la magnitud de estas.

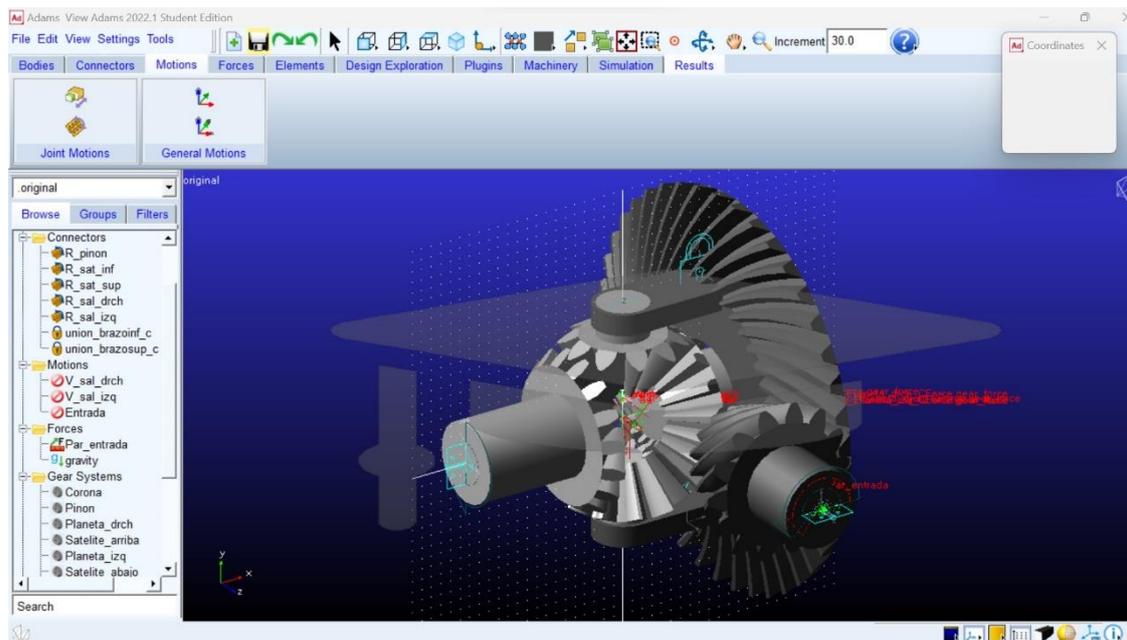


Imagen 7: Modelo computacional. Se observa en el menú de la izquierda los movimientos y restricciones implementados. Captura de pantalla del programa ADAMS/View 2022.1 Student Version

4. Simulación y mediciones

Una vez comprobado que los engranajes funcionan correctamente, se procede a implementar los valores y simular.

Las simulaciones se realizarán con una duración de 5s y un Step Size de 0.001. Con esto se conseguirá una precisión adecuada para el estudio.

Se han establecido mediciones sobre el eje de entrada al piñón, así como en los ejes de salida en ambos planetarios y en los ejes intermediarios de unión de los satélites a la caja de satélites y planetas. Dichas mediciones obtienen la velocidad angular y el par generado. En el cuadro de modificación de las mediciones, se ha especificado que se mida la magnitud (mag) general del elemento sin limitar a la medición sobre un eje de referencia. Con esto se pretende evitar errores debidos al cambio de posición constante de algunos de los elementos.

Con tal de asegurar el correcto funcionamiento del modelo, se implementa una velocidad de entrada aleatoria y se comprueba que la velocidad en ambas salidas sea aproximadamente igual a la de entrada dividido su relación de transmisión original que según la ficha técnica es de 2.93.

Como segunda comprobación, se establece dicha velocidad de entrada y en uno de los ejes de salida se establece una velocidad ligeramente inferior. Se debe cumplir que la velocidad media entre las las salidas sea igual a la entrada. Se establece pues:

$$\begin{aligned} \text{En marcha lineal: } \omega_{\text{piño entrada}}[\text{rpm}] &= \omega_{\text{planetario derecha}}[\text{rpm}] * \frac{1}{R_{t \text{ diferencial}}} \\ &= \omega_{\text{planetario izquierda}}[\text{rpm}] * \frac{1}{R_{t \text{ diferencial}}} \end{aligned}$$

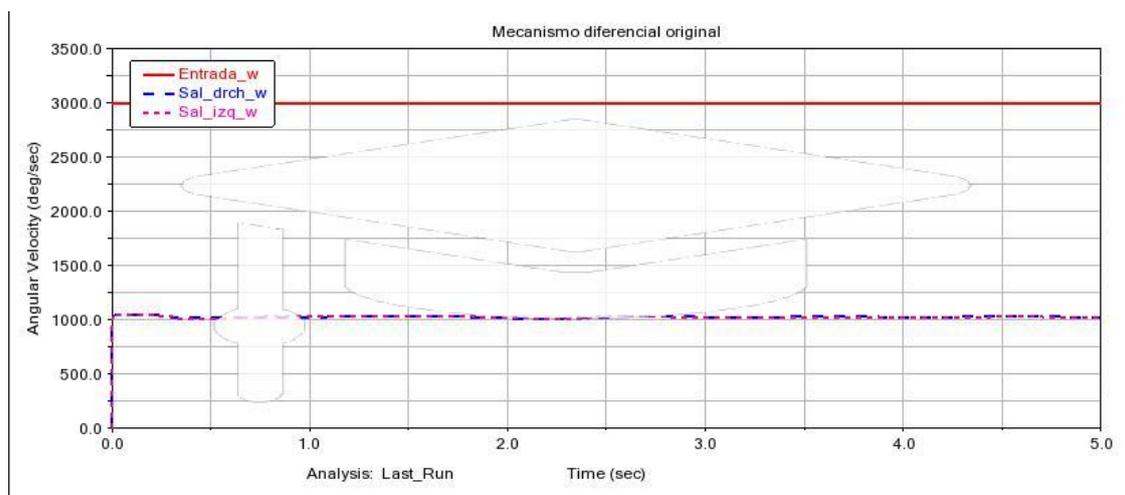


Gráfico 1: Gráfico importado de ADAMS/View. Cumple con lo establecido ya que la velocidad de entrada son 3000rpm y ambas velocidades de salida son aproximadamente 1023.89rpm (1023.76rpm medidos en el gráfico).

En curva: $\omega_{\text{piñón entrada}} [\text{rpm}]$

$$= \frac{\omega_{\text{planetario derecha}} [\text{rpm}] + \omega_{\text{planetario izquierda}} [\text{rpm}]}{2} * \frac{1}{R_t \text{ diferencial}}$$

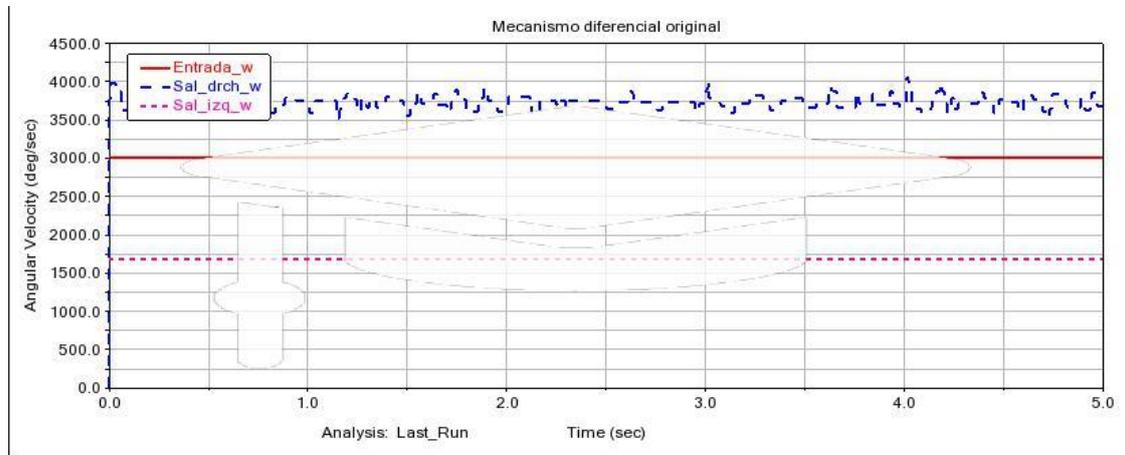


Gráfico 2: Gráfico importado de ADAMS/View. Debido al diferencial de cálculo, la velocidad de salida del eje libre no es lineal.

En este caso, el resultado obtenido no es tan preciso como en marcha lineal. Debemos tener en cuenta que en esta situación no solo se debe tener en cuenta la transmisión entre el piñón y la corona sino también la transmisión entre planetas y satélites. Esta transmisión entre planetas y satélites no es constante, sino que varía dependiendo de la velocidad y resistencia establecida en el eje, dado que el satélite no solo realiza un movimiento rotacional sino también traslacional alrededor de los planetas.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, se acepta el funcionamiento del modelo computacional para realizar las mediciones pertinentes en las condiciones establecidas en el punto 5.3.1. *Esfuerzos sobre la pieza original del DOCUMENTO I: MEMORIA.*

Se realizarán mediciones para los tres puntos indicados en el punto 5.3.1. *Esfuerzos sobre la pieza original del DOCUMENTO I: MEMORIA.* Para ello se introducirá en el piñón de entrada, la velocidad angular de cada punto junto con el par de entrada al diferencial.

4.1. Condición máxima potencia

Para la condición de máxima potencia, se indica en el eje de entrada una velocidad de entrada de 5300rpm junto con un par de 199.24Nm. Se realizan las mediciones primeramente en marcha rectilínea y a continuación indicando una velocidad de salida en uno de los semiejes ligeramente inferior a la obtenida en la primera medición, simulando un paso por curva.

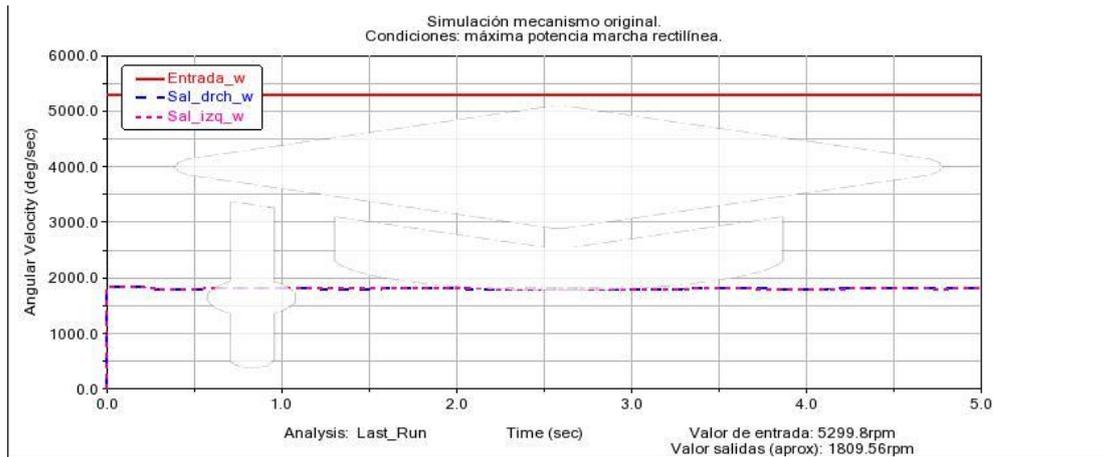


Gráfico 3: Gráfico importado de ADAMS/View. Como se ha comprobado anteriormente, las velocidades de salida de ambos semiejes son iguales entre sí y equivalen al valor de la entrada reducido mediante la relación de transmisión.

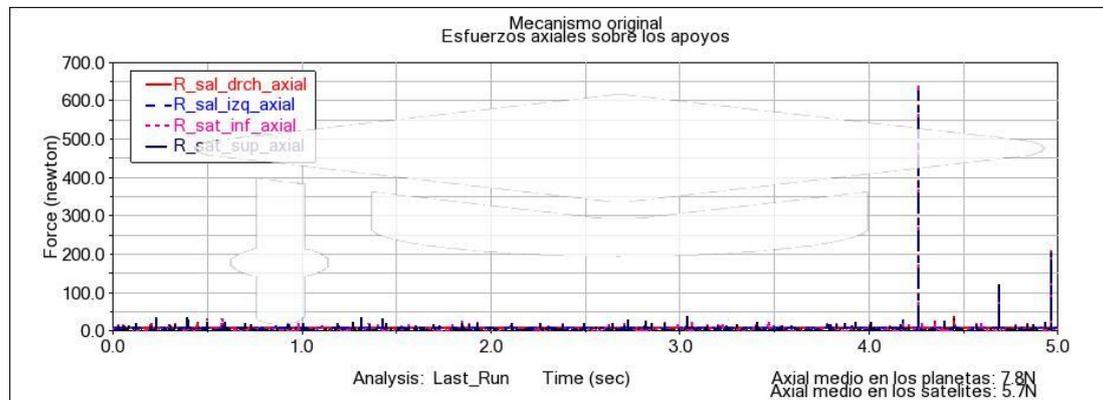


Gráfico 4: Gráfico importado de ADAMS/View. Esfuerzos axiales generados en los apoyos de los engranajes. Observamos valores constantes a excepción de tres picos los cuales se desprecian. El mecanismo tiene un comportamiento simétrico respecto a los planetas y satélites.

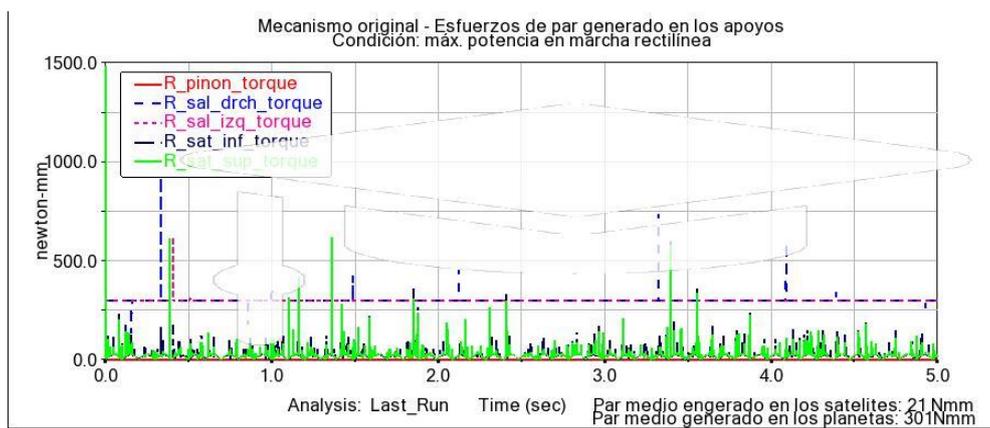


Gráfico 5: Gráfico importado de ADAMS/View. Esfuerzos de par generados en los apoyos de los engranajes. Observamos valores constantes a excepción de tres picos los cuales se desprecian. Los esfuerzos son absorbidos en su mayoría por los apoyos en ambas salidas.

Una vez realizadas las mediciones en marcha recta, se establece en uno de los semiejes de salida un valor concreto de velocidad de salida inferior al medido con anterioridad.

En este caso, se establece sobre el semieje izquierdo una velocidad de salida de 1650rpm, obteniendo los siguientes resultados:

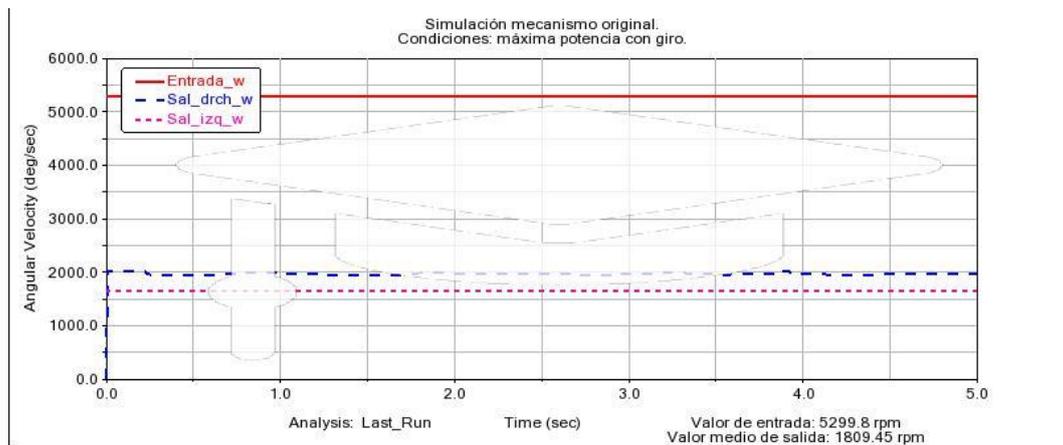


Gráfico 6: Gráfico importado de ADAMS/View. Como se ha comprobado anteriormente, la velocidad media del diferencial es la misma que en la marcha rectilínea.

Al graficar los esfuerzos axiales y de par, los valores se mantienen aproximados a los obtenidos en marcha rectilínea.

4.2. Condición máximo par

Para la condición de máximo par, se indica en el eje de entrada una velocidad de entrada de 3950rpm junto con un par de 943.04Nm. Se realizan las mediciones primeramente en marcha rectilínea y a continuación indicando una velocidad de salida en uno de los semiejes ligeramente inferior a la obtenida en la primera medición, simulando un paso por curva.

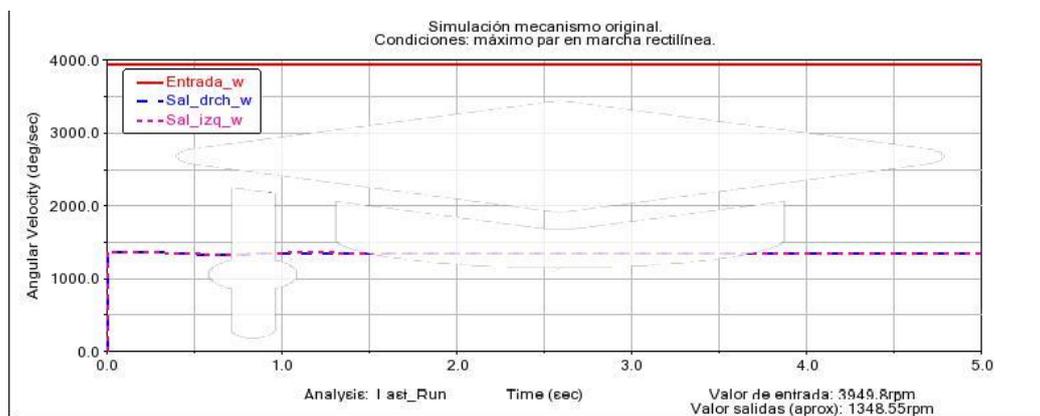


Gráfico 7: Gráfico importado de ADAMS/View. Como se ha comprobado anteriormente, las velocidades de salida de ambos semiejes son iguales entre sí y equivalen al valor de la entrada reducido mediante la relación de transmisión.

Una vez realizadas las mediciones en marcha recta, se establece en uno de los semiejes de salida un valor concreto de velocidad de salida inferior al medido con anterioridad. En este caso, se establece sobre el semieje izquierdo una velocidad de salida de 1150rpm, obteniendo los siguientes resultados:

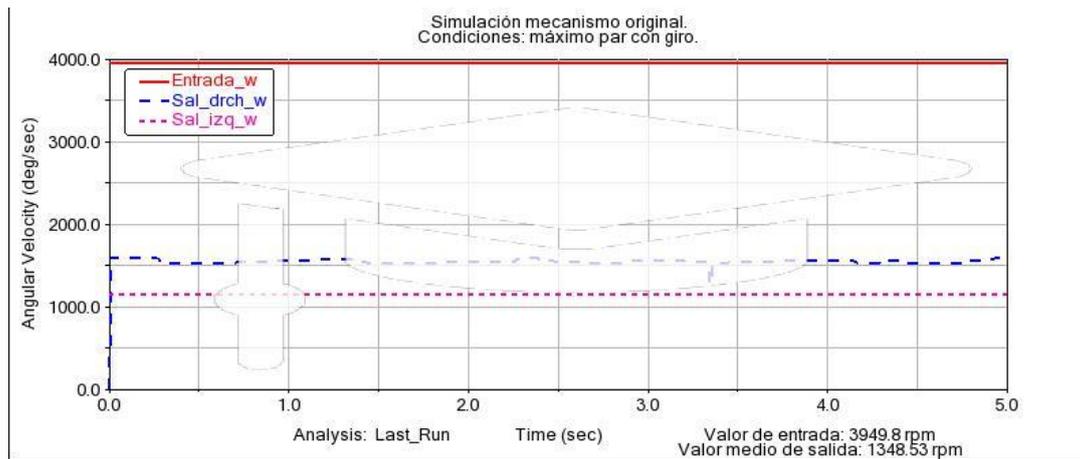


Gráfico 8: Gráfico importado de ADAMS/View. Como se ha comprobado anteriormente, la velocidad media del diferencial es la misma que en la marcha rectilínea.

La variación de los valores de los esfuerzos respecto a las condiciones anteriores resulta despreciable, por lo que dichos valores se aceptarán como referencia.

4.3. Condición marcha atrás

Para la condición de marcha atrás, se indica en el eje de entrada una velocidad de entrada de 3950rpm junto con un par de 871.36Nm, ambas magnitudes en sentido de giro contrario al simulado hasta ahora. Se realizan las mediciones primeramente en marcha rectilínea y a continuación indicando una velocidad de salida en uno de los semiejes ligeramente inferior a la obtenida en la primera medición, simulando un paso por curva.

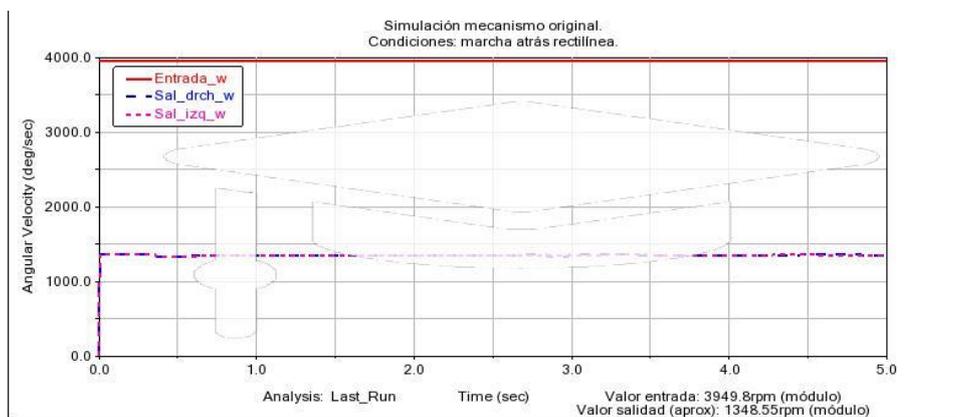


Gráfico 9: Gráfico importado de ADAMS/View. Como se ha comprobado anteriormente, las velocidades de salida de ambos semiejes son iguales entre sí y equivalen al valor de la entrada reducido mediante la relación de transmisión. En este caso, los valores son iguales a los obtenidos en la condición de máximo par ya que se ha indicado al software que mida la magnitud en módulo.

Una vez realizadas las mediciones en marcha recta, se establece en uno de los semiejes de salida un valor concreto de velocidad de salida inferior al medido con anterioridad. En este caso, se establece sobre el semieje izquierdo una velocidad de salida de 1650rpm, obteniendo los siguientes resultados:

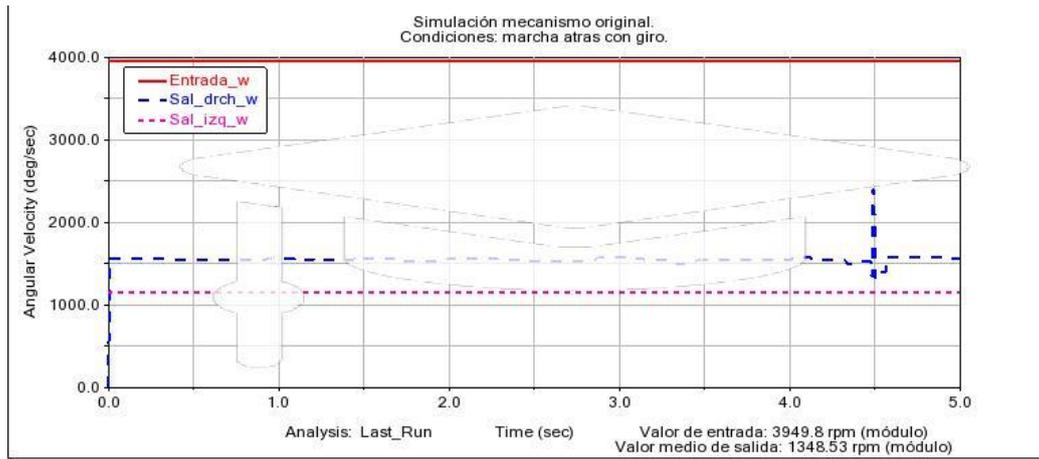


Gráfico 10: Gráfico importado de ADAMS/View. Como se ha comprobado anteriormente, la velocidad media del diferencial es la misma que en la marcha rectilínea. En este caso, los valores son iguales a los obtenidos en la condición de máximo par ya que se ha indicado al software que mida la magnitud en módulo.

5. Estudio mediante MEF

Con tal de procesar mejor la información, se accederá al software de ANSYS Mechanical a través de ANSYS Workbench. Como se ha explicado con anterioridad, esta herramienta sirve de unión entre los diversos programas específicos de ANSYS. EN general, no solo tiene una interfaz mucho más amigable y visual en cuanto a procesar y visualizar resultados, sino que permite tratar la geometría desde ANSYS Design, una potente herramienta de modelizado que permite implementar parte de las condiciones y realizar estudios rápidos.

Al abrir ANSYS Workbench, incluiremos en el esquema de trabajo la parte del análisis estructural estático. Con esta herramienta realizaremos un estudio considerando un pequeño desplazamiento con tal de calcular la presión a la que se someten los dientes de los engranajes.

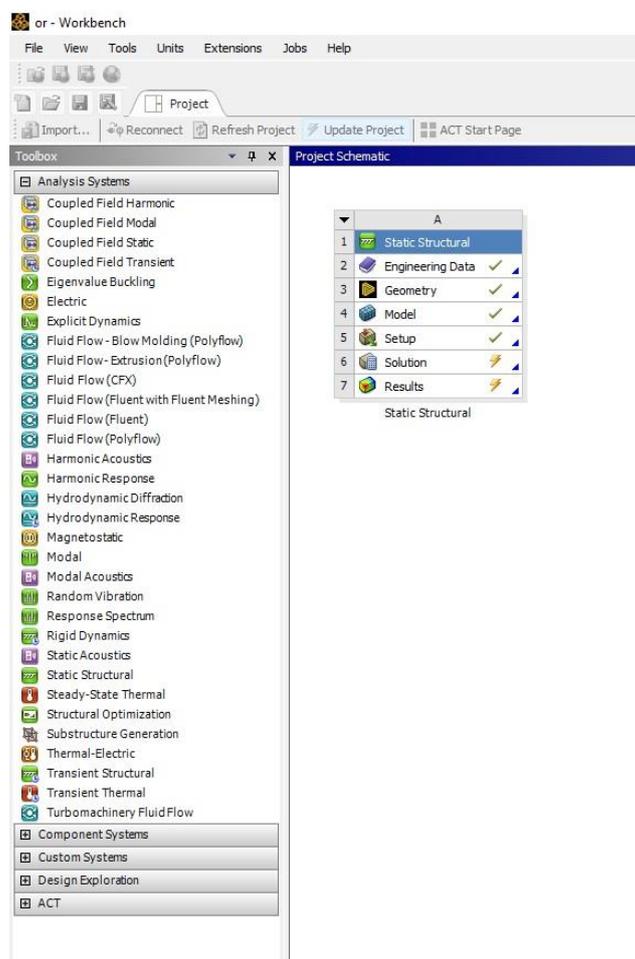


Imagen 8: Captura de pantalla de ANSYS Workbench con el análisis a realizar.

Una vez definidos el tipo de análisis, se implementarán las condiciones del modelo. Para ello, primero se identificarán los tipos de contactos entre las geometrías. Se indicará que los contactos entre los engranajes son sin separación, es decir, contacto directo; seguidamente, se indicará que los ejes de salida están unidos a sus respectivos

engranajes; y finalmente se indicara que los ejes de los satélites giran sin fricción respecto a los soportes de la corona.

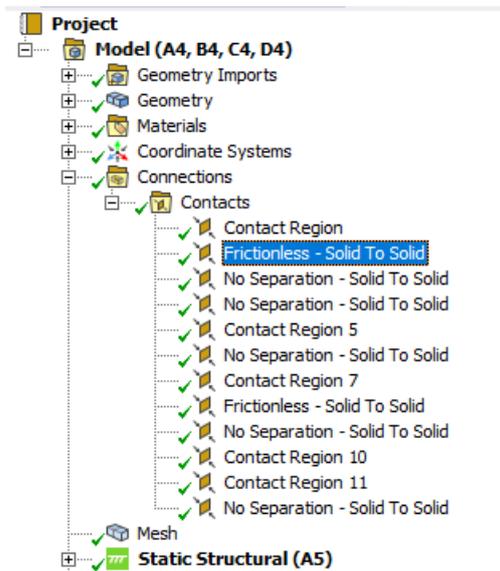


Imagen 9: Captura de pantalla de ANSYS Mechanical con los contactos definidos en los engranajes.

En el uso de cálculos MEF es muy importante la malla creada sobre el elemento. Dada su compleja geometría, se permitirá que el software malle automáticamente. Seguidamente, se comprobará que la malla sea más fina en los puntos de contacto con tal de obtener mejores resultados.

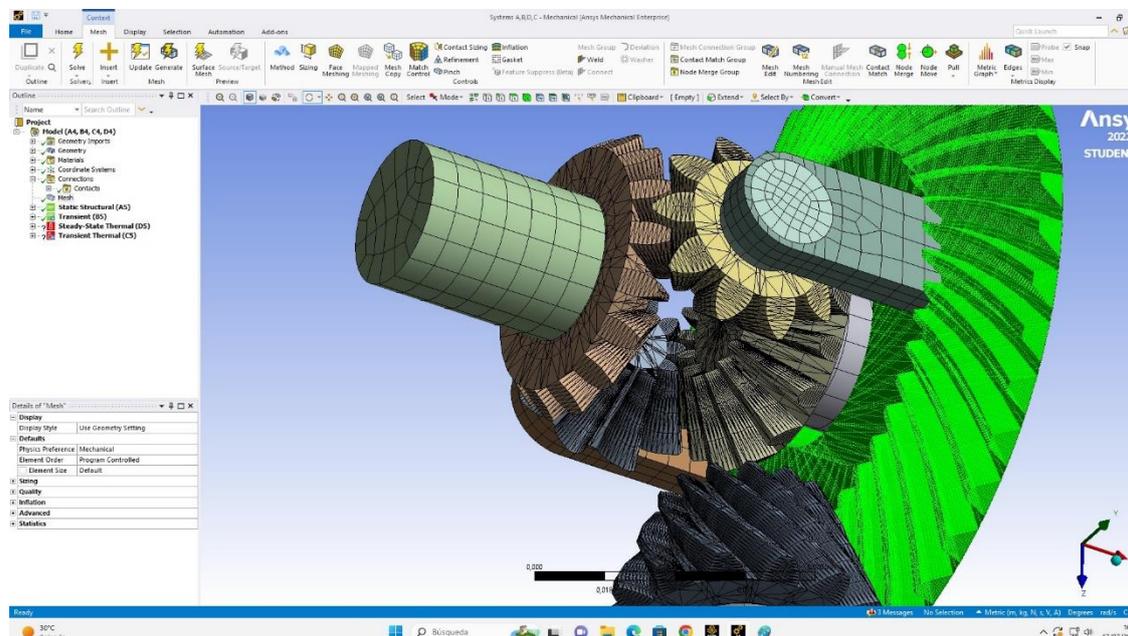


Imagen 10: Captura de pantalla de ANSYS Mechanical con todos los elementos mallados. Mallado refinado.

Finalmente se implementarán las condiciones de funcionamiento de máximo par en marcha rectilínea y en curva ya especificadas en el análisis multicuerpo y se graficarán los resultados. Se realizarán únicamente los cálculos en esta situación ya que en ellas se

obtienen un mayor par de entrada y salida, por lo que el mecanismo estará sometido a mayores presiones, lo que supondrá que en este punto de funcionamiento se encontrarán los puntos críticos.

Durante el análisis, el programa devolvió una serie de errores relacionados con escaso espacio RAM en el dispositivo, así como avisos de haber excedido el límite numérico de la licencia de estudiantes, por lo que con tal de poder realizar el estudio se ha debido de sacrificar la precisión en los resultados realizando una serie de modificaciones en el análisis. Dichas modificaciones son:

- El giro en el eje de los satélites respecto a los soportes de la corona es sin fricción.
- Se aumentará el tamaño de los elementos de la malla a 5mm, pero se mantendrá la malla adaptativa con refinamiento hasta 2mm.
- Se eliminará un semieje de salida junto con su planeta para evitar excesivas restricciones.
- Se especificará las revoluciones de salida del semieje restante con tal de eliminar incógnitas del modelo matemático.
- Se calculará la tensión generalizada según Von Misses (SVM), pero se prestará especial atención a las fuerzas y momentos resultantes entre los engranajes.
- El ensayo se realizará “en vacío” sin considerar los fluidos ni elementos externos.
- El ensayo se realizará para un pequeño desplazamiento del piño en condiciones de máximo par, por lo que los resultados obtenidos serán referidos al contacto entre engranajes de un determinado diferencial de tiempo, no del conjunto de todos los elementos.

Hechas estas modificaciones, el software nos permite visualizar los resultados. Todas estas simplificaciones no nos permiten establecer este ensayo como resultado definitivo, sin embargo, sirve como una aproximación a las mínimas tensiones a las que los engranajes están sometidos.

Con los medios de los que se dispone, no podemos afirmar los esfuerzos reales del mecanismo, pero si obtener unos resultados mínimos para su uso en una comparativa.

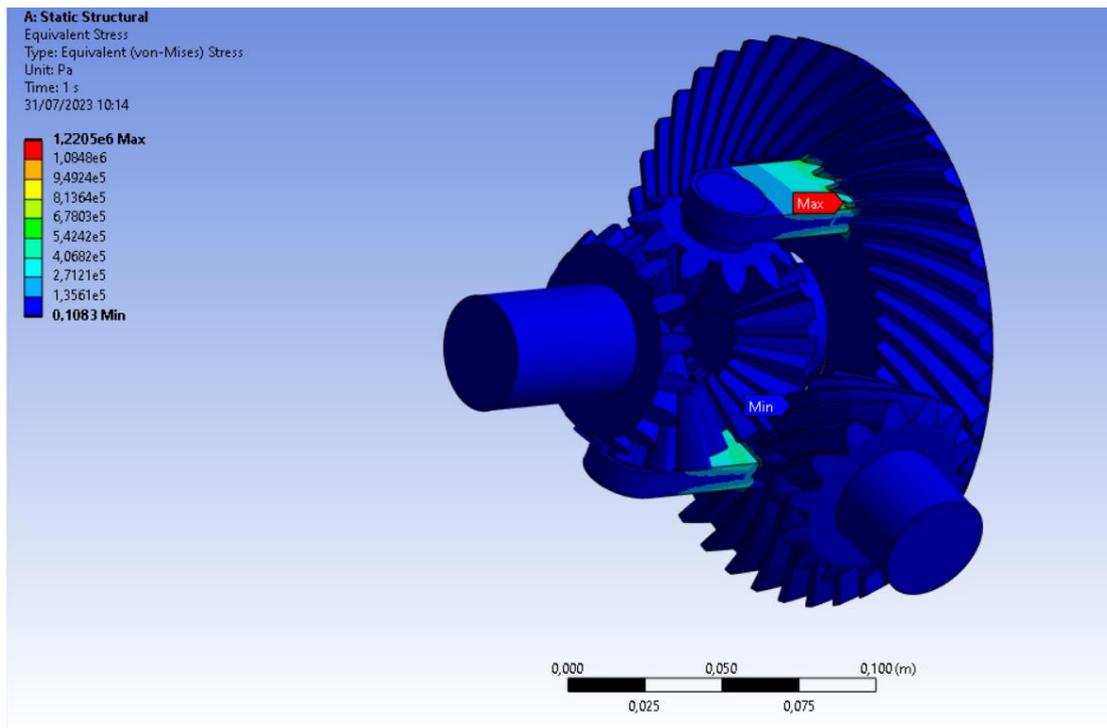


Imagen 11: Captura de pantalla de ANSYS Mechanical con la distribución de las tensiones según SVM. Observamos que los puntos concentradores de tensiones con los soportes de los satélites a la corona. Estos soportes en el mecanismo no son dos únicos anclajes, por lo que las tensiones se distribuirían mejor y no serían tan concentradas.

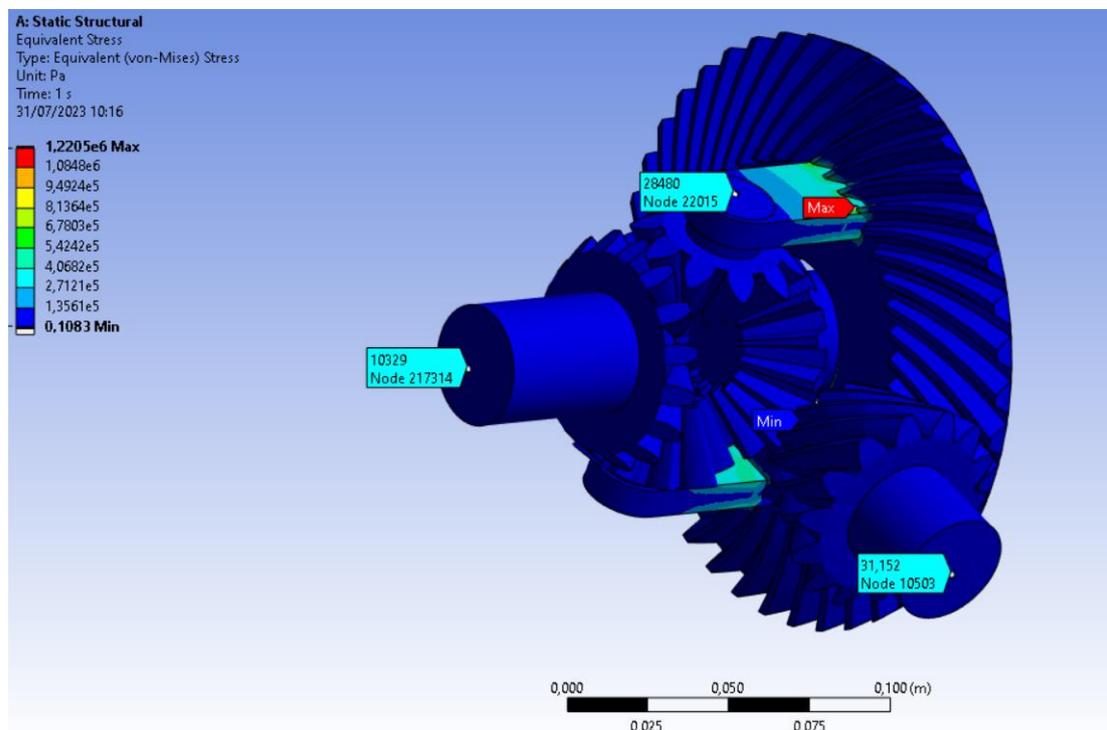


Imagen 12: Captura de pantalla de ANSYS Mechanical con todos los elementos mallados. Puntos significativos en cuanto a tensiones. Se observa que en general, las tensiones están muy por debajo del límite del material.

6. Puntos críticos

Si bien no es posible realizar ensayos veraces con los dispositivos disponibles, podemos crear una aproximación que sirva de base para comparar con el modelo solución. Esta comparación respecto a las tensiones servirá para comprobar si la durabilidad del nuevo mecanismo será cercana a la del original o inferior, dado que una mayor tensión supondrá, a grandes rasgos, un mayor desgaste superficial.

A su vez, en el caso de que las tensiones del nuevo modelo fuesen de mucha mayor magnitud, podremos suponer un aumento sustancial en el mecanismo, y con ello valorar un posible cambio del aceite lubricante del elemento por uno testado en mayores temperaturas con tal de evitar favorecer los fallos superficiales y con ello, los catastróficos.

SIMULACIONES SOBRE LAS MODIFICACIONES

ANEXO III

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

1. Objeto

El objeto del presente anexo es la descripción del proceso de modificación del modelo computacional del mecanismo diferencial original, así como la implementación de los puntos de funcionamiento calculados en el punto 5.3.1. *Esfuerzos sobre la pieza original del DOCUMENTO 1: MEMORIA.*

Se realizarán simulaciones multicuerpo de todas las alternativas a excepción de la implementación del sistema de autobloqueo, sin embargo, únicamente se realizará un estudio MEF de la solución adoptada según la comparativa del punto 5.4.2. *Comparativa final del DOCUMENTO I: MEMORIA.*

2. Proceso de modificación del modelo base

Para iniciar el proceso de modificación del modelo computacional sin dañar el archivo original, se realizan cuatro copias del mismo las cuales cada una se destinará a una modificación.

En la primera copia, destinada a la modificación del número de engranajes del sistema de satélites y planetas, la modificación será muy sencilla, dado que no es necesario cambiar nada, simplemente añadir dos nuevos satélites de igual forma que se crearon los originales. Este proceso se ha descrito con anterioridad y detalladamente en el *ANEXO II: SIMULACIONES SOBRE EL MECANISMO ORIGINAL* , en el cual se explica el proceso de creación del modelo original.

Tanto para el segundo y tercer archivo en los cuales se van a modificar el diámetro y número de dientes del piñón y la corona, se accederá al panel de modificación de la transmisión de movimiento de dichos elementos, y se modificarán los datos pertinentes en cada caso, creando así los dos nuevos modelos.

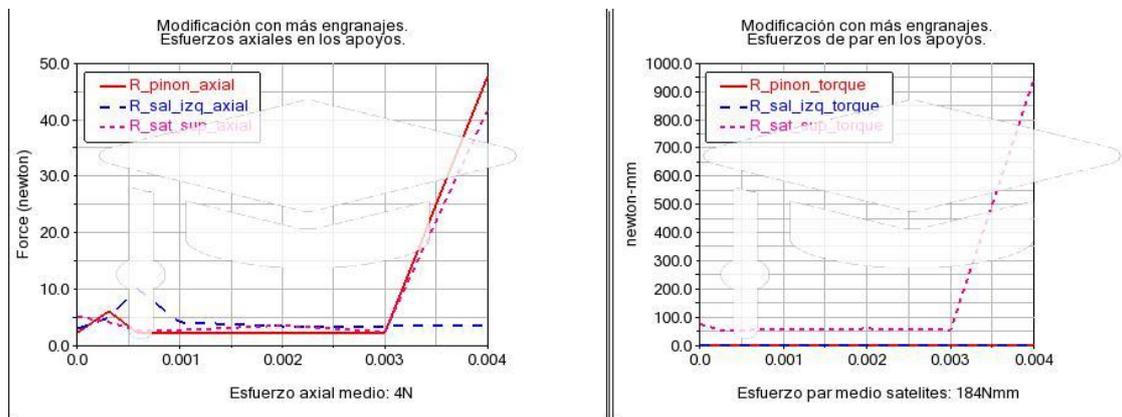
3. Simulación y mediciones

Se realizarán las mismas series de mediciones y simulaciones en cuanto a movimiento y dinámicas del sistema que se realizaron en el mecanismo original.

3.1. Aumento en el número de engranajes

La compleja geometría y cantidad de conexiones creadas para esta modificación no se ha podido simular correctamente en el software de ADAMS/View, dado que, al tratarse de la versión facilitada para estudiantes, existe una limitación a la hora de crear nodos, así como una menor capacidad de cálculo.

Dado que en la simulación del mecanismo original se ha establecido una simetría entre los resultados obtenidos entre los planetas y los satélites, se simplifica el modelo con tal de poder realizar las mediciones respecto a los esfuerzos axiales y de par absorbidos en los apoyos.



Gráfica 1: : Gráfica extraída de ADAMS/View. Se observa que los esfuerzos axiales son inferiores que, en el mecanismo original, pero el par generado en los satélites es mucho mayor.

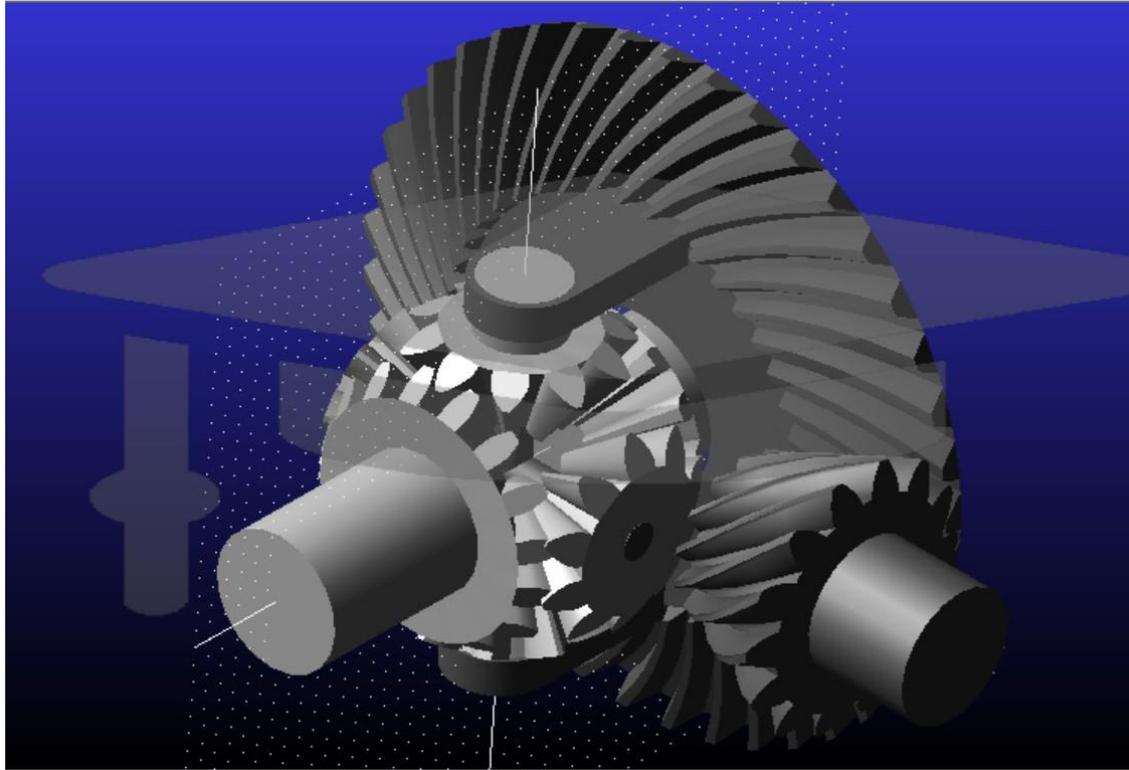
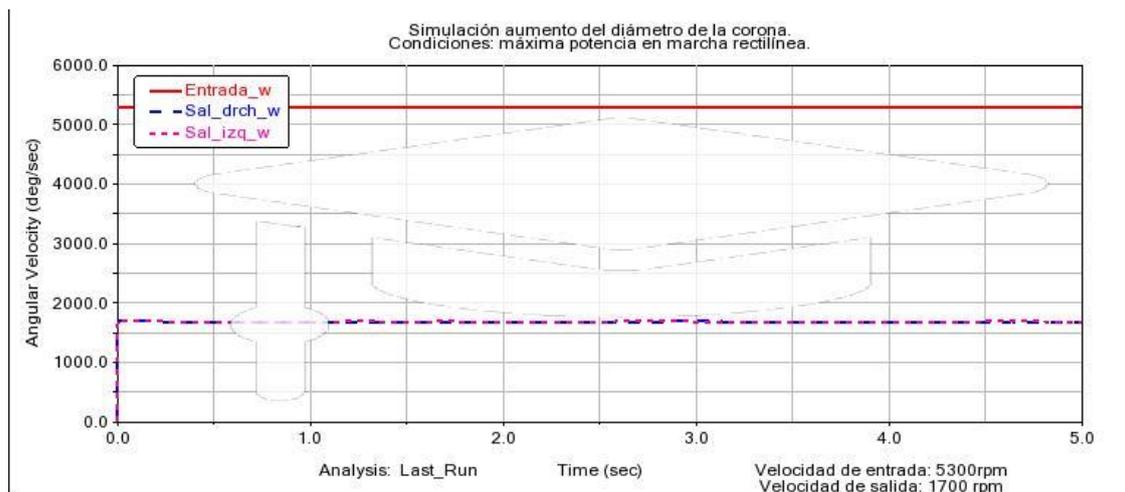


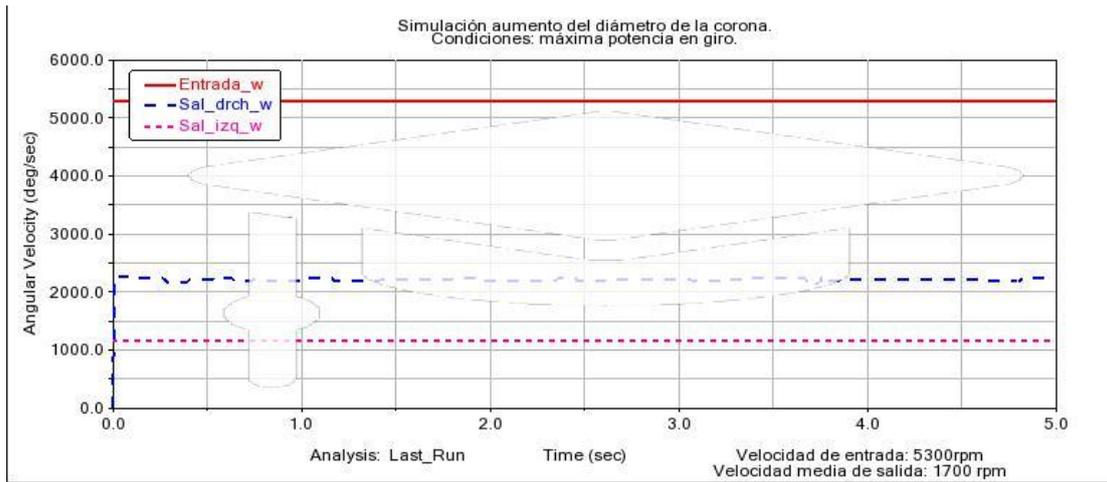
Imagen 1: Captura de pantalla de la geometría creada en el software de simulación multicuerpo ADAMS/View.

3.2. Aumento en el diámetro de la corona

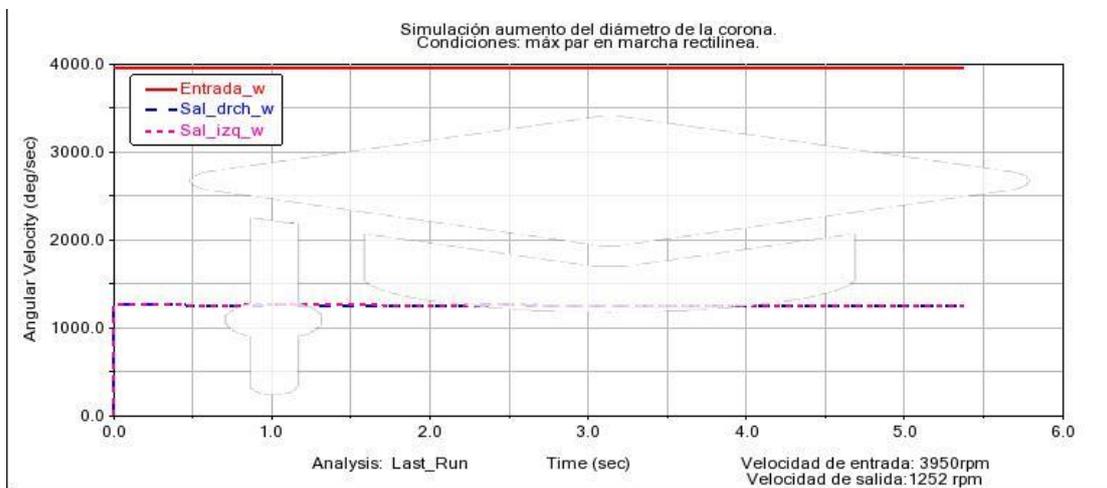
Una vez modificada la geometría original mediante el menú de edición del par mediante engranajes de la corona y el piño, se realizan los análisis de funcionamiento de igual forma que en el mecanismo original, observando la diferencia en cuanto a relación de transmisión obtenida.



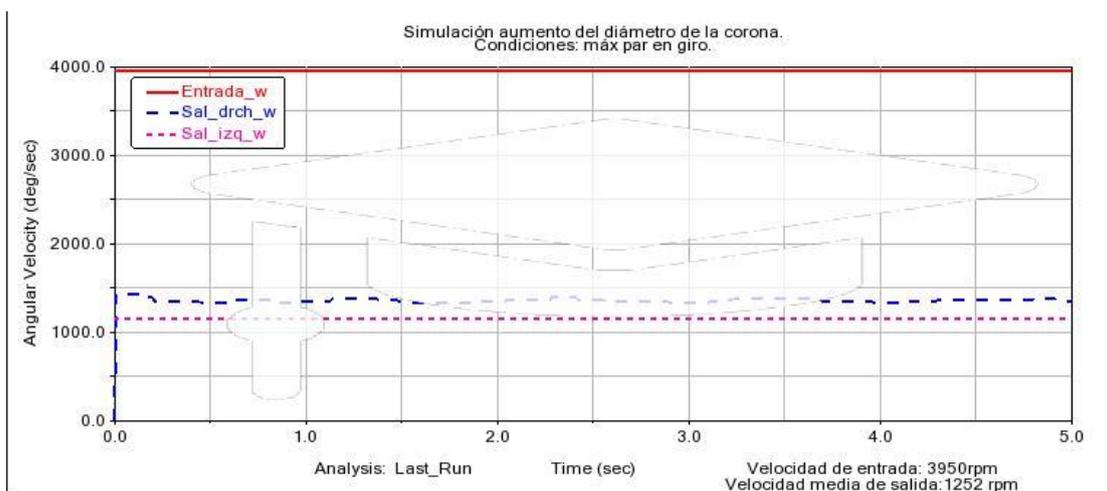
Gráfica 2: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máxima potencia en marcha rectilínea.



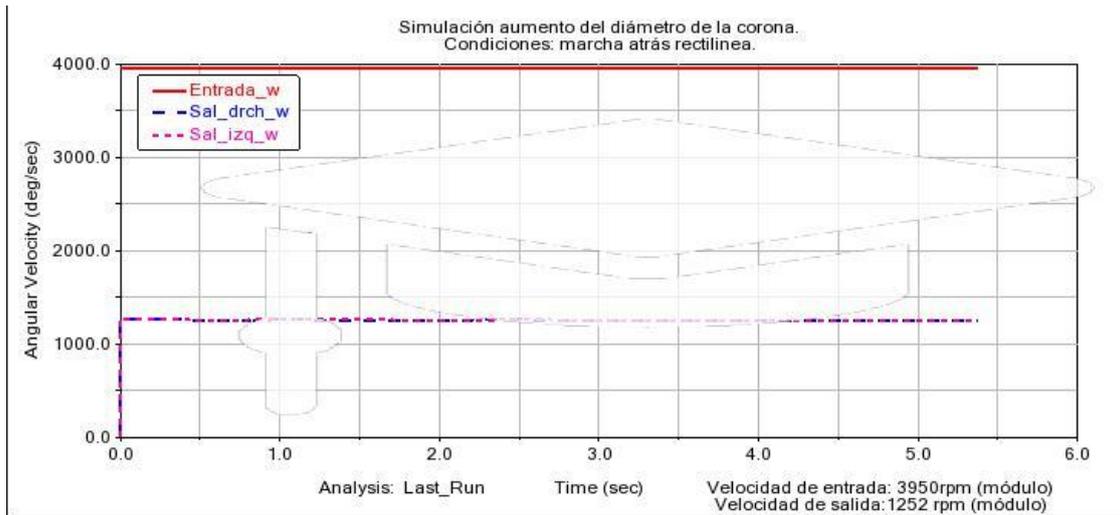
Gráfica 3: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máxima potencia en giro.



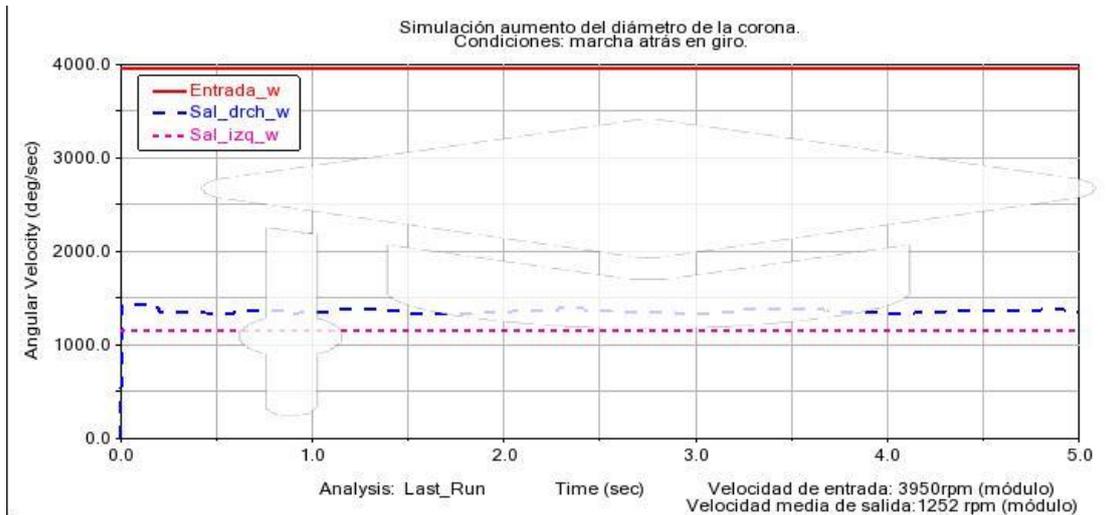
Gráfica 4: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máximo par en marcha rectilínea.



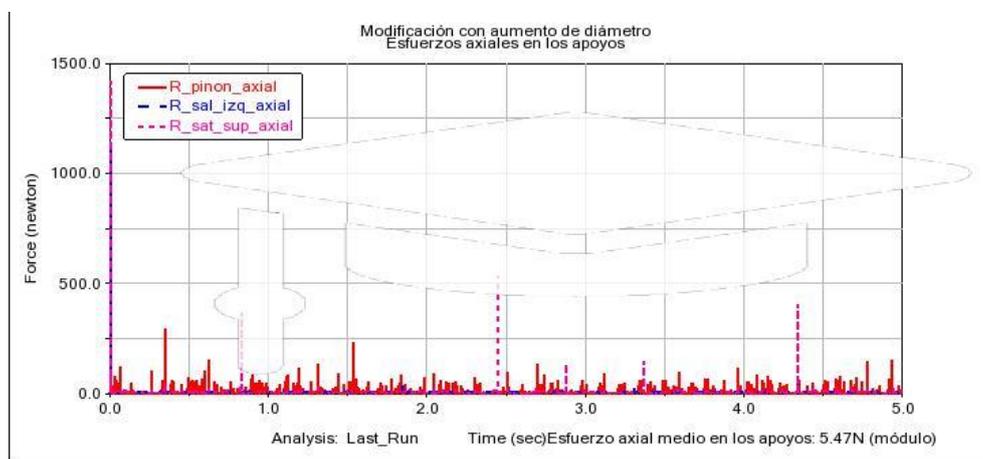
Gráfica 5: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máximo par en giro.



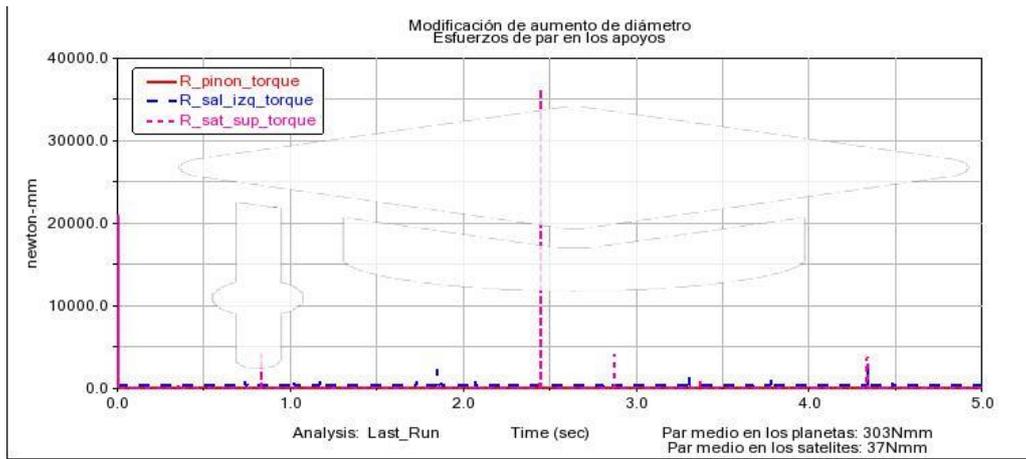
Gráfica 6: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de marcha atrás en marcha rectilínea. Se observan los mismos resultados que en la condición de máximo par dado que las magnitudes se miden en módulo y se considera el mismo par y velocidad de giro que en dicha condición, pero en sentido contrario.



Gráfica 7: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de marcha atrás en giro. Se observan los mismos resultados que en la condición de máximo par dado que las magnitudes se miden en módulo y se considera el mismo par y velocidad de giro que en dicha condición, pero en sentido contrario.



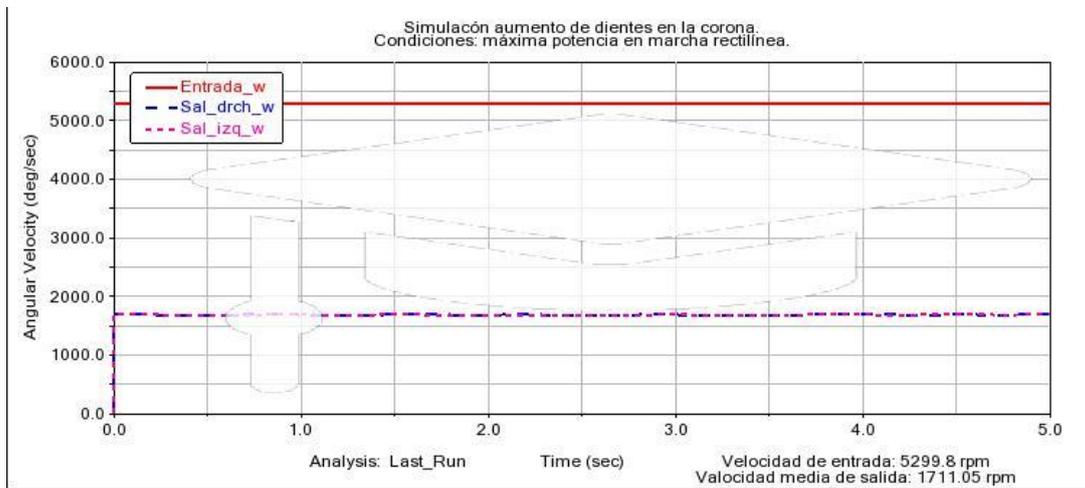
Gráfica 8: Gráfica extraída de ADAMS/View. El esfuerzo axial es similar al mecanismo original.



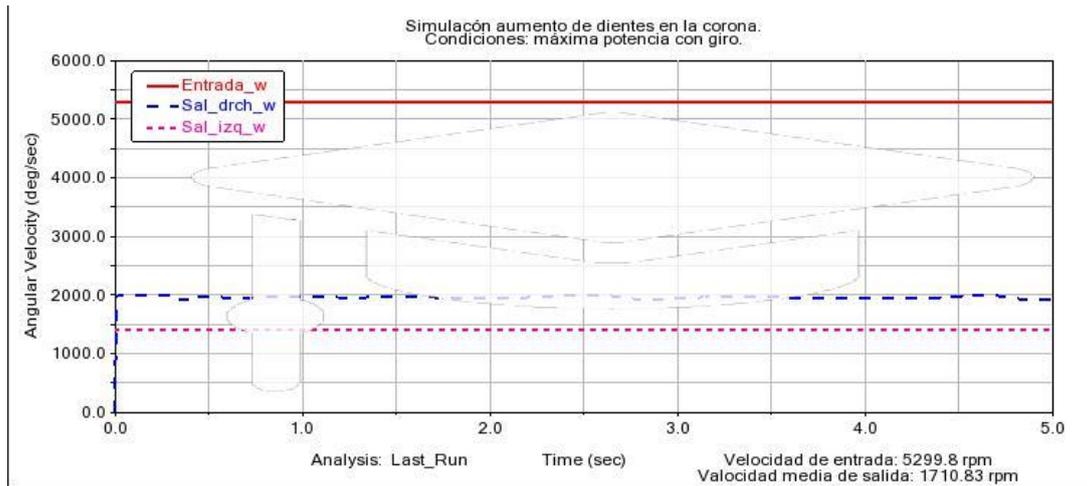
Gráfica 9: Gráfica extraída de ADAMS/View. El esfuerzo respecto al par es mayor que en el mecanismo original.

3.3. Aumento en el número de dientes de la corona

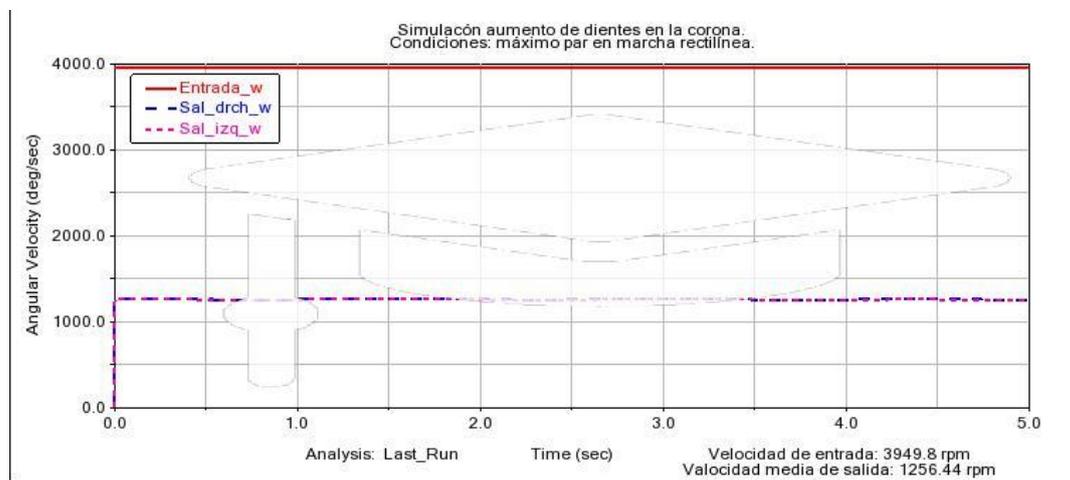
Una vez modificada la geometría original mediante el menú de edición del par mediante engranajes de la corona y el piño, se realizan los análisis de funcionamiento de igual forma que en el mecanismo original, observando la diferencia en cuanto a relación de transmisión obtenida.



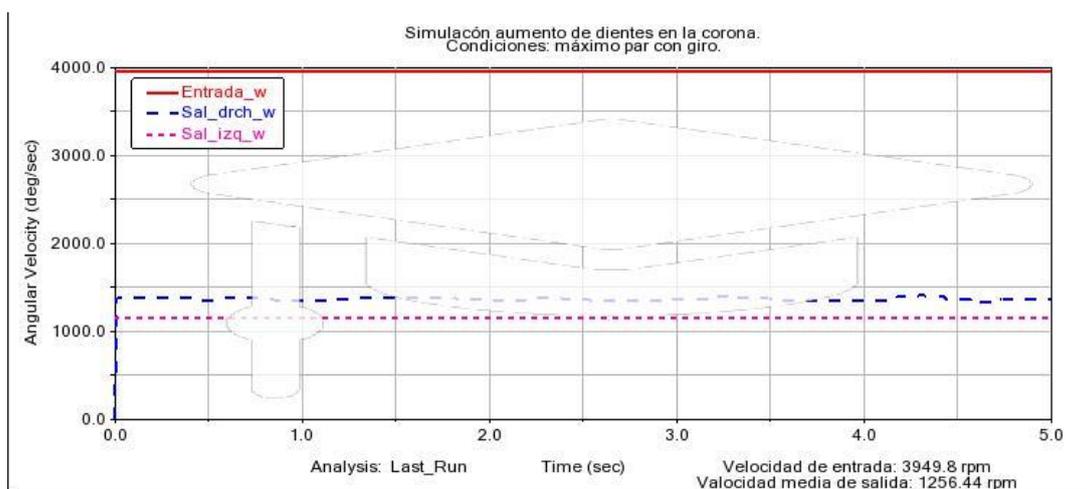
Gráfica 10: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máxima potencia en marcha rectilínea.



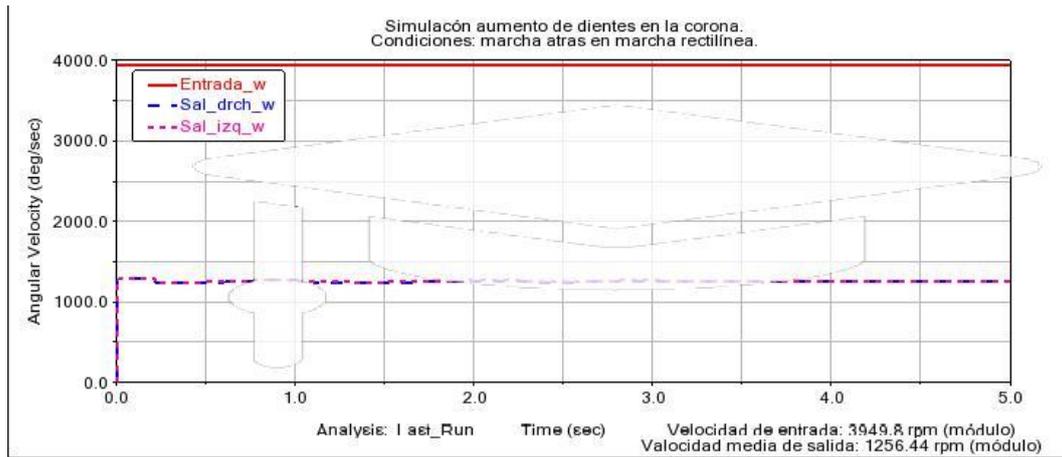
Gráfica 11: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máxima potencia en giro.



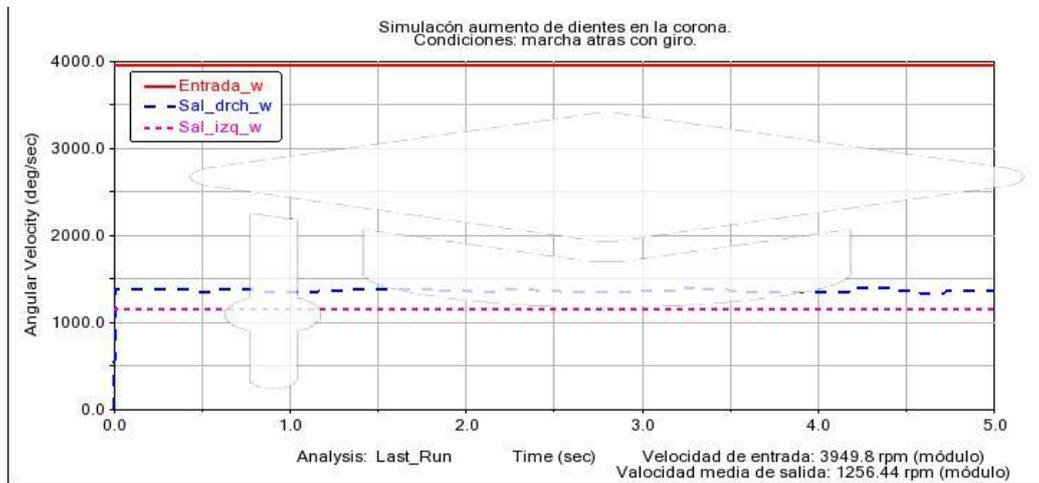
Gráfica 12: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máximo par en marcha rectilínea.



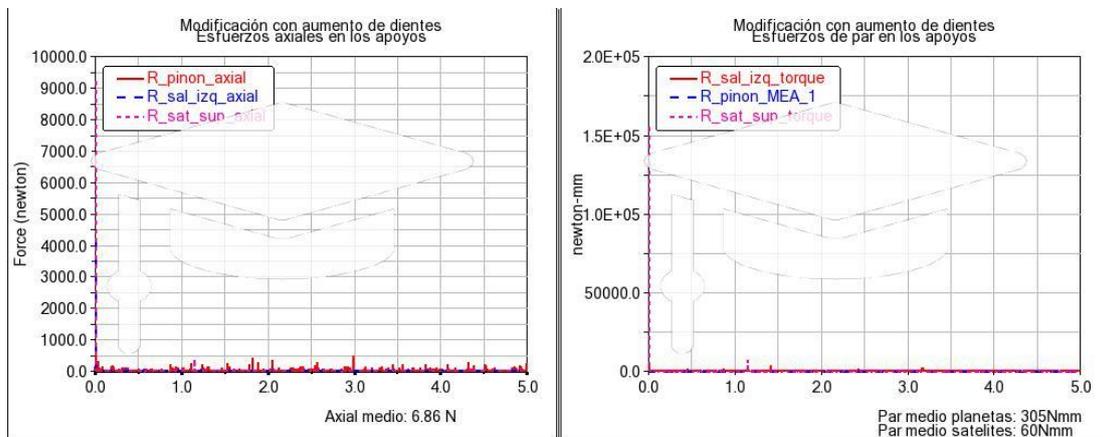
Gráfica 13: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de máxima potencia en giro.



Gráfica 14: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de marcha atrás en marcha rectilínea. Se observan los mismos resultados que en la condición de máximo par dado que las magnitudes se miden en módulo y se considera el mismo par y velocidad de giro que en dicha condición, pero en sentido contrario.



Gráfica 15: Gráfica extraída de ADAMS/View como resultado del análisis en la condición de marcha atrás en giro. Se observan los mismos resultados que en la condición de máximo par dado que las magnitudes se miden en módulo y se considera el mismo par y velocidad de giro que en dicha condición, pero en sentido contrario.



Gráfica 15: Gráfica extraída de ADAMS/View. Aumento respecto al mecanismo original respecto al par generado en los planetas y satélites, respecto al esfuerzo axial, este se mantiene aproximado al original.

4. Estudio MEF de la alternativa solución

AUMENTO DEL NÚMERO DE ENGRANAJES (DISPOSICIÓN DE LOS PLANETAS Y SATELITES 2+4)

Dadas las dificultades de procesado MEF en la geometría original vistas en el *ANEXO II: SIMULACIONES SOBRE EL MECANISMO ORIGINAL* del *DOCUMENTO 1: MEMORIA*, se predispone que el modelo geométrico deberá sufrir una serie de simplificaciones con tal de posibilitar el estudio sobre este.

A modo de primera prueba, se realizarán las simplificaciones realizadas en el propio modelo original, y, en el caso de que el dispositivo sea capaz de procesarlo, se procederá a su análisis. En caso contrario, se deberán aumentar las simplificaciones, teniendo en cuenta que ello supone una disminución en la precisión y realismo del modelo.

Las simplificaciones iniciales son:

- El giro en el eje de los satélites respecto a los soportes de la corona es sin fricción. Esto se aplicará a los cuatro satélites.
- Se aumentará el tamaño de los elementos de la malla a 5mm, pero se mantendrá la malla adaptativa con refinamiento hasta 2mm.
- Se eliminará un semieje de salida junto con su planeta para evitar excesivas restricciones.
- Se especificará las revoluciones de salida del semieje restante con tal de eliminar incógnitas del modelo matemático.
- Se calculará la tensión generalizada según Von Misses (SVM), pero se prestará especial atención a las fuerzas y momentos resultantes entre los engranajes.
- El ensayo se realizará “en vacío” sin considerar los fluidos ni elementos externos.
- El ensayo se realizará para un pequeño desplazamiento del piñón en condiciones de máximo par, por lo que los resultados obtenidos serán referidos al contacto entre engranajes de un determinado diferencial de tiempo, no del conjunto de todos los elementos.

Con tal de comparar los resultados con los obtenidos en el mecanismo original, se implementarán los mismos puntos de funcionamiento referidos a las condiciones de máximo par, ya que, en dichas condiciones, como se ha indicado con anterioridad, es cuando el mecanismo se encuentra bajo los mayores esfuerzos.

A su vez, se implementarán las condiciones de mayoración propias del derrape con el esfuerzo axial sobre un planeta con el valor medio visto en el punto 7.1. *Adición de condicionantes según nueva utilización del vehículo* del *DOCUMENTO 1: MEMORIA*. Dicho esfuerzo axial se aplicará con un valor inferior al calculado con tal de tener en cuenta el resto de los elementos mecánicos que absorben parte del esfuerzo.

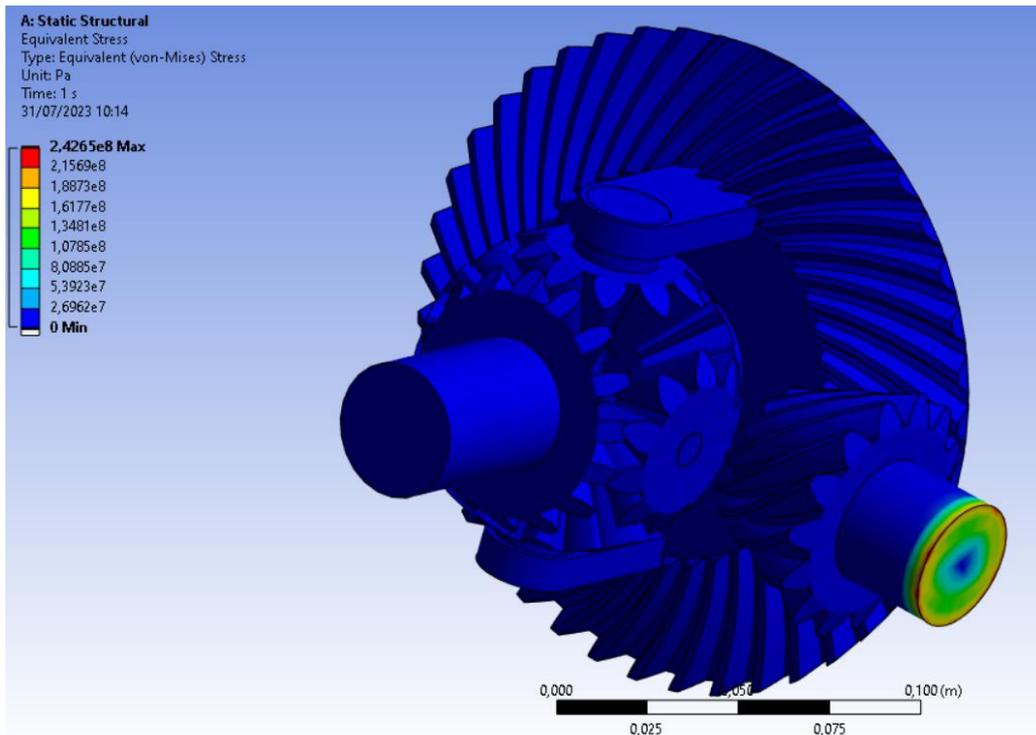


Imagen 2: Captura de pantalla de ANSYS Mechanical. Se oculta el mallado para una mejor visualización del modelo. En ese caso, la tensión media generalizada SVM es de un valor mucho mayor al mecanismo original, sin embargo, sigue estando por debajo de los límites del material al tratarse de una aleación tan tenaz. A simple vista observamos que el punto de máximas tensiones se encuentra en la entrada al piño, esto sucede ya que se trata de un mecanismo mucho más rígido al original, por lo que ofrece mayor resistencia al movimiento.

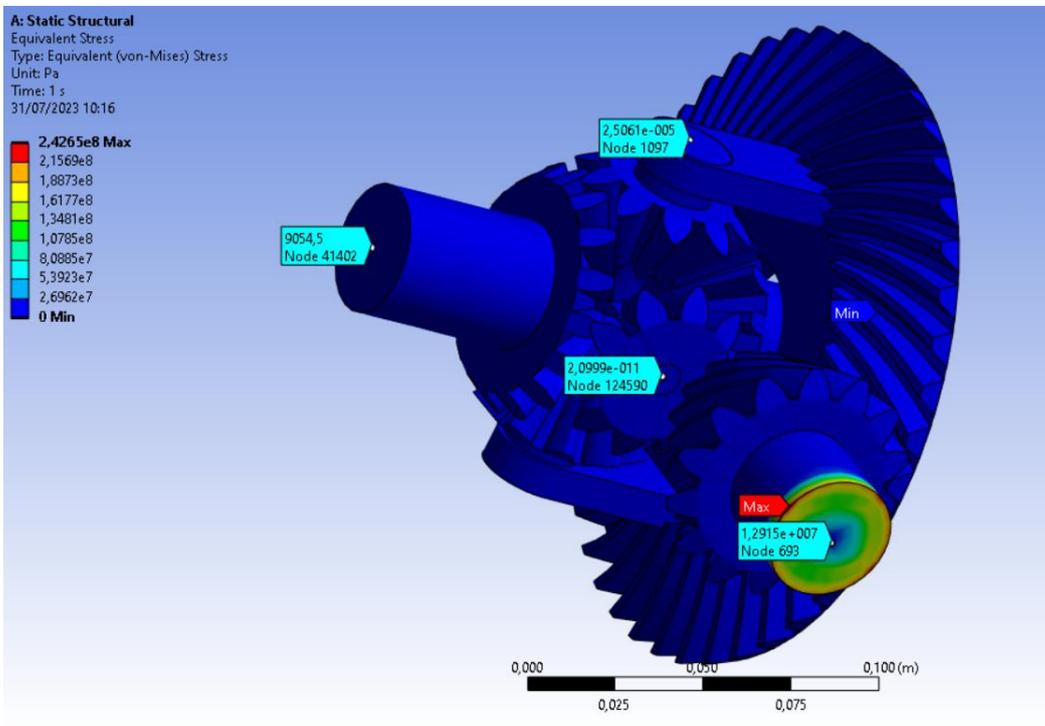


Imagen 3: Captura de pantalla de ANSYS Mechanical. Al aplicar los esfuerzos externos propios del derrapaje, se obtienen las tensiones en los puntos singulares del mecanismo (apoyos) con tal de realizar la comparación con el mecanismo original.

5. Comparativa respecto al mecanismo original

Comparando con el mecanismo original simulado en el *ANEXO II: SIMULACIONES SOBRE EL MECANISMO ORIGINAL* del *DOCUMENTO 1: MEMORIA*, vemos que los resultados obtenidos son mayores en esta modificación, resultado obtenido dada la ganancia en cuanto a rigidez del mecanismo al añadir más engranajes.

Aún con esa ganancia de tensiones, esta no es lo suficientemente elevada como para que cause un gran impacto en los elementos originales, los cuales en el caso de estar sometidos a mayores tensiones y ya tener cierto grado de desgaste podrían favorecer un fallo superficial. Podemos establecer que el impacto es bajo dada la gran resistencia de la aleación empleada en los engranajes y demás componentes.

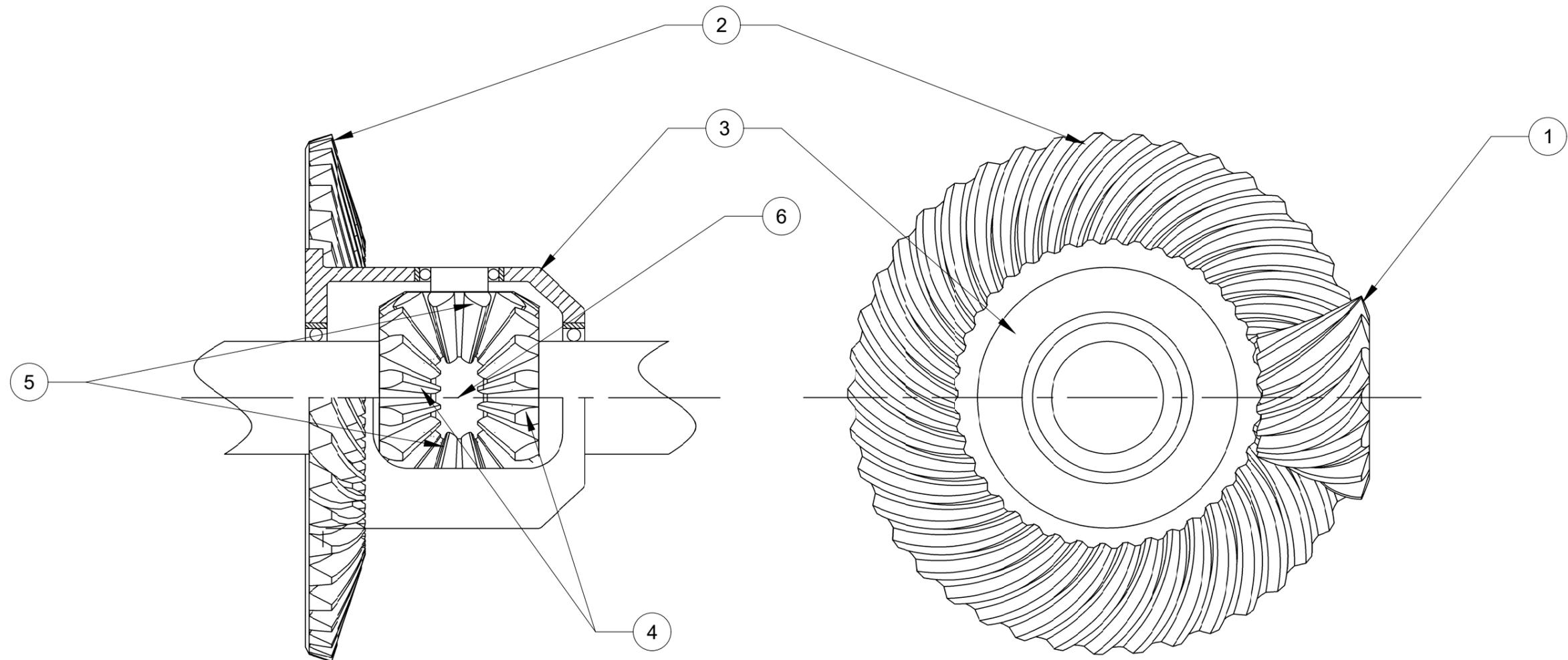
Dados los resultados, tampoco se considera que el aumento de temperatura respecto al mecanismo original vaya a ser excesivamente elevado, por lo que se considera que se puede seguir utilizando el mismo aceite lubricante que en el mecanismo original.

Se deberán comparar en detalle los esfuerzos en los apoyos con tal de decidir la sustitución o no de los rodamientos pertinentes.

PLANOS

DOCUMENTO 2

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

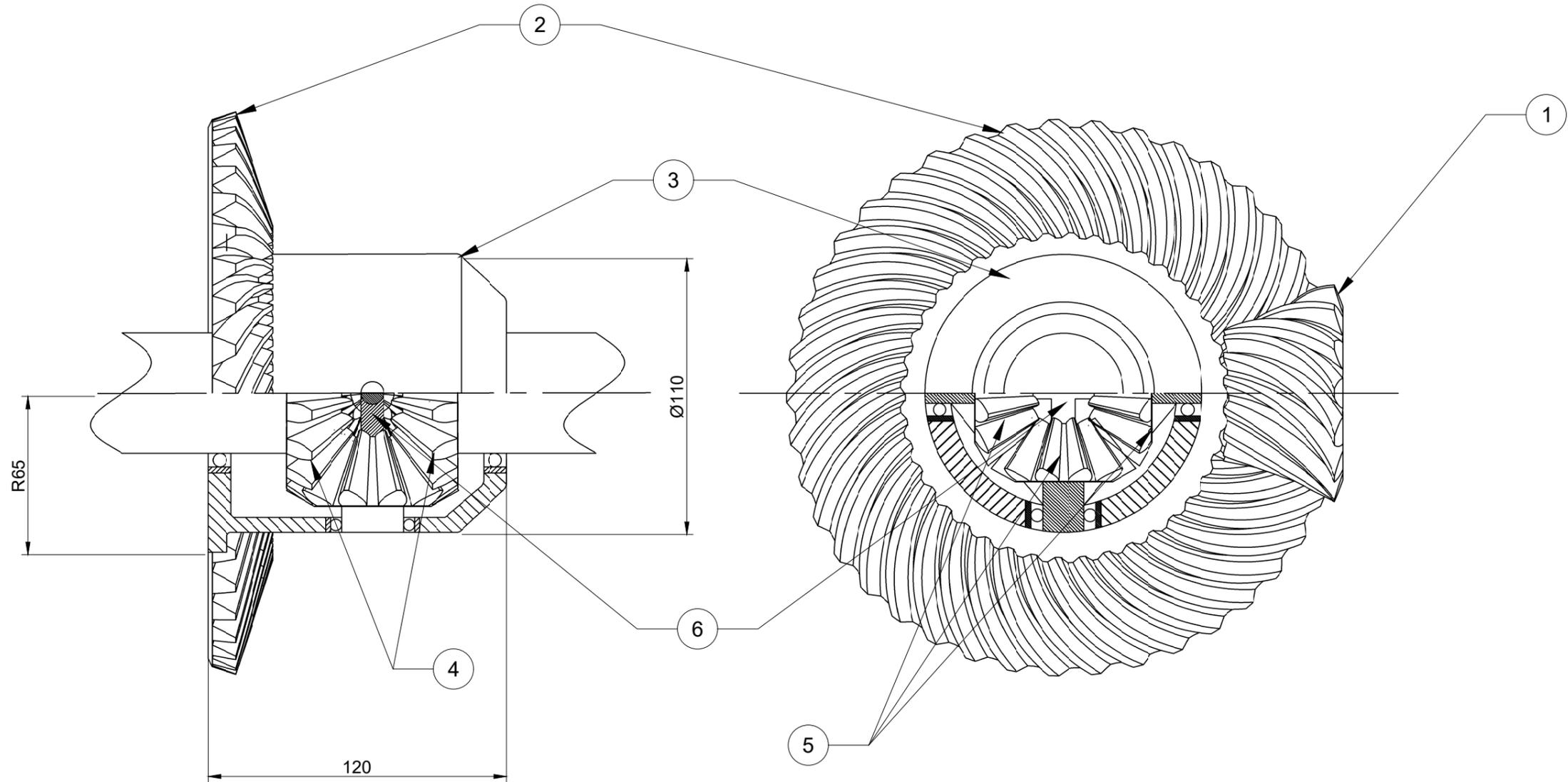


Elementos principales			PROYECTO: ESTUDIO DEL MECANISMO DIFERENCIAL DE UN VEHÍCULO TURISMO PARA SU ADAPTACIÓN A LA COMPETICIÓN.	
Nº Pieza	Designación	Observaciones		
1	Piño	Dimensiones estandarizadas		
2	Corona	Dimensiones estandarizadas		
3	Caja de planetas y satélites	Según diseño del fabricante		
4	Planetas	Dimensiones estandarizadas		
5	Satélites	Dimensiones estandarizadas		
6	Interconexión satélites	Según fabricante		

TITULAR: SONIA BUCH GORREA		Referencia: TFG_GIM_emdvtac_sbg_P1	Escala 1:2
Fecha: 05/07/2023	Plano: MECANISMO DIFERENCIAL ORIGINAL		Plano nº 01

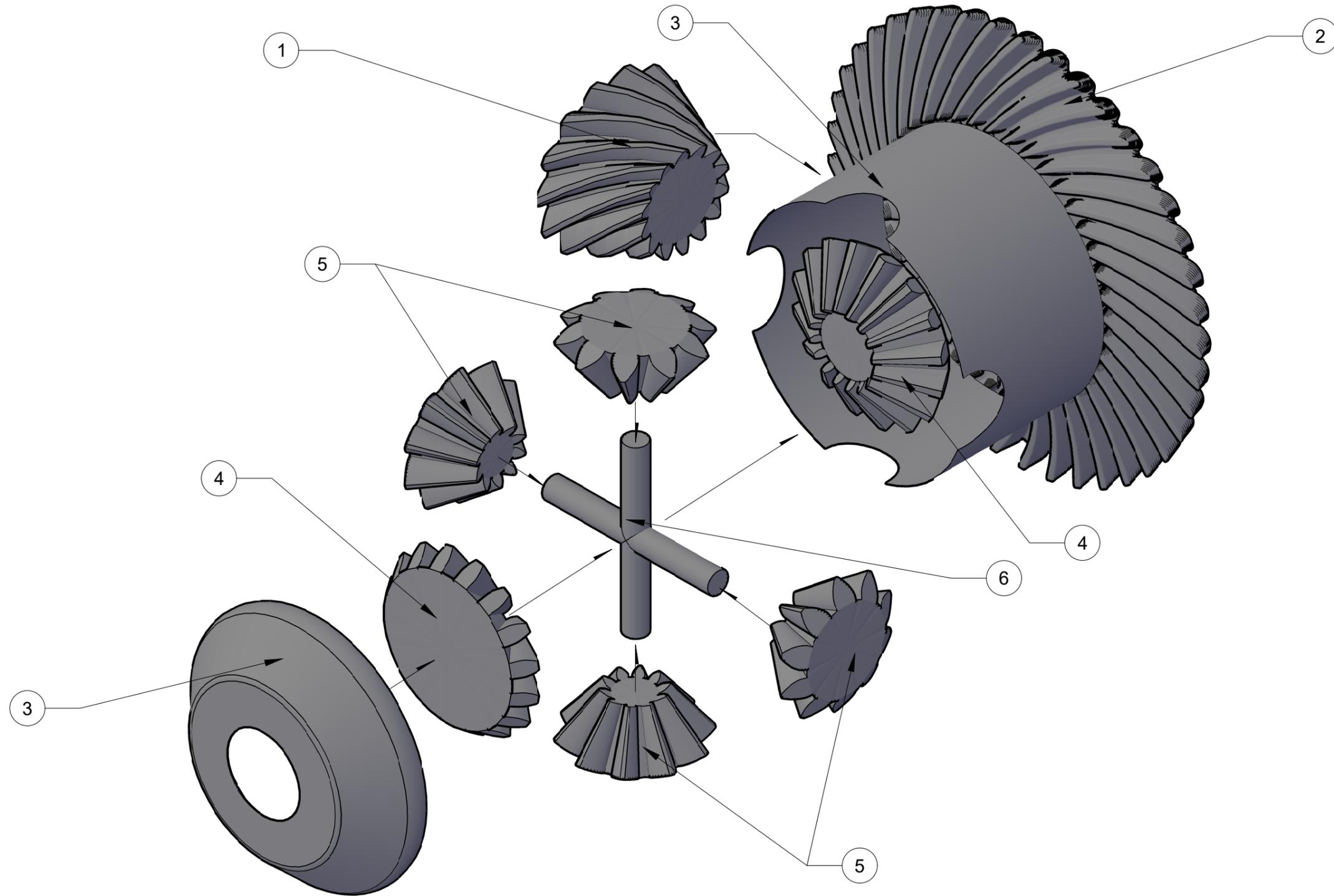
Si bien las dimensiones de la caja de planetas y satélites suele ser estándar, puede variar según fabricante. Deberá cumplir las medidas máximas establecidas en este plano con tal de evitar roces con el cárter exterior.
 Los elementos internos de la caja serán dimensionados por el fabricante a partir de las medidas de dicha caja.

Todos los engranajes de este diferencial son de dimensiones y geometrías estandarizadas para este tipo de mecanismos.



Elementos principales			PROYECTO: ESTUDIO DEL MECANISMO DIFERENCIAL DE UN VEHÍCULO TURISMO PARA SU ADAPTACIÓN A LA COMPETICIÓN.	
Nº Pieza	Designación	Observaciones		
1	Piño	Geometría estandarizada - original		
2	Corona	Geometría estandarizada - original		
3	Caja de planetas y satélites	Según diseño del fabricante - incluido en kit		
4	Planetas	Geometría estandarizada - incluido en kit		
5	Satélites	Geometría estandarizada - incluido en kit		
6	Cruceta	Según fabricante - incluido en kit		

TITULAR: SONIA BUCH GORREA		Referencia: TFG_GIM_emdvtac_sbg_P2	Fecha:	Plano:	Escala
			05/07/2023	MECANISMO DIFERENCIAL MODIFICADO	1:2
					Plano nº
					02



Elementos principales			PROYECTO: ESTUDIO DEL MECANISMO DIFERENCIAL DE UN VEHÍCULO TURISMO PARA SU ADAPTACIÓN A LA COMPETICIÓN.	
Nº Pieza	Designación	Observaciones		
1	Piño	Geometría estandarizada - original		
2	Corona	Geometría estandarizada - original		
3	Caja de planetas y satélites	Según diseño del fabricante - incluido en kit	Referencia: TFG_GIM_emdvtac_sbg_P3	
4	Planetas	Geometría estandarizada - incluido en kit	Fecha:	Plano:
5	Satélites	Geometría estandarizada - incluido en kit	05/07/2023	ESQUEMA SIMPLIFICADO DEL MONTAJE DE LA MODIFICACIÓN
6	Cruceta	Según fabricante - incluido en kit		
			Escala	Plano nº
			S/N	03

PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO 3

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

1. Objeto

El objeto del presente documento es la documentación de las condiciones de ejecución de la solución mejora la cual trata de añadir otro par de satélites a los dos ya existentes, creando una cruz entre los cuatro satélites resultantes.

La justificación de las necesidades en cuanto a materiales y acabados exigibles se encuentra en el apartado *9. Justificación detallada de los elementos de la solución adoptada* del *DOCUMENTO 1: MEMORIA*.

2. Condiciones de los materiales

Dada la disponibilidad de los engranajes necesarios como medida estándar, no se necesita su fabricación específica, por lo que se podrán adquirir como producto siempre y cuando cumplan con las características indicadas en este apartado.

2.1. Descripción

Los materiales principales necesarios para la realización de la reforma del diferencial descrita en el apartado 8. *Descripción detallada de la solución adoptada del DOCUMENTO 1: MEMORIA*, son los elementos propios de la modificación así como las herramientas necesarias para el desensamble del mecanismo original y el ensamblaje con la modificación. Así mismo se precisará del aceite sintético BMW SAF-XO para sumergir el mecanismo dentro del cárter una vez finalizado el montaje.

Como elemento principal, se deberá adquirir una caja de planetas y satélites con el conjunto de engranajes cónicos de dientes rectos con geometría igual a los originales. La geometría actual corresponde con la geometría estándar para los engranajes utilizados habitualmente en los grupos finales de los vehículos, por lo que su adquisición es relativamente fácil.

Elemento	Numero de dientes (z)	Ancho (b) [mm]	Paso (p) [mm]	Diámetro (d) [mm]	Módulo (m) [mm]
Planetario(s)	16	40	15	76.39	4.77
Satélite(s)	10	40	15	47.75	4.77

Dichos engranajes deberán estar fabricados en acero de cementación 16MnCr5, cuyo material es el habitual utilizado en la fabricación de engranajes y piños ya que se consigue gran dureza superficial y una buena tenacidad o gran resistencia al choque, características esenciales en la transmisión por engranajes, sobre todo para la transmisión de grandes pares.

En la adquisición del conjunto de la caja de planetas y satélites para este tipo de reforma ya se incluyen todos los elementos necesarios para su montaje directo en la corona. Habitualmente, la propia caja ya está ensamblada con todos sus elementos dentro y lista para su funcionamiento.

La unión en cruz entre los satélites deberá estar fabricada en acero de cementación de alta aleación. El uso de dicho acero es habitual en dentro de la automoción en piezas destinadas a resistir grandes esfuerzos así como golpes bruscos. Esta cruz ya deberá estar incluida dentro de la caja de planetas y satélites adquirida.

El aceite sintético a utilizar será el Castrol SAF-XO, comercializado y aprobado por BMW para sus grupos finales. A fecha de 14/05/2023, dicho aceite ya no se comercializa y en su lugar ha sido sustituido en los vehículos BMW por el aceite Castrol Syntrox Long Life 75W-90.

En la propia ficha técnica del aceite proporcionada por Castrol, se indica: “Castrol Syntrax Longlife 75W-90 es un lubricante multigrado totalmente sintético para mandos finales. Es la principal recomendación de Castrol para mandos finales de vehículos comerciales pesados, y está aprobado por MAN, Scania y ZF. Específicamente diseñado y aprobado por BMW para su empleo en todos los mandos finales de BMW equipados con diferenciales convencionales (sin deslizamiento limitado).”

En caso de no poder adquirir específicamente dichos aceites, se utilizará aquel que cumpla con las mismas características principales del aceite Castrol Syntrax Long Life 75W-90. La ficha técnica completa se puede consultar en el ANEXO I: FICHAS TÉCNICAS del presente documento.

Características principales aceite sintético Castrol Syntrax Long Life 75W-90		
Propiedad	Método de medición	Valor
Densidad Relativa @ 15°C	ASTM D1298	0.858 g/ml
Viscosidad Cinemática 100°C	ASTM D445	15.4 mm ² /s
Viscosidad Cinemática 40°C	ASTM D445	101 mm ² /s
Índice de Viscosidad	ASTM D2270-93	161 [-]
Punto de Inflamación, COC	ASTM D92	224

2.2. Control de calidad

Una vez obtenidos los elementos mecánicos necesarios, se inspeccionan visualmente en busca de taras externas que puedan conllevar futuros fallos catastróficos en las piezas. Se prestará especial atención a los laterales de los dientes, así como a las aristas de la base de los dientes en busca de picado y/o exfoliación superficial.

El picado y/o exfoliación superficial es un fallo no catastrófico habitual en el uso de engranajes. Estos marcajes suelen aparecer junto con el desgaste del propio engranaje a causa del uso continuado y suponen la aparición de concentrador de tensiones en el lugar en donde se encuentra el fallo superficial. Dicho concentrador de tensiones, con el uso continuado, conduce a un fallo estructural de mayor magnitud que podría llegar a catastrófico

En el caso de que, siendo el engranaje nuevo y sin uso, tuviese marcas de picado y/o exfoliación, supondría un indicativo de fallo en la producción, por lo que no se asegurarían las características de resistencia en el engranaje afectado. En caso de encontrar signos de dichos fallos superficiales, se desecharían las piezas inmediatamente y se adquirirían nuevas

En el caso de la cruceta para la rueda de satélites, se realizará una inspección visual buscando signos de fallos en la producción de la pieza que puedan suponer un fallo catastrófico en el uso. Se prestará especial atención a las aristas de unión de la cruz en búsqueda de marcajes de picado. En el caso de que se identifique algún fallo superficial, se desechará la pieza y se adquirirá una nueva.

Tanto en los satélites como en la cruceta, se comprobará dimensionalmente la geometría del elemento y se verificarán en el plano 2. *Mecanismo diferencial modificado*. Todas las comprobaciones en cuanto a dimensiones se realizarán realizando la medición a comprobar al menos 5 veces, calculado su valor medio e incertidumbre. En el caso de no cumplir con las medidas especificadas y/o condiciones geométricas indicadas en dicho plano, se desechará el elemento y se adquirirá uno nuevo.

En el caso del aceite, no se disponen del instrumental necesario para la comprobación de las propiedades, por lo que únicamente se comprobará que el color corresponde con el especificado en la ficha técnica, así como que el olor no contiene ningún matiz que pueda indicar un mal almacenaje.

A la hora de verter el aceite en el diferencial, si se detecta que el líquido es demasiado fluido, se abortará el vertido, se limpiará el diferencial internamente y se desechará el aceite restante. Seguidamente se abrirá una nueva botella y se compararán las densidades. En el caso de ser cercanas, se aceptarán las botellas, pero si se observa mayor fluidez en una de las muestras, esta se desechará y se adquirirá una nueva.

3. Condiciones de la ejecución

3.1. Descripción

Todo el proceso de ensamblaje de la reforma deberá realizarse por un técnico superior en mecánica o técnico superior en automoción con experiencia y/o conocimientos en transmisiones finales. Deberán seguirse en todo momento la disposición indicada en el plano 2. *Mecanismo diferencial modificado*, asegurando que los elementos encajan con suavidad, evitando forzar y/o modificar la posición de los elementos.

Toda la reforma deberá realizarse en un banco de trabajo acondicionado para trabajos mecánicos. El espacio de trabajo deberá mantenerse, dentro de lo posible, limpio y organizado para evitar accidentes debidos a la suciedad, rastros de aceite y/o herramientas o piezas desorganizadas.

Partiendo del diferencial original ya posicionado en la mesa de trabajo y habiendo retirado el aceite interior y la tapa del cárter externo (tal y como se realizó en el ANEXO I: *ESTUDIO VISUAL DEL MECANISMO ORIGINAL* del DOCUMENTO 1: *MEMORIA*), se procederá a realizar la reforma.

Con tal de extraer la corona junto con la caja de planetas y satélites, se deberán extraer los rodamientos de ambas salidas del diferencial mediante una herramienta específica de extracción de rodamientos. Una vez extraídos, el conjunto interno del diferencial debería poder extraerse limpiamente. En caso de ofrecer resistencia, se comprobará si existe algún tipo de anclaje adicional, y en caso de no existir, se moverá ligeramente el conjunto con tal de soltar la pieza anclada por la suciedad.

Una vez extraído el conjunto, se retirarán los tornillos de la circunferencia externa de la corona mediante una llave de carraca y su vaso correspondiente. En el caso de necesitar mayor fuerza, se utilizará una llave de carraca extralarga. Se evitará el uso de herramientas eléctricas, neumáticas o de impacto dado que una mala regulación del par utilizado podría dañar el tornillo e incluso romperlo.

Al retirar los tornillos, la corona podrá ser separada de la caja de planetas y satélites. Se extraerán los ejes de salida de los planetarios, pudiendo extraer estos, y seguidamente, se extraerán los satélites a los que se les retirará la interconexión.

Una vez separados todos los elementos, se limpiarán la corona y el piño y se comprobará que la nueva caja corresponde con las dimensiones adecuadas para su correcta instalación. En el caso de que las dimensiones no sean adecuadas, se buscará una nueva caja que cumpla con las condiciones geométricas especificadas en el punto 9. *Justificación detallada de los elementos de la solución adoptada* del DOCUMENTO 1: *MEMORIA*.

Habitualmente, los fabricantes de los mecanismos tales como reductoras y diferenciales, comercializan os conjuntos completos ya ensamblados con tal de evitar

un mal uso y/o problemas derivados de un mal montaje. En el caso de que la caja de planetas y satélites no estuviese previamente montada, se deberá ensamblar antes de su unión a la corona.

Para ensamblar la caja de planetas y satélites, se colocará la parte de la caja externa que va unida a la corona apoyada en la mesa de trabajo de forma que se pueda acceder al interior. Uno de los planetas, se introducirá en dicha caja de forma que el eje de salida unido a dicho engranaje encaje con el agujero pertinente de la caja. En el caso de que el eje de salida del planeta no pueda terminar de posicionarse debido a que este choque en la mesa de trabajo, se emplearán alzadores en el perímetro de la caja externa con tal de elevar la caja a la altura necesaria para que permita al engranaje asentarse correctamente.

A continuación, se ensamblará la rueda de satélites la cual está formada por la cruceta central, los cuatro satélites y unas pletinas cóncavas usadas a modo de tope entre los satélites y la propia caja. Simplemente se introducirán los satélites en cada extremo de la cruceta, además de las pletinas y a continuación se asentará el conjunto sobre las ranuras de la caja externa.

Para finalizar el ensamblaje, se coronará la rueda de satélites con el planeta restante y se cerrará la caja con la otra mitad, sellándola mediante los tornillos proporcionados por el fabricante.

El procedimiento descrito para el ensamblaje de la caja de planetas y satélites puede variar ligeramente dependiendo del fabricante al que se adquiera.

Seguidamente al ensamblaje de la caja se volverá a unir la corona a dicha caja con los tornillos previamente limpiados. Se seguirá el orden y par de ajuste especificados en el manual de taller del vehículo utilizado en la inspección visual. Se volverá a introducir el mecanismo interno del diferencial al cárter externo y se asegurará con los rodamientos de bolas.

Finalmente, antes de cerrar el cárter externo, un ingeniero con facultades en el tipo de reforma comprobará que el montaje sea correcto y que se han cumplido las disposiciones especificadas en el plano 2. *Mecanismo diferencial modificado*. Si se autoriza, se cerrará el diferencial respetando el orden y par de apriete de los tornillos de la tapa del cárter indicados en el manual de taller del vehículo.

3.2. Control de calidad

Dada la naturaleza del proceso de la reforma, el control de calidad relativo al montaje serán las series de pruebas y ajustes finales descritos en el siguiente punto del presente documento.

A modo preventivo, si durante el ensamblado se advierte que algún elemento no encaja correctamente o si su sujeción no es idónea, no se proseguirá con el proceso hasta no solventar el problema encontrado.

4. Pruebas y ajustes finales

Una vez realizado el ensamblado final del diferencial y habiéndolo acondicionado para su uso llenando el cárter de aceite Castrol SAF-XO, Castrol Syntrax Long Life 75W-90, o un sustituto que cumpla con las especificaciones de la ficha técnica adjuntada en el ANEXO I: FICHAS TÉCNICAS, creando así un baño de aceite para el mecanismo con tal de evitar un excesivo desgaste por la fricción, así como mantener una temperatura de funcionamiento adecuada, se realizarán una serie de pruebas de funcionamiento.

Las pruebas se realizarán en tres fases en las que aumentará progresivamente la exigencia sobre el mecanismo. En la primera fase se utilizarán herramientas manuales y generadores externos, en la segunda fase se probará el mecanismo en el vehículo en un espacio controlado en conducción relajada, en la tercera fase se probará el mecanismo en un espacio controlado con conducción deportiva y realizando derrapajes.

En todo caso las pruebas serán lineales y en el caso en que no sea superada una de ellas, se parará el proceso de comprobaciones y se solucionará el inconveniente antes de retomar los ensayos. En este caso en el que se necesiten correcciones sobre el mecanismo, las pruebas se ensayaran desde el principio. Únicamente se dará por válida la modificación y el ajuste en el caso en que se superen todas las pruebas sin necesidad de correcciones intermedias.

En primer lugar, antes de realizar su montaje en el vehículo, se comprobará el funcionamiento del mecanismo estando en un banco de ensayos. En dicho banco, se posicionará el mecanismo con la misma inclinación que tendrá una vez montado en el vehículo. En dicha posición y con ayuda de las herramientas manuales necesarias, se hará girar el mecanismo desde la entrada y después desde cada una de las salidas. Se repetirá este proceso en ambos sentidos de giro. Se realizarán al menos 5 giros en cada uno de los casos.

Durante esta primera prueba, el técnico encargado deberá comprobar que el mecanismo no ofrece excesiva resistencia en ningún punto del giro y que no existe ningún sonido que pueda significar el choque de los dientes.

A continuación, se hará girar desde la entrada el mecanismo incluyendo un par resistente en una de las salidas. Esto se repetirá para ambas salidas y en ambos sentidos. Se realizarán al menos 5 giros completos del mecanismo en cada uno de los casos. Al igual que en la primera prueba, se identificarán si existen sonidos que correspondan al choque de los dientes de los engranajes y/o zonas de excesiva resistencia.

Una vez realizadas ambas pruebas, se repetirán conectando el mecanismo a un generador externo. Se instalarán sensores que miran la velocidad angular de ambas salidas. Esta prueba se realizará en cuatro velocidades: régimen de máxima potencia,

régimen de máximo par, régimen de funcionamiento, régimen de funcionamiento marcha atrás. Se mantendrá cada velocidad 1 minuto y se realizarán dos rondas.

En esta prueba es de máxima importancia que el aumento en la velocidad sea progresivo dado que los engranajes todavía se encuentran en periodo de rodaje. Se identificarán si existen sonidos que correspondan al choque de los dientes de los engranajes, zonas de excesiva resistencia y/o patinaje entre los engranajes.

En caso de que el diferencial haya realizado las tres pruebas sin percances y/o ajustes intermedios, este pasará a la segunda fase de pruebas en la que se ensamblará el mecanismo en el vehículo. Una vez ensamblado, el vehículo será transportado mediante remolque hasta un circuito de pruebas.

Se instalarán sensores de velocidad angular a la entrada del mecanismo y en ambas salidas, así como un sensor de temperatura interno. Estos datos, junto con los obtenidos a través de la CPU del vehículo, indicarán en tiempo real el comportamiento de la modificación realizada.

Se realizarán 5 vueltas al circuito incrementando en cada una de ellas la velocidad del propio vehículo, pero manteniendo una conducción relajada. En la primera vuelta es crucial un control exhaustivo de todos los datos recibidos y, en caso de que se reciban lecturas que puedan suponer el fallo del componente, se avisará al piloto para que saque el vehículo de pista con urgencia. En todo caso se seguirá la normativa propia de seguridad del circuito. Durante la duración de la prueba se intentará alcanzar o aproximarse a los puntos críticos de diseño.

Si la prueba ha transcurrido correctamente, se pasará a la fase 3.

En esta última fase, el vehículo será sometido a una conducción extrema que aumentará su exigencia de forma progresiva. Se realizarán al menos 6 vueltas al circuito en las que en las últimas 3 se buscará el derrapaje propio de la competición de *drift*.

En esta última fase es extremadamente importante controlar continuamente la información recibida desde el vehículo, así como las impresiones del piloto. En el caso de que se reciban lecturas que puedan suponer el fallo del componente, se avisará al piloto para que saque el vehículo de pista con urgencia siguiendo las medidas de seguridad propias del circuito.

Una vez el componente ha pasado las tres fases sin incidentes y/o necesidad de reajustes intermedios, se dará por validado.

En todo caso, durante los entrenamientos y competiciones se realizarán mediciones de este y otros componentes del vehículo, asegurando su correcto funcionamiento e integridad y seguridad del piloto y del vehículo.

5. Especificaciones facultativas

El presente documento en su totalidad debe ser realizado y posteriormente revisado por un ingeniero cuyas atribuciones profesionales le capaciten a la realización y comprensión de diseño de máquinas y mecanismos, y simulación y cálculo mediante el Método de Elementos Finitos (MEF).

En cuanto a la producción de las piezas nuevas necesarias (en el caso de no poder adquirirlas ya fabricadas en el mercado a particulares) para realizar la modificación deberá ser realizada por un técnico con experiencia en matricería y familiarizado con el material y proceso a seguir. Se valorarán conocimientos respecto al mecanismo diferencial, automoción general, modificación de vehículos y/o preparación de vehículos a la competición

El proceso de ensamblaje de las nuevas piezas junto con las usadas, incluyendo el posterior relleno de aceite en el cárter, así como el montaje del nuevo mecanismo diferencial en el automóvil, deberá ser realizada por un técnico superior en mecánica o técnico superior en automoción. Se valorarán conocimientos relativos a modificaciones en vehículos turismo y/o preparación de vehículos para la competición.

En todo caso, tanto el proceso de producción como posterior montaje serán supervisadas y dirigidas por un ingeniero con atribuciones profesionales respecto al diseño y funcionamiento de máquinas y mecanismos, así como competencias respecto a la automoción. Se priorizará que sea el propio autor del presente proyecto aquel que realice estas funciones.

6. Especificaciones legales

La normativa actual a fecha de 03/04/2023 a aplicar respecto a la posible homologación de la modificación realizada en el mecanismo diferencial del vehículo es recogida en el documento El Manual De Reformas De Vehículos en el punto nº 3.4. *Modificaciones de las características o sustituciones en los elementos de transmisión por otros diferentes desde la salida de la caja de cambios hasta las ruedas, dentro del Grupo Nº3. Transmisión.*

Un vehículo turismo convencional corresponde a la categoría de homologación M en la que se incluyen los *vehículos de motor concebidos y fabricados principalmente para el transporte de personas y su equipaje (Reglamento UE 678/2011)*. Dentro de dicha categoría se divide en tres subcategorías, de ellas, un vehículo turismo convencional pertenece a la categoría M1 donde se acogen los *vehículos de la categoría M que tengan, como máximo, ocho plazas de asiento además de la del conductor. No dispondrán de ningún espacio para viajeros de pie. El número de plazas podrá limitarse a un (es decir la del conductor)*.

En este punto, se considera como reforma las transformaciones tales como modificación o instalación de la caja de transferencia, modificación de la relación final de transmisión de los diferenciales, instalación de autoblocantes o bloqueos de diferencial, instalación de cubos de rueda libre entre otras.

Según la tabla indicada en el punto indicado del Manual de Reformas, a este tipo de reformas se le aplican los siguientes Actos Reglamentarios (AR):

- Se aplica en la actualización en vigor en la fecha de la primera matriculación del vehículo, si la homologación del mismo exige el AR incluido en la tabla. En caso de que el AR no fuera exigido para la homologación del vehículo en la fecha de su primera matriculación, se deberá aplicar al menos el AR en la primera versión incluida en el Real Decreto 2028/1986, de 6 de junio, como obligatoria.
 - 70/157/CEE (nivel sonoro admisible)
 - 70/220/CEE (emisiones)
 - Reglamento (CE)Nº715/2007 (emisiones Euro 5 y 6 en vehículos ligeros)
 - 71/320/CEE (frenado)
 - 75/443/CEE (velocímetro y marcha atrás)
- Se aplica en su última actualización en vigor, a fecha de tramitación de la reforma.
 - 92/21/CEE (masas y dimensiones)
 - 92/27/CEE (neumáticos)

En este tipo de reformas la documentación necesaria se limita a un Informe de Conformidad en el que se describa e identifiquen los elementos modificados, y un

Certificado del Taller en el que se informe y detalle el taller mecánico autorizado en el que se ha realizado la reforma.

Una vez tramitados los documentos, se realizará una inspección ITV extraordinaria en la que serán comprobados los elementos afectados por los Actos Reglamentarios ya mencionados.

Dado que la modificación realizada en el mecanismo diferencial no afecta a ninguno de los aspectos recogido en los Actos Reglamentarios, se considera que podría ser homologado para su circulación en vía pública.

En un futuro el vehículo específico de este estudio será modificado en más aspectos con plan a largo plazo de ser únicamente utilizado para la competición y trasladado a los encuentros con remolque de vehículos por lo que, aunque podría realizarse el proceso de homologación de la modificación descrita en estos documentos, se decide no hacerlo hasta terminar todas las modificaciones del vehículo y con ello acogerse a la normativa propia de las competiciones del segmento *drift*.

La normativa específica de estas competiciones varía según la asociación organizadora (habitualmente, en España la asociación competente es la FIA, aunque dependiendo del rango de la competición, esta puede pasar a segundo plano), así como la categoría dentro de la propia competición, por lo que la citada normativa específica deberá consultarse una vez decidido el título específico en el que se inscribirá el turismo proyecto.

FICHAS TÉCNICAS

ANEXO I

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023



Syntrax Long Life 75W-90

Fluido de ejes - Multivehículo

Descripción

Castrol Syntrax Longlife 75W-90 es un lubricante multigrado totalmente sintético para mandos finales. Es la principal recomendación de Castrol para mandos finales de vehículos comerciales pesados, y está aprobado por MAN, Scania y ZF. Específicamente diseñado y aprobado por BMW para su empleo en todos los mandos finales de BMW equipados con diferenciales convencionales (sin deslizamiento limitado).

Principales Ventajas

- Ahorro de combustible y reducción de emisiones gracias a su equilibrada viscosimetría y fricción.
- Su superior bombeo gracias a su fluidez a baja temperatura asegura una óptima protección y arranque bajo todas las circunstancias.
- Su excelente estabilidad térmica y oxidativa proporciona limpieza del mando final y diferencial lo que permite extender el intervalo de servicio y reduce el mantenimiento.
- Óptimo rendimiento anti-desgaste y de extrema presión (EP) en toda temperatura ambiente y condiciones de carga.
- Excelente reducción de la temperatura y estabilidad al corte aumenta el rendimiento del mando final y extiende la vida de los componentes.

Características Típicas

Nombre	Método	Unidades	Syntrax Long Life 75W-90
Densidad Relativa @ 15°C	ASTM D1298	g/ml	0.858
Viscosidad Cinemática 100°C	ASTM D445	mm ² /s	15.4
Viscosidad Cinemática 40°C	ASTM D445	mm ² /s	101
Viscosidad, Brookfield @ -40°C	ASTM D2983	mPa.s (cP)	50400
Punto de Fluidez	ASTM D97	°C	-57
Índice de Viscosidad	ASTM D2270-93	None	161
Punto de Inflamación, COC	ASTM D92	°C	224
Apariencia	Visual	-	Clara y Brillante

Especificaciones

API GL-5
MAN 342 Typ S1
Scania STO 1:0
ZF TE-ML 05A,12B,17B,19C,21A
BMW (Non LS Rear Axles)

Información Adicional

Syntrax Long Life 75W-90 esta registrado con el numero de aprobacion ZF: ZF000230

Almacenamiento

Todos los envases deben almacenarse a cubierto. En caso de almacenarse en el exterior, los bidones deben estar en posición vertical para evitar la posible entrada de agua así como el deterioro de los envases. Los productos no deben ser almacenados a temperaturas superiores a 60°C, estar expuestos a fuerte sol o a bajas temperaturas.

Syntrax Long Life 75W-90
22 Nov 2021
Castrol, the Castrol logo and related marks are trademarks of Castrol Limited, used under licence.

Esta ficha técnica y la información que contiene se considera exacta en la fecha de su impresión. Ninguna garantía de representación, directa o implícita, se refiere a la exactitud o terminación de los datos e información contenidos en esta publicación. Los datos proporcionados están basados en ensayos estándar bajo condiciones de laboratorio y sirven únicamente como una guía. Los usuarios deben asegurarse de que manejan la última versión de esta ficha técnica. Es responsabilidad del usuario evaluar y utilizar los productos de forma segura, valorar la idoneidad para la aplicación deseada y cumplir todas las leyes y normativas al respecto. Las fichas de Seguridad están disponibles para todos los productos y deberían ser consultadas para tener una información apropiada respecto al almacenaje, manejo seguro y traspaso o venta del producto. Ni BP ni sus subsidiarios tienen responsabilidad alguna de los daños que resulten de un uso anormal del material, del incumplimiento de las recomendaciones o de peligros inherentes a la naturaleza del material. Todos los productos, servicios e información proporcionada están sujetos a nuestras condiciones de venta estándar. Consulte con su representante local si necesita más información

CASTROL ESPAÑA SL., Avenida de la Transición Española, 30, Parque Empresarial Omega. Edificio D, 28.108 Alcobendas (Madrid)
902 400 702
www.castrol.com/es

PRESUPUESTO

DOCUMENTO 4

Sonia Buch Gorrea
Promoción 2022-2023

1. Objeto

El objeto del presente documento es el estudio económico y presupuesto que conlleva la solución adoptada en el proyecto de la modificación de un diferencial de automóvil con fines competitivos.

En caso de utilizar este proyecto para otro vehículo, los valores económicos de los materiales necesarios, así como de los servicios técnicos y las horas empleadas pueden diferir a lo establecido en este documento.

Revisar en todo caso la fecha del presupuesto y actualizar antes del comienzo del proceso.

2. Factores considerados

En este presupuesto se tendrán en cuenta los recursos tanto físicos como intangibles usados para el estudio, diseño y producción de la propuesta de mejora a realizar en la cual se añade un nuevo par de satélites a los dos ya existentes. Este proyecto se ha realizado aproximadamente en un periodo de 6 meses, por lo que los costes variables como las licencias de software, así como los honorarios serán referidos a los meses de utilización dentro de esa ventana temporal.

Aunque al tratarse de un trabajo académico se han podido utilizar licencias de estudiante proporcionadas por la Universidad Politécnica de Valencia, para este estudio económico se supondrá la compra de la licencia real de los programas con tal de tener una aproximación a la realidad. Así pues, se tendrán en cuenta los costes derivados de las licencias necesarias proporcionales al tiempo utilizados de los siguientes softwares necesarios:

- ADAMS/View
- Pack ANSYS con Workbench y Mechanical
- Paquete de herramientas Microsoft Office (Word y Excel)
- Autodesk AutoCAD

Para el uso de dichos programas, se ha utilizado un ordenador portátil con denominación comercial HP Pavillion x360. Dado que dicho ordenador ha sufrido una depreciación después de cuatro años de uso y que el valor de un ordenador varía considerablemente según sus características, se aplicará un importe genérico en concepto de soporte tecnológico por valor de 1000€.

En referencia a los elementos físicos necesarios para este proyecto, se tendrán en cuenta la compra de los siguientes elementos, utilizados en su mayoría en el proceso de la inspección visual del mecanismo original (*ANEXO I: ESTUDIO VISUAL DEL MECANISMO ORIGINAL*), en caso de que no se tuviese acceso y se tuviesen que adquirir nuevos:

- El manual de taller oficial BMW Serie 5 E39
- Gato hidráulico con capacidad máxima de 2T
- Dos rampas individuales para levantar el tren trasero del vehículo (imagen de referencia 1)
- Dos cuñas de seguridad para los neumáticos (imagen de referencia 2)
- Dos borriquetas con capacidad máxima de 1.5T (imagen de referencia 3)
- Una tabla con ruedas
- Cubo o recipiente contenedor
- Herramienta llave de carraca con alargador
- Herramienta llave de carraca extralarga (imagen de referencia 4)
- Herramienta llave de carraca dinamométrica
- Herramienta llave de Allen 14mm

- Vasos para carraca de 12mm y 16mm
- Pintura o marcador blanco
- Cinta métrica

Dado que el vehículo ha sido donado en este caso y que el precio del mismo puede variar según modelo, condiciones de compra y condiciones del vehículo, no se tendrá en cuenta el valor del utilizado en el presente proyecto.

Así mismo, se contabilizarán los siguientes materiales y herramientas empleados en la producción de la modificación, así como su puesta a punto:

- Conjunto completo de la nueva caja de planetas y satélites
- Aceite sintético BMW SAF-XO (suministro en botellas de 1L) o sustituto actual Castrol Syntrax Long Life 75W-90
- Extractor de rodamientos

En el caso de la caja de planetas y satélites, dado el extenso mercado, se ha establecido un precio aproximado medio de 300€, pudiendo variar dependiendo del fabricante y sus especificaciones las cuales deberán, en todo caso, cumplir lo establecido en el *DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES*.

Así mismo, para la cruz central se establecerá un precio medio de 70€ al comparar diversos fabricantes. Al igual que los engranajes en sí, esta deberá cumplir con las exigencias establecidas en el *DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES*.

Se incluirán los costes de alquiler de la pista del circuito de Ricardo Tormo ubicado en Cheste (Valencia), para las pruebas de conducción necesarias descritas en el *DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES*.

Finalmente, se contabilizarán las horas empleadas en el estudio, diseño y documentación del proyecto como honorarios referidos a un Ingeniero Mecánico. Las horas invertidas en cuanto al desmontaje y montaje del mecanismo serán contabilizadas con valor referido a un Técnico Mecánico y/o similar.

3. Tabla de precios descompuestos

<i>Herramientas ofimáticas utilizadas</i>			
	<i>Valor de la licencia [€]</i>	<i>Tiempo estimado de uso [meses]</i>	<i>Valor estimado [€]</i>
<i>ADAMS/View</i>	15.000,00€ [suscripción anual]	2	2.500,00 €
<i>ANSYS Mechanical</i>	41.710,00€ [suscripción anual]	2	6.951,67 €
<i>Pack Microsoft Office</i>	7,00€ [suscripción mensual]	6	42,00 €
<i>AutoCAD</i>	291,00€ [suscripción mensual]	2	582,00 €
<i>Costes totales ofimáticos</i>			<i>10.078,67 €</i>

<i>Materiales utilizados</i>			
	<i>Precio por Unidad [€]</i>	<i>Unidades</i>	<i>Precio total [€]</i>
<i>Manual de taller BMW Serie 5 E39</i>	35,83 €	1	35,83 €
<i>Gato hidráulico 2T</i>	72,49 €	1	72,49 €
<i>Rampas individuales</i>	43,99 €	2	87,98 €
<i>Cuñas de seguridad</i>	20,45 €	2	40,90 €
<i>Borriquetas de 1.5T</i>	13,50 €	2	27,00 €
<i>Tabla con ruedas</i>	17,59 €	1	17,59 €
<i>Recipiente contenedor de aceite</i>	17,53 €	1	17,53 €
<i>Herramienta carraca con alargador</i>	23,99 €	1	23,99 €
<i>Herramienta carraca extralarga</i>	41,00 €	1	41,00 €
<i>Herramienta carraca dinamométrica</i>	59,99 €	1	59,99 €
<i>Llave de Allen 14mm</i>	4,20 €	1	4,20 €
<i>Vaso de carraca 12mm</i>	3,12 €	1	3,12 €
<i>Vaso de carraca 16mm</i>	3,95 €	1	3,95 €
<i>Marcador blanco</i>	3,24 €	1	3,24 €
<i>Cinta métrica</i>	9,99 €	1	9,99 €
<i>Caja completa de planetas y satélites</i>	300,00 €	1	300,00 €
<i>Aceite sintético BMW SAF-XO</i>	47,50 €	2	95,00 €
<i>Extractor de rodamientos</i>	19,23 €	1	19,23 €

<i>Costes totales de los materiales</i>	863,03 €
---	----------

Pruebas en circuito

Concepto	Valor estimado
<i>Pack 4 tandas libres</i>	250,00 €
<i>Seguro de piloto</i>	15,00 €
<i>Alquiler de Box</i>	165,00 €
<i>Costes totales de las pruebas en circuito</i>	430,00 €

Honorarios

	<i>Honorarios</i>	<i>Tiempo invertido aproximado</i>	<i>Valor total</i>
<i>Ingeniero mecánico</i>	15,90 €/h	360 h	5.724,00 €
<i>Técnico mecánico</i>	13,72 €/h	80 h	1.097,60 €
<i>Costes totales de los honorarios</i>			6.821,60 €

Soporte tecnológico

Concepto:	Adquisición de los dispositivos tecnológicos tales como ordenadores necesarios para la realización del estudio.
<i>Costes totales del soporte tecnológico</i>	1.000,00 €

4. Resumen del presupuesto

<i>Resumen del Presupuesto</i>	
<i>Costes ofimáticos</i>	10.078,67 €
<i>Costes materiales</i>	863,03 €
<i>Pruebas en circuito</i>	430,00 €
<i>Soporte tecnológico</i>	1.000,00 €
<i>Honorarios</i> (35.5% sobre el total)	6.821,60 €
<i>Costes totales</i> <i>(con IVA)</i>	19.193,30 €

Los precios indicados en este estudio se han encontrado mediante una búsqueda en la red a fecha de 30/05/2023, pudiendo diferir en el momento de la valoración de este proyecto y debiendo en todo caso comprobar y actualizar el presupuesto en el momento de la financiación del mismo. Así mismo, todos los precios incluyen la tasa IVA al tratarse de precios enfocados a venta a particulares.