



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior (Jaén)

Trabajo Fin de Máster

DISEÑO DE MECANISMO DIFERENCIAL DE DESLIZAMIENTO LIMITADO PARA AUTOMÓVIL

Alumno/a: **Fernández Jiménez, Rafael**

Tutor/a: Prof. D. José Manuel Vasco Olmo
Cotutor/a: Prof. D. José Enrique Mata Bago
Dpto.: Ingeniería Mecánica

Julio, 2020



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Informática

Don José Manuel Vasco Olmo y don José Enrique Mata Bago, tutores del Trabajo Fin de Máster titulado: *Diseño de mecanismo diferencial de deslizamiento limitado para automóvil*, que presenta Rafael Fernández Jiménez, autorizan su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, Julio de 2020

El alumno:

Rafael Fernández Jiménez

Los tutores:

José Manuel
Vasco Olmo

José Enrique
Mata Bago

ÍNDICE DEL TRABAJO FIN DE MÁSTER

Documento 1: Memoria del Trabajo Fin de Máster

1. INFORMACIÓN PREVIA	8
1.1. OBJETO DEL TRABAJO FIN DE MÁSTER.....	8
1.2. MOTIVACIÓN.....	8
1.2.1. Motivación personal.....	8
1.3. JUSTIFICACIÓN	9
1.4. NORMATIVA CONSULTADA.....	9
1.5. SITUACIÓN.....	9
1.6. SOFTWARES UTILIZADOS PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	10
1.7. NOMENCLATURA UTILIZADA	11
 2. ESTUDIO DEL ARTE SOBRE MECANISMOS DIFERENCIALES	 14
2.1. INTRODUCCIÓN AL MECANISMO DIFERENCIAL	14
2.2. MECANISMO DIFERENCIAL CONVENCIONAL.....	15
2.2.1. Funcionamiento del diferencial convencional.....	16
2.2.2. Carencias que presenta.....	18
2.2.3. Soluciones utilizadas ante sus carencias.....	18
2.3. MECANISMOS DIFERENCIALES DE DESLIZAMIENTO LIMITADO	20
2.3.1. Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción	20
2.3.2. Diferencial viscoso de deslizamiento limitado	25
2.3.3. Diferencial de deslizamiento controlado mediante sistema Haldex.....	27
2.3.4. Diferencial autoblocante Torsen	30
 3. CONFIGURACIÓN DEL MECANISMO DIFERENCIAL DE DESLIZAMIENTO LIMITADO	 35
3.1. COMPARATIVA ENTRE LAS DISTINTAS ALTERNATIVAS DE MEJORA DEL MECANISMO DIFERENCIAL CONVENCIONAL.....	35
3.2. ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN ESCOGIDA: MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN	36
3.2.1. Análisis de los resultados obtenidos.....	39
3.2.2. Deficiencias detectadas en el mecanismo escogido	40
3.3. PROPUESTA DE MEJORA PARA LA SOLUCIÓN ESCOGIDA: ESP.....	41

3.3.1. Historia del sistema ESP	42
3.3.2 Funcionamiento del sistema ESP	43
3.3.3 Aplicación del sistema ESP a un mecanismo diferencial	44
3.3.4 Ventajas de utilizar un mecanismo diferencial Torsen apoyado con un sistema ESP ..	45
3.3.5 Inconvenientes de utilizar un mecanismo diferencial Torsen apoyado con un sistema ESP	45
 4. MATERIAL ESCOGIDO PARA LA FABRICACIÓN DEL MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN	46
4.1. VEHÍCULO ESCOGIDO.....	46
4.2. APLICACIÓN DEL CRITERIO DE RESISTENCIA	49
4.2.1. Presentación de los resultados obtenidos.....	49
4.2.2. Elección del material en función de los resultados obtenidos	50
 5. PROCESO DE FABRICACIÓN DEL MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN ESCOGIDO	51
5.1. RECEPCIÓN Y REVISIÓN DE LA MATERIA PRIMA.....	51
5.2. FABRICACIÓN DE LOS ENGRANAJES SATÉLITES.....	52
5.2.1. Mecanizado de los engranajes satélites	52
5.2.2. Tratamiento térmico.....	55
5.2.2.1. Cementación	55
5.2.2.2. Temple	56
5.2.2.3. Revenido	56
5.2.3. Rectificado de los engranajes satélites.....	57
5.3. FABRICACIÓN DE LOS ENGRANAJES PLANETARIOS	57
5.3.1. Mecanizado de los engranajes planetarios	57
5.3.2. Tratamiento térmico.....	59
5.3.3. Rectificado de los engranajes planetarios	59
5.4. CONTROL DE CALIDAD	59
5.4.1. Comprobación de la integridad estructural de los elementos	59
5.4.2. Comprobación de la geometría de los elementos	60
5.4.2.1. Comprobación de la geometría de los planetarios	60
5.4.2.2. Comprobación de la geometría de los satélites	60
 6. CONCLUSIONES OBTENIDAS TRAS LA REALIZACIÓN DE ESTE TRABAJO FIN DE MÁSTER	61

7. BIBLIOGRAFÍA63

Documento 2: Anexo

1. ANÁLISIS DEL TBR EN UN DIFERENCIAL TORSEN T-1	65
1.1. ANÁLISIS DEL TBR SIN CONSIDERAR ROZAMIENTOS	66
1.2. ANÁLISIS DEL TBR CONSIDERANDO ROZAMIENTOS	68
2. ESTUDIO CINEMÁTICO DE LOS ENGRANAJES	71
2.1. LEY FUNDAMENTAL DEL ENGRANAJE	71
2.1.1. Forma de involuta en el diente de un engranaje	72
2.1.2. Interferencia entre dientes y socavado	74
2.2. ÁNGULO DE PRESIÓN	75
2.2.1. Influencia del ángulo de presión en un diferencial de deslizamiento limitado	77
2.2.1.1. Relación entre el ángulo de presión y el momento resistente de fricción en un diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción	77
3. ESTUDIO DE RESISTENCIA EN EL MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN	81
3.1. ESTUDIO DE RESISTENCIA APLICADO A LOS ENGRANAJES RECTOS DEL SATÉLITE	81
3.1.1. Cálculo teórico de la tensión de contacto en los dientes de los engranajes rectos del satélite	81
3.1.1.1. Introducción a las tensiones de contacto	82
3.1.1.2. Aplicación de las tensiones de contacto a un engranaje	83
3.1.1.3. Cálculo de la tensión de contacto en los dientes de un engranaje	85
3.1.2. Cálculo teórico de la tensión generada por la flexión de los dientes de los engranajes rectos del satélite	87
3.1.2.1. Análisis de compresión en el diente del engranaje	88
3.1.2.2. Análisis de flexión en el diente del engranaje	89
3.1.2.3. Tensión total generada en el diente del engranaje	91
3.1.3. Obtención de las tensiones en los engranajes rectos del satélite mediante elementos finitos	91

3.1.3.1. Configuración utilizada en la simulación mediante elementos finitos	92
3.1.3.2. Resultados obtenidos en la simulación mediante elementos finitos	96
3.2. CÁLCULO TEÓRICO DE LA TENSIÓN GENERADA POR LA FLEXIÓN DE LOS ENGRANAJES HELICOIDALES	97
3.2.1. Cálculo teórico de la tensión generada por la flexión de los dientes de los engranajes helicoidales del planetario	98
3.2.1.1. Análisis de compresión en el diente del engranaje	98
3.2.1.2. Análisis de flexión en el diente del engranaje	99
3.2.1.3. Tensión total generada en el diente del engranaje	99
3.2.2. Cálculo teórico de la tensión generada por la flexión de los dientes de los engranajes helicoidales del satélite.....	100
3.2.2.1. Análisis de compresión en el diente del engranaje	101
3.2.2.2. Análisis de flexión en el diente del engranaje	101
3.2.2.3. Tensión total generada en el diente del engranaje	102
3.3. CONCLUSIONES OBTENIDAS EN EL ESTUDIO DE RESISTENCIA	103
 4. ANÁLISIS DE DIFUSIÓN EN ACERO STREX 1300	 104

Documento 3: Planos

1. ENGRANAJE PLANETARIO	108
2. ENGRANAJE SATÉLITE.....	109

Documento 1:

Memoria del Trabajo Fin de Máster

1. INFORMACIÓN PREVIA

En este primer apartado del Trabajo Fin de Máster, será recopilada toda la información general previa a la realización de este proyecto.

1.1. OBJETO DEL TRABAJO FIN DE MÁSTER

El objeto del presente Trabajo Fin de Máster consiste en el estudio de los tipos de mecanismos diferenciales existentes a día de hoy en el ámbito de la automoción, la elección del tipo de mecanismo más adecuado y la justificada configuración del mismo en función de las características de un tipo de automóvil dado.

El presente documento es titulado “Diseño de mecanismo diferencial de deslizamiento limitado para automóvil” y está dirigido por los profesores de la Escuela Politécnica Superior de Jaén Don José Manuel Vasco Olmo y Don José Enrique Mata Bago.

1.2. MOTIVACIÓN

Este Trabajo Fin de Máster se realiza como la culminación del plan de estudios del Máster en Ingeniería Industrial. Así mismo, será presentado para su defensa en la Escuela Politécnica Superior de Jaén y será la llave para la obtención del título habilitante de ingeniero industrial.

1.2.1. Motivación personal

A nivel personal, la elección de este Trabajo Fin de Máster radica en el deseo de pertenecer profesionalmente al sector de la Ingeniería de Automoción. El tema seleccionado, dotará al alumno de la oportunidad de participar en un proyecto de dicho sector de forma previa a la incorporación laboral.

1.3. JUSTIFICACIÓN

El tema de este Trabajo Fin de Máster ha sido seleccionado por dos principales motivos: en primer lugar, y como ha sido comentado anteriormente, su pertenencia al sector de la Ingeniería de la Automoción; y en segundo lugar, porque reúne gran cantidad de las labores y características esenciales con las que debe contar un proyecto de este carácter, tales como:

- Búsqueda activa de información y curación de los contenidos hallados.
- Será una fuente de información de calidad para la búsqueda en posteriores años de información sobre mecanismos diferenciales de deslizamiento limitado, pudiendo extrapolar la información a otro tipo de maquinaria que no sean automóviles.
- Utilización de normativa vigente en cuanto a la documentación pertinente referente al diseño de mecanismos.

1.4. NORMATIVA CONSULTADA

Durante la redacción de este Trabajo Fin de Máster, ha sido consultada la siguiente normativa:

ASTM E10: Standard Test Method for Brinell Hardness of Metallic Materials.

ASTM E8: Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials.

1.5. SITUACIÓN

Ajustando el modo de trabajo a la situación actual respecto a la pandemia generada por el COVID-19, el diseño del mecanismo diferencial de deslizamiento limitado ha sido realizado de forma remota, sin necesidad de trabajar de forma presencial en las instalaciones de la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

1.6. SOFTWARES UTILIZADOS PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO

Dado que el estudio se ha enfocado de forma totalmente teórica, simplemente ha sido preciso el uso de un ordenador para realizar cálculos, simulaciones y modelado. Los programas informáticos utilizados para la confección del presente documento serán presentados de acuerdo a la siguiente estructura:

Nombre del software, versión del software
Compañía a la que pertenece el software
Función para la cual ha sido llevado a cabo el software

A continuación, serán presentados todos los programas informáticos que han sido utilizados para llevar a cabo la realización de este proyecto:

SolidWorks, 2016 x64 Edition
Dassault Systèmes
Modelado 3D y generación de planos acotados

Ansys, 18.1
Ansys, Inc
Análisis de tensiones mediante elementos finitos

Microsoft Excel, 2016
Microsoft
Cálculos teóricos, representación de resultados y confección de tablas

Microsoft Word, 2016
Microsoft
Redacción de los documentos

1.7. NOMENCLATURA UTILIZADA

A continuación, se muestra la nomenclatura utilizada a lo largo de este Trabajo Fin de Máster.

ϕ : Ángulo de presión

ϕ_f : Coeficiente de fricción entre la pareja de planetario y satélite

ϕ_{ax} : Coeficiente de fricción en los cojinetes de los planetarios

γ : Ángulo existente entre la pareja de planetario y satélite

β : Ángulo de rosca de los engranajes helicoidales

r : Radio del cilindro que contiene al engranaje

r_c : Radio del cojinete radial del tornillo

r_{ax} : Radio del cojinete axial del tornillo

r_p : Radio medio del planetario

r_s : Radio medio del satélite

d_i : Diámetro del cilindro del sólido i

d : Distancia entre el eje de giro del engranaje y el punto de aplicación de la fuerza

F : Fuerza normal aplicada en la región de contacto (tensiones de Hertz)

F_{ax} : Fuerza axial en el satélite

F_n : Fuerza normal

F_t : Fuerza tangencial

F_{Comp} : Fuerza de compresión

F_{Resist} : Fuerza que ocasiona el momento resistente

$F_{contacto}$: Fuerza de contacto utilizada para el cálculo de las tensiones de Hertz

M_{p1} : Momento de salida en el planetario de la rueda que gira más rápido

M_{p2} : Momento de salida en el planetario de la rueda que gira más despacio

M_{TO} : Momento de torsión en el eje del satélite

M_{RozAx} : Momento de rozamiento en el cojinete axial

M_{RozRad} : Momento de rozamiento en el cojinete radial

M_{Resist} : Momento resistente en el mecanismo diferencial

$T_{entrada}$, T_{salida} : Momento de torsión en el engranaje de entrada/salida

$T_{torsión}$: Momento de torsión existente en los planetarios

N_{motriz} : Potencia aportada por el motor

N_{salida} : Potencia de salida en los planetarios

p_{max} : Presión máxima en las tensiones de Hertz

σ_{comp} : Tensión generada por la fuerza normal en los dientes del engranaje

σ_{flex} : Tensión generada por la fuerza tangencial en los dientes del engranaje

h : Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el centro de rotación

b : Anchura de la huella (tensiones de Hertz)

l : Longitud de la región de contacto (tensiones de Hertz)

ν : Coeficiente de Poisson del material

E : Módulo elástico del material

W_{el} : Módulo elástico de la sección

$\eta_{transmisión}$: Rendimiento mecánico de la transmisión del vehículo

μ_{discos} : Coeficiente de rozamiento en el paquete de discos de fricción

Ψ : Relación de transmisión

ω : Velocidad de giro del engranaje

$\omega_{entrada}$: Velocidad de giro del cigüeñal

ω_{salida} : Velocidad de giro del engranaje planetario

Z : Número de dientes del engranaje

K : Constante adimensional referente a las relaciones de geometría

C_x : Composición de carbono buscada al nivel de penetración marcado

C_o : Composición de carbono inicial del elemento tratado

C_s : Composición de carbono del gas carburante

x : Penetración buscada en el elemento tratado

D : Coeficiente de difusividad

t : Tiempo requerido para alcanzar la composición marcada

2. ESTUDIO DEL ARTE SOBRE MECANISMOS DIFERENCIALES

A continuación, será presentado el mecanismo diferencial convencional, para posteriormente puntualizar las diferencias de funcionamiento entre un mecanismo diferencial básico y un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado. De forma previa, será explicada la necesidad por la cual nace el mecanismo diferencial y las aplicaciones que tiene en un automóvil.

2.1. INTRODUCCIÓN AL MECANISMO DIFERENCIAL

El mecanismo diferencial es el encargado de transformar el par saliente de la caja de cambios de un automóvil, el cual proviene de un único eje, transmitiéndolo a dos ejes situados a 180° , los cuales girarán en ciertas situaciones a distinta velocidad, como por ejemplo en la trazada de una curva. En ocasiones, cuando se trata de un vehículo de tracción total, el mecanismo diferencial también transmitirá par al otro eje motriz.

En el trazado de una curva, un vehículo que cuente con dos ruedas por eje, se encuentra en una situación en la que la rueda exterior recorre una distancia mayor que la rueda interior (imagen 1.2.1); por lo que, si ambas ruedas estuviesen unidas de forma rígida mediante un único eje, se produciría el deslizamiento de la rueda interior, lo cual supone un gran desgaste del neumático y un aumento de la dificultad de control del vehículo. El mecanismo diferencial nace de la necesidad de obtener una velocidad de giro distinta en ambas ruedas de un mismo eje para evitar la situación anteriormente explicada.

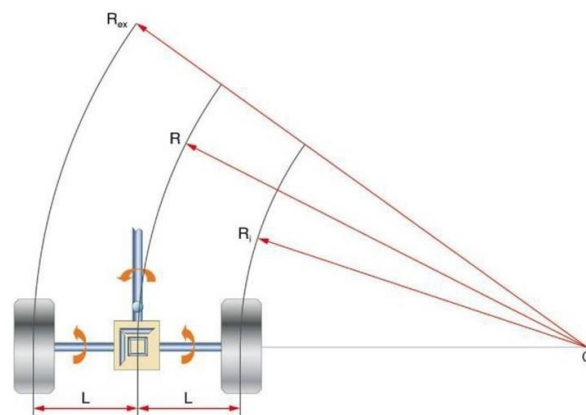


Imagen 1.2.1 – Representación esquemática de una traza curva [Fuente: Grupos reductores y diferenciales]

2.2. MECANISMO DIFERENCIAL CONVENCIONAL

El mecanismo diferencial nace de la necesidad de conseguir una velocidad distinta en la rueda interior y exterior de un vehículo cuando se enfrenta a una trayectoria curva.

Este mecanismo (imagen 1.2.2) está formado por los siguientes componentes básicos: un par de engranajes planetarios, una pareja de engranajes satélites -aunque es posible encontrar casos en los que hay dos parejas o incluso tres, dependiendo del par que deba transmitir la transmisión del vehículo- y la corona que recibe la potencia desde la transmisión del vehículo.

Constructivamente, los engranajes planetarios están unidos a los palieres de las ruedas del vehículo y giran de forma solidaria a la misma velocidad. Los engranajes satélites, los cuales giran de forma continua respecto al eje de rotación de la corona, se encuentran unidos a este componente y a su vez, a los engranajes satélites por medio de una rosca. Además, los engranajes satélites son capaces de girar sobre su propio eje, por lo que cuentan con dos ejes de giro independientes. Todo este mecanismo se encuentra introducido dentro de la carcasa del diferencial, la cual lo aísla del exterior y permite que los componentes estén bañados en aceite lubricante para reducir el rozamiento.

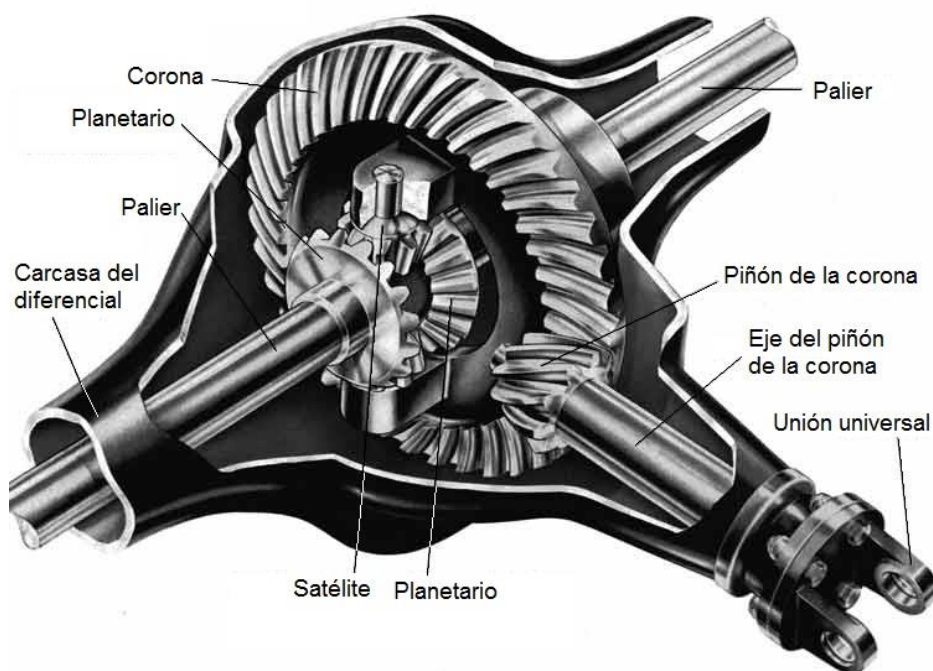
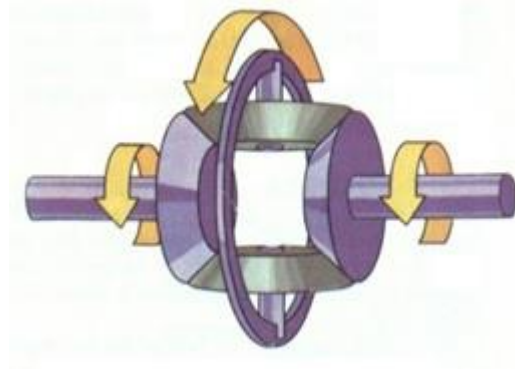


Imagen 1.2.2 – Mecanismo diferencial convencional [Fuente: adaptación de <http://www.eltransporte.es/>]

2.2.1. Funcionamiento del diferencial convencional

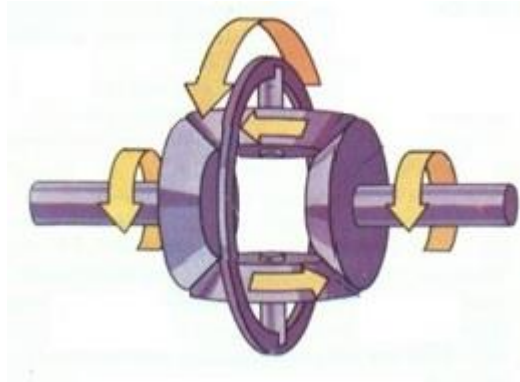
Para analizar el funcionamiento de este tipo de mecanismo, es preciso diferenciar entre las tres situaciones en las que puede trabajar: trayectoria recta, trayectoria curva y pérdida de adherencia.

Cuando el vehículo se encuentra en una trayectoria recta (imagen 1.2.3), ambas ruedas giran a la misma velocidad, lo cual precisa una misma velocidad de giro en ambos engranajes planetarios. Por tanto, los engranajes satélites no girarán sobre su propio eje, sino que simplemente girarán en la dirección del eje de la corona del diferencial, lo cual generará la transferencia de par desde la transmisión a los palieres del vehículo.



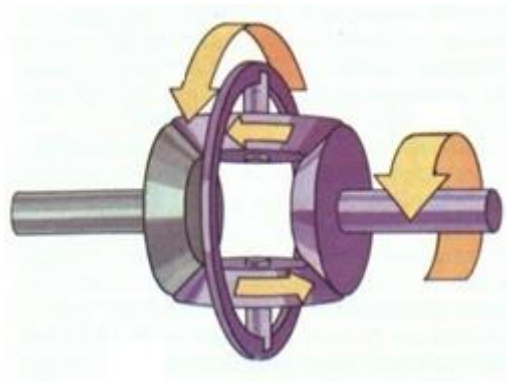
*Imagen 1.2.3 – Mecanismo diferencial convencional en una trayectoria recta
[Fuente: adaptación de <https://motorgiga.com/>]*

Cuando el vehículo se encuentra en una trayectoria curva (imagen 1.2.4), precisa una velocidad de giro distinta en ambas ruedas, siendo mayor la velocidad de rotación de la rueda exterior a la curva que la interior. Es en esta situación donde entra en juego la función diferencial del mecanismo, por lo que los engranajes satélites -los cuales se encuentran continuamente girando en la dirección del eje de giro de la corona- comenzarán a girar sobre su propio eje, lo cual permitirá transferir la demanda de velocidad de giro existente en la rueda exterior a costa de perderla en la rueda interior, tal y como es necesario.



*Imagen 1.2.4 – Mecanismo diferencial convencional en una trayectoria curva
[Fuente: adaptación de <https://motorgiga.com/>]*

En cambio, es posible que el vehículo se encuentre en situaciones en las que una de las dos ruedas motrices pierda adherencia (imagen 1.2.5), ya sea debido a la pérdida de contacto con el asfalto o por encontrarse con un terreno resbaladizo en el que la rueda no sea capaz de encontrar adherencia. Ante esta situación, la rueda con pérdida de adherencia tiende a acelerarse, lo cual genera una alta velocidad de rotación en los engranajes satélites sobre su propio eje que resulta en una frenada de la rueda que cuenta con adherencia. Como resultado, la rueda con adherencia puede incluso a llegar a quedar inmóvil mientras que la rueda que no es capaz de encontrar tracción se acelere hasta una velocidad igual al doble de la velocidad que correspondería a esa trayectoria en una situación de normal adherencia.



*Imagen 1.2.5 – Mecanismo diferencial convencional en una situación de pérdida de contacto en una rueda
[Fuente: adaptación de <https://motorgiga.com/>]*

2.2.2. Carencias que presenta

Es posible apreciar que el mecanismo diferencial convencional cumple correctamente con su cometido cuando se encuentra en unas condiciones de trabajo sencillas. En cambio, cuando se encuentra en una situación más hostil, con bruscas aceleraciones, firme irregular que genere pérdida de contacto o superficies deslizantes, es incapaz de llevar a cabo la correcta gestión de la motricidad del vehículo. Precisamente esa es su principal carencia: la incapacidad de transmitir el par a las ruedas cuando se pierde adherencia en una de ellas.

2.2.3. Soluciones utilizadas ante sus carencias

Tradicionalmente, en el sector de la automoción se han utilizado tres vías para combatir las carencias del mecanismo diferencial convencional ante la pérdida de adherencia: uso de sistemas de bloqueo manuales, uso de sistemas electrónicos y uso de mecanismos diferenciales autoblocantes. A continuación, serán descritas cada una de estas tres estrategias para paliar el mal funcionamiento del diferencial convencional en la situación comentada anteriormente:

- **Sistemas de bloqueo manual:** Se trata de un sistema que, por medio de un accionamiento manual por parte del conductor, es capaz de imposibilitar el giro sobre su propio eje de los engranajes satélites. El resultado obtenido es que ambos engranajes planetarios girarán de forma permanente a la misma velocidad, simulando un eje rígido. Este tipo de sistemas, aunque cumplen con su cometido -conseguir que se envíe par a las ruedas en todo momento-, no son los más indicados debido a que generan un mayor desgaste de los neumáticos al trazar trayectorias curvas y precisan la activación manual por parte del conductor.
- **Sistemas electrónicos:** En la actualidad, los vehículos están repletos de sistemas electrónicos que complementan las funciones de los sistemas mecánicos. Este apartado no es una excepción. Para combatir las carencias

del mecanismo diferencial convencional, se utilizan sistemas electrónicos de control de estabilidad -Electronic Stability Program, ESP- que, mediante la detección de la pérdida de adherencia en una de las ruedas captada por sensores, aplica una frenada controlada únicamente en la rueda que no es capaz de encontrar adherencia. Con esta frenada, consigue introducir un par resistente en la rueda que evita que se embale, por lo que la rueda con adherencia es capaz de recibir par para continuar avanzando en la trazada. El principal inconveniente de este tipo de sistemas es que, al incidir sobre los frenos, su uso excesivo puede recalentar el sistema de frenado y generar una pérdida de efectividad; además de recortar la vida útil de los frenos enormemente cuando se abusa de su uso en situaciones extremas.

- Mecanismos diferenciales de deslizamiento limitado y autoblocantes: Este tipo de mecanismos diferenciales nace exclusivamente para cubrir las carencias de los mecanismos diferenciales convencionales. Existen varios tipos con diversos métodos de funcionamiento, aunque todos están enfocados en generar un bloqueo que impida la excesiva diferencia de velocidad entre los engranajes planetarios del diferencial sólo cuando es preciso en las situaciones en las que se pierda adherencia en alguna de las ruedas. Su principal desventaja es su elevado coste cuando se comparan con un mecanismo diferencial convencional, además de requerir un mantenimiento específico añadido.

Se puede comprobar que las tres estrategias cumplen con su cometido: proporcionar par a la rueda con adherencia en una situación de baja adherencia; no obstante, no todas son igual de efectivas. Además, no debemos pensar que se trate de soluciones excluyentes, sino que es posible combinarlas entre sí para conseguir un sistema de reparto de par lo más efectivo posible. A continuación, nos centraremos en los mecanismos diferenciales de deslizamiento limitado, los cuales son el motivo de este Trabajo Fin de Máster.

2.3. MECANISMOS DIFERENCIALES DE DESLIZAMIENTO LIMITADO

Es posible apreciar que, en el funcionamiento del mecanismo diferencial convencional, este tipo de sistema cuenta con una enorme carencia en su uso: es incapaz de enviar par a las ruedas cuando una de ellas se encuentra en una situación de pérdida de adherencia. A raíz de esta carencia, fueron diseñados tanto los mecanismos diferenciales de deslizamiento limitado como los mecanismos diferenciales autoblocantes, los cuales son capaces de generar un par resistente que restringe la aceleración de la rueda que cuenta con falta de adherencia, de modo que son capaces de hacer que ambas ruedas giren a la misma velocidad en las situaciones que lo precisen, haciendo que el vehículo sea capaz de seguir transmitiendo par a las ruedas para salvar esta situación de pérdida de adherencia.

Actualmente, se utilizan tres tipos distintos de mecanismo diferencial de deslizamiento limitado, además del mecanismo diferencial autoblocante por excelencia: el diferencial Torsen. A continuación, serán presentados dichos mecanismos:

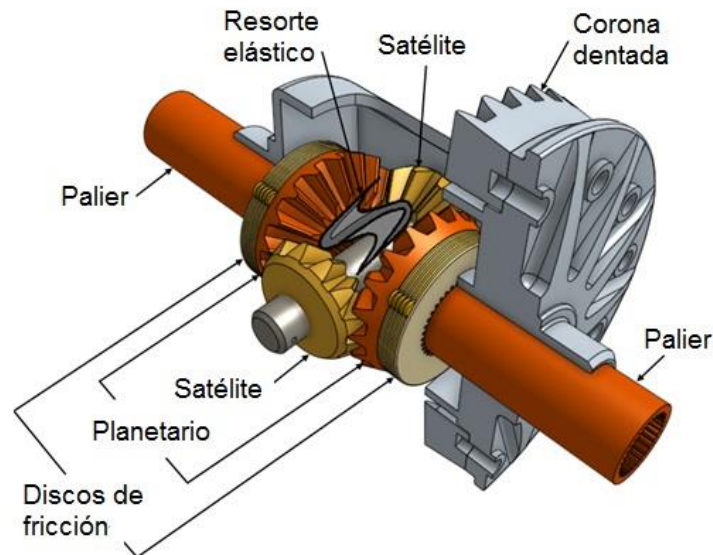
- Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción.
- Mecanismo diferencial viscoso de deslizamiento limitado.
- Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado mediante sistema Haldex.
- Mecanismo diferencial autoblocante Torsen.

Una vez enumerados, serán descritos cada uno de estos tipos de mecanismos junto con su método de funcionamiento, tanto en condiciones normales como en una situación de pérdida de adherencia. Además, se tratarán también sus ventajas e inconvenientes.

2.3.1. Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción

Constructivamente, el diferencial autoblocante por discos de fricción (imagen 1.2.6) está basado en el diferencial convencional, al cual se le ha añadido un paquete

de discos de fricción por cada uno de sus engranajes planetarios, los cuales serán apretados generando un par de fricción en el momento necesario.



*Imagen 1.2.6 – Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción
[Fuente: adaptación de <https://es.mathworks.com/>]*

Los discos de fricción se diferencian en dos tipos: los que están anclados de forma permanente a la corona del diferencial y los que están anclados de forma permanente a los palieres. Cuando los discos son presionados debido al efecto del par motriz proveniente de la corona del grupo reductor de la transmisión, se genera una fuerza que induce un par resistente que se opone a la dirección de giro de las ruedas del vehículo.

2.3.1.1. Función diferencial

El diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción cuenta con una estructura de planetarios y satélites, al igual que un mecanismo diferencial convencional, por lo que permite sin problemas que la rueda exterior gire más rápido que la interior en la trazada de una curva. Esto se debe a que el mecanismo de deslizamiento limitado se manifiesta cuando la pérdida de adherencia excede cierto valor, el cual es prediseñado a la hora de tarar el diferencial autoblocante.

Cuando se presenta una situación de similar adherencia en ambas ruedas, los juegos de discos de fricción permiten cierto deslizamiento por lo que no se produce presión suficiente entre los discos anclados a ambos palieres y los discos anclados a la corona del diferencial. Por tanto, no se generará la suficiente fuerza de fricción en los paquetes de discos y se llevará una acción diferencial de forma similar a la que presenta un mecanismo convencional a la hora de trazar una curva, salvo la existencia de un leve momento resistente generado en el paquete de discos, el cual siempre está presente.

2.3.1.2. Funcionamiento bajo pérdida de adherencia

Como ha sido comentado previamente en la presentación de este diferencial de deslizamiento limitado mecánico, mediante la compresión de los paquetes de discos se genera una fuerza de rozamiento en los mismos que induce un par resistente en sentido opuesto al de la velocidad de giro de las ruedas. Este par de fricción resistente es el responsable de permitir que cuando una rueda pierda adherencia no se acelere descontroladamente y el grupo diferencial sea capaz de transmitir par motriz a las ruedas, salvando la situación de pérdida de adherencia.

En este tipo de diferencial, los planetarios tienen cierta libertad de movilidad lineal en la dirección axial de los palieres. Cuando las ruedas gozan de buena adherencia, los satélites tenderían a girar sobre su propio eje para permitir la aceleración de esta rueda con muy baja o nula adherencia, pero es aquí donde entra en acción el deslizamiento limitado: el par motriz, el cual es transmitido desde la corona del grupo diferencial hasta los planetarios por medio de los satélites, se transmite mediante una fuerza en la dirección circunferencial del planetario en la zona de contacto entre el planetario y el satélite; pero la dirección normal a esta superficie de contacto presenta una componente en la dirección axial del satélite, la cual se encarga de comprimir el paquete de discos junto con la carga aplicada por parte del resorte que se encuentra alojado entre ambos planetarios.

Una vez comprimidos los discos de fricción, se genera el buscado momento de fricción en sentido opuesto a la velocidad de giro, el cual evita la aceleración incontrolada de la rueda sin adherencia y permite que se continúe mandando par

motriz a la rueda que cuenta con buena adherencia. No obstante, el momento de fricción es proporcional a la fuerza axial aplicada al planetario, que a su vez es directamente proporcional a la tangente del ángulo de presión y al par transmitido a las ruedas, por lo que cuando se pierde completamente la adherencia, al no poderse transmitir par motriz a la rueda, el único momento resistente generado será el correspondiente a la fuerza axial aplicada por el resorte elástico.

2.3.1.3 Papel del resorte elástico

Como ha sido comentado anteriormente, es posible que una de las ruedas motrices pierda totalmente la adherencia con el terreno. Ante esta situación, el mecanismo diferencial no será capaz de transmitir par motriz al terreno, por lo que el momento resistente generado el paquete de discos de fricción será nulo. En este caso, el resorte elástico juega un papel crucial para conseguir salvar la situación de pérdida de adherencia. La precarga de este resorte es la encargada de generar una fuerza axial de valor constante que permita generar el momento resistente en los discos de fricción responsable de poder transmitir el par motriz a las ruedas.

Si el resorte elástico cuenta con mucha precarga, será posible generar un gran par resistente en todo momento, pero esto ocasionará un gran desgaste en los discos de fricción de forma continua, por lo que su vida útil sería corta. Por tanto, es preciso diseñar de forma correcta la precarga del resorte elástico para permitir una vida útil del mecanismo lo más larga posible y que, a su vez, permita salvar las situaciones de pérdida de adherencia.

2.3.1.4 Ventajas que presenta

A continuación, se enumeran las mejoras que presenta un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción frente a un mecanismo diferencial convencional y el resto de mecanismos diferenciales utilizados:

- No es necesario intervenir sobre el diferencial para conseguir el funcionamiento bajo condiciones de pérdida de adherencia, sino que se produce de forma automática.
- En situaciones de pérdida de adherencia, ya sea debido a superficies de baja adherencia, irregularidades que produzcan la pérdida de contacto con el suelo o aceleraciones bruscas, se evita que una rueda patine y la transmisión no sea capaz de transmitir la potencia al suelo.
- Cuando los discos de fricción se vean desgastados tras su uso, no es necesario cambiar el mecanismo al completo, sino que simplemente es necesario cambiar el paquete de discos para su correcto funcionamiento.

2.3.1.5 Inconvenientes que presenta

A continuación, se presentan los inconvenientes que van asociados al funcionamiento de un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción:

- La entrada en escena del funcionamiento bajo condiciones de pérdida de adherencia se realiza de forma brusca, lo cual puede ser molesto para el conductor cuando se está practicando una conducción tranquila y calmada.
- Debido a que se trata de un sistema de transmisión de par por fricción, su uso está limitado en función del vehículo al cual vaya destinado. Cuenta con limitaciones a la hora de transmitir cantidades elevadas de par.
- Cuando se abusa de su uso, es posible que se manifieste un desgaste prematuro del paquete de discos de fricción que genere un funcionamiento incorrecto.

2.3.2. Diferencial viscoso de deslizamiento limitado

En la imagen 1.2.7 se muestra el diferencial de deslizamiento limitado con acoplamiento viscoso, también conocido como diferencial Ferguson. En líneas generales, suele utilizarse como diferencial central entre los dos ejes del vehículo para dotarlo de tracción total en situaciones de pérdida de adherencia, aunque también puede ser utilizado entre las dos ruedas de un propio eje motriz.



Imagen 1.2.7 – Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado con acoplamiento viscoso
[Fuente: adaptación de <https://talleractual.com/>]

Constructivamente está formado por una carcasa, la cual gira de forma solidaria al eje de transmisión motriz y contiene un juego de discos sumergidos en el seno de un fluido altamente viscoso, normalmente aceite de silicona. A su vez, el juego de discos está diferenciado en dos tipos: los que giran de forma solidaria a la propia carcasa del diferencial y los que giran de forma solidaria al eje de salida. Los juegos de discos presentan unos orificios y unas ranuras por las cuales se introduce el aceite de silicona.

2.3.2.1. Función diferencial

En una situación de adherencia normal, la función diferencial se ve permitida debido a que el eje de salida simplemente es arrastrado por el eje motriz mientras que el aceite de silicona de alta viscosidad fluye entre los orificios y las ranuras del paquete de discos, lo cual permite que ambos ejes giren a distinta velocidad cuando la

diferencia de velocidad está por debajo de un límite prediseñado, el cual dependerá del fluido escogido.

2.3.2.2. Funcionamiento bajo pérdida de adherencia

Cuando este mecanismo diferencial se enfrenta a una situación en la que una de las ruedas -o uno de los ejes en el caso de que se encuentre en posición central- pierde adherencia, se genera el bloqueo mediante la fuerza tangencial que aparece en el seno del fluido altamente viscoso. Cuando se excede cierta diferencia de velocidad entre ambos ejes, la velocidad relativa entre ambos tipos de discos perforados es tan alta que el aceite de silicona no es capaz de fluir a través de los orificios, lo cual genera una fuerza tangencial de fricción que hace que ambos ejes giren de forma solidaria, siendo transmitido el par motor al tren o a la rueda con adherencia hasta que el mecanismo sea capaz de salvar la situación de pérdida de adherencia.

Es posible regular el momento en el que entrará en acción el modo de funcionamiento en condiciones de baja adherencia mediante el tipo de fluido viscoso utilizado, además de mediante el número de los discos y la forma y tamaño de los orificios y ranuras practicados en los mismos.

2.3.2.3. Ventajas que presenta

A continuación, se indican las mejoras que presenta el mecanismo diferencial Ferguson frente a un mecanismo diferencial convencional y el resto de mecanismos diferenciales utilizados:

- En situaciones de pérdida de adherencia, ya sea debido a superficies de baja adherencia, irregularidades que produzcan la pérdida de contacto con el suelo o aceleraciones bruscas, este mecanismo evita el deslizamiento de una rueda -o incluso un tren motriz completo- y es capaz de transmitir la potencia al suelo.

- Su funcionamiento, además de ser automático sin accionamiento por parte del conductor, es suave debido a que su entrada en acción no es instantánea, sino que se lleva a cabo de forma progresiva.
- No presenta desgaste en el paquete de discos, por lo que no es necesario que estos sean sustituidos tras cierto tiempo de uso.

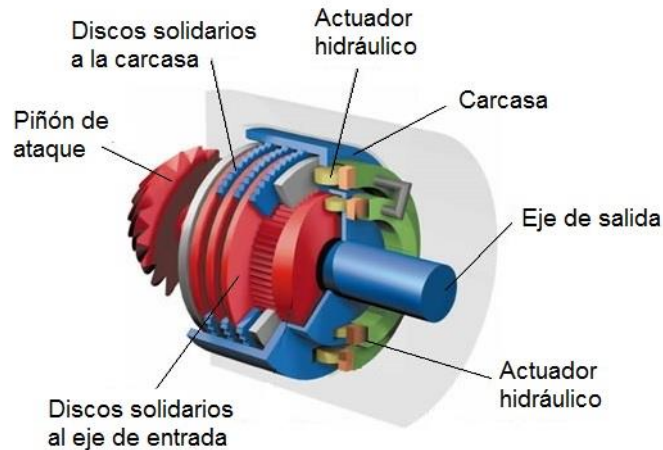
2.3.2.4. Inconvenientes que presenta

A continuación, serán presentados los inconvenientes que van asociados al funcionamiento de un mecanismo diferencial viscoso:

- La viscosidad de los fluidos es un parámetro que depende de la temperatura de los mismos. Por tanto, el funcionamiento del diferencial Ferguson será diferente en función de la temperatura del aceite de silicona, la cual puede verse alterada por la propia fricción con el paquete de discos, la radiación calorífica del motor e incluso la época del año en la que sea utilizado.
- Su funcionamiento no es instantáneo, por lo que pierde efectividad en situaciones en las que la pérdida de adherencia no sea prolongada.

2.3.3. Diferencial de deslizamiento controlado mediante sistema Haldex

El sistema diferencial Haldex (imagen 1.2.8) se trata de un mecanismo de deslizamiento controlado mediante un sistema de control electrónico. Al igual que el diferencial autoblocante viscoso, suele utilizarse en posición central en vehículos con tracción total, aunque también es posible utilizarlo entre las ruedas de un propio eje asumiendo la función diferencial.



*Imagen 1.2.8 – Mecanismo diferencial de deslizamiento controlado mediante sistema Haldex
[Fuente: adaptación de <https://www.autonocion.com/>]*

El diferencial Haldex está caracterizado por contar con un paquete de discos que, mediante la presión ejercida por medio de un cilindro hidráulico controlado por la unidad de mando, puede desarrollar un funcionamiento diferente al de un mecanismo diferencial convencional bajo las condiciones que sea preciso. Este cilindro neumático es el encargado de presionar un paquete de discos que cuenta con discos anclados de forma permanente a la carcasa y discos anclados de forma permanente al palier, colocados de manera alternativa, de igual forma que el mecanismo diferencial de deslizamiento limitado mediante discos de fricción.

2.3.3.1. Función diferencial

En el sistema Haldex, la presión ejercida sobre el paquete de discos está gestionada de forma íntegra por la unidad de mando, por lo que es posible que una rueda gire a más velocidad que otra. Cuando el vehículo está trazando una curva, la rueda exterior girará más rápido, tal y como es previsto por la trayectoria, por lo que el sistema analizará la diferencia de velocidades entre las dos ruedas -o entre los dos ejes motrices cuando se encuentra en posición central- y permitirá la diferencia de velocidad para evitar el arrastre de la rueda interior. De esta forma, queda cubierta la función diferencial del sistema.

2.3.3.2. Funcionamiento bajo pérdida de adherencia

El sistema Haldex cuenta con sensores de velocidad, por lo que es capaz de detectar la pérdida de adherencia en una de las ruedas o tren motriz sea cual sea su naturaleza: superficie de baja adherencia, aceleración brusca, pérdida de contacto con la carretera o cualquier otra. Una vez detectada la pérdida de adherencia, la unidad de mando enviará una orden a la bomba hidráulica consistente en aumentar la presión del fluido, lo cual generará la extensión del cilindro neumático que funciona como accionador y, con ello, la compresión de los discos se hace efectiva.

Al comprimir los discos, se genera una fuerza de fricción en los mismos que provoca un par de fricción resistente -similar al generado en un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos-, el cual evitará que la rueda con baja adherencia se acelere y permitirá que se continúe enviando par motriz a la rueda con buena adherencia. Dado que la gestión de este sistema es completamente electrónica, es posible controlar la fuerza de presión generada en el paquete de discos, por lo que se puede controlar a voluntad el valor del par de fricción resistente generado. Cuando está funcionando como diferencial central, es posible incluso generar un bloqueo permanente que permita que ambos ejes giren de forma solidaria, por lo que pasaría a emular el funcionamiento y características de un eje rígido.

2.3.3.3. Ventajas que presenta

A continuación, se enumeran las mejoras que presenta un sistema Haldex frente a un mecanismo diferencial convencional y el resto de mecanismos diferenciales utilizados:

- Es posible realizar una distribución de par asimétrica en función de la presión ejercida por el actuador neumático.
- Es capaz de transmitir potencia al suelo en situaciones de pérdida de adherencia, ya sea debido a superficies de baja adherencia, irregularidades que produzcan la pérdida de contacto con el suelo o aceleraciones bruscas,

evitando que una rueda patine por medio del sistema de discos de fricción controlados electrónicamente.

- Se trata de un sistema muy flexible: con una correcta puesta a punto de la electrónica, es capaz de desenvolverse en diversas situaciones.

2.3.3.4. Inconvenientes que presenta

A continuación, serán presentados los inconvenientes asociados a la elección de un sistema Haldex:

- Se trata de un sistema electrónicamente complejo que añade varios componentes al mecanismo diferencial, lo cual reduce su fiabilidad.
- Dado que se trata de un sistema de deslizamiento controlado mediante la fricción generada entre los paquetes de discos, es posible que cuente con limitaciones a la hora de transmitir un elevado par motor.
- Cuenta con un elevado coste derivado del gran número de componentes que lo forman.

2.3.4. Diferencial autoblocante Torsen

El mecanismo diferencial Torsen está caracterizado por ser capaz de gestionar el par que proporciona a cada uno de los engranajes planetarios, los cuales lo transfieren directamente a los palieres del vehículo. Su nombre proviene de la expresión inglesa *Torque Sensitive*. Constructivamente, se trata de un mecanismo radicalmente distinto al resto de mecanismos descritos anteriormente.

El diferencial Torsen está formado por un juego de engranajes helicoidales que se diferencian en dos tipos: los que actúan como planetario, los cuales giran de forma solidaria a los palieres, y los que actúan como satélite, los cuales giran de forma

solidaria a la carcasa del mecanismo diferencial. Generalmente suelen utilizarse tres parejas de engranajes satélites, aunque este número puede variar en función del par que es preciso transmitir. Las parejas de engranajes satélites están unidas entre sí por medio de un engranaje recto y, a su vez, están unidos cada uno a su respectivo engranaje planetario por medio de una rosca helicoidal.

2.3.4.1. Tipos de diferenciales Torsen existentes

En el caso del diferencial Torsen, en función de su construcción, existen tres tipos distintos de mecanismo: Torsen tipo 1, Torsen tipo 2 y Torsen tipo 3. A continuación, serán presentados estos tres distintos tipos de mecanismo.

2.3.4.1.1. Torsen tipo 1 (T-1)

En el Torsen T-1 (imagen 1.2.9) se utiliza un cruce de engranajes helicoidales para aumentar la fricción interna. Este tipo de mecanismo diferencial Torsen es capaz de trabajar con relaciones de par más altas que sus homólogos. Por el contrario, debido a su mayor robustez, es una configuración que presenta un funcionamiento más brusco y genera mayor ruido y vibraciones. Este tipo, debido a su constitución requiere una configuración e instalación muy precisa.

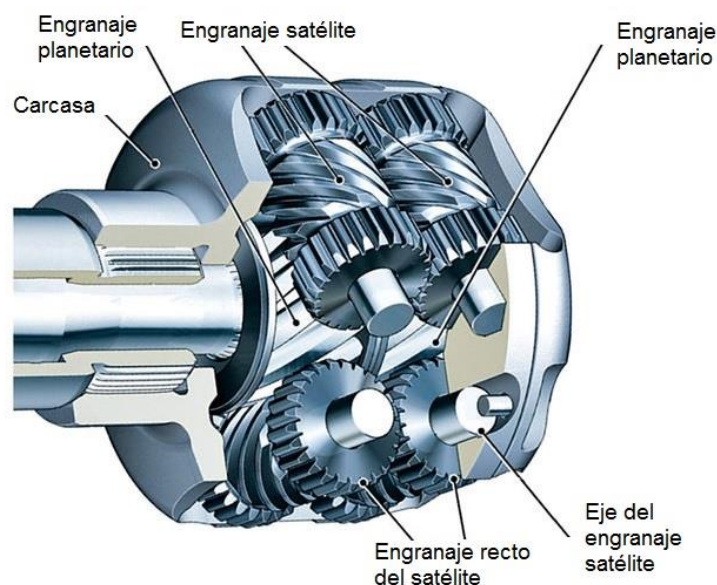


Imagen 1.2.9 – Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado Torsen tipo 1
[Fuente: adaptación de <https://www.diariomotor.com/>]

2.3.4.1.2. Torsen tipo 2 (T2)

El Torsen T-2 (imagen 1.2.10) difiere con respecto al T-1 en la posición de los engranajes satélites, ya que, en vez de estar cruzados, se encuentran en posición paralela a los planetarios. El funcionamiento es similar, con la salvedad de que no es capaz de trabajar con relaciones de par tan altas como el T-1.

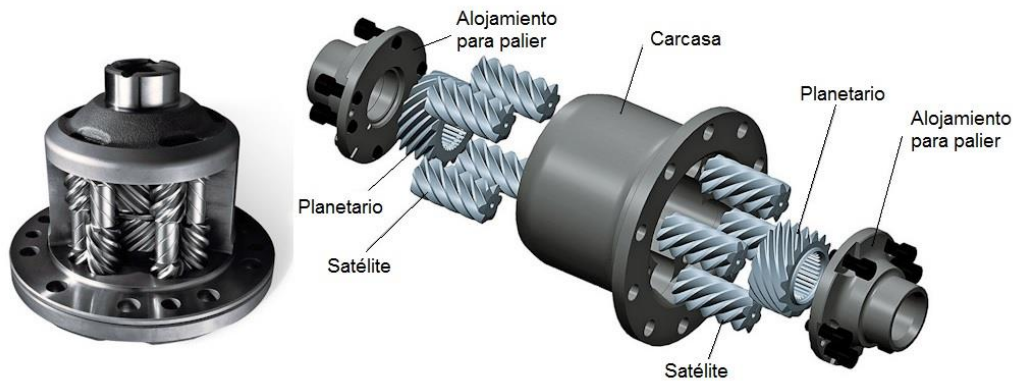


Imagen 1.2.10 – Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado Torsen tipo 2
[Fuente: adaptación de <https://www.researchgate.net/>]

2.3.4.1.3. Torsen tipo 3 (T3)

En el caso del Torsen T-3 (imagen 1.2.11), la composición de planetarios y satélites es completamente distinta, pasando de utilizar un sistema de engranajes helicoidales a un sistema orbital. La principal característica que presenta este tipo de mecanismo diferencial es que permite realizar repartos de par asimétricos, por lo que es excepcional para ser utilizado como diferencial central.

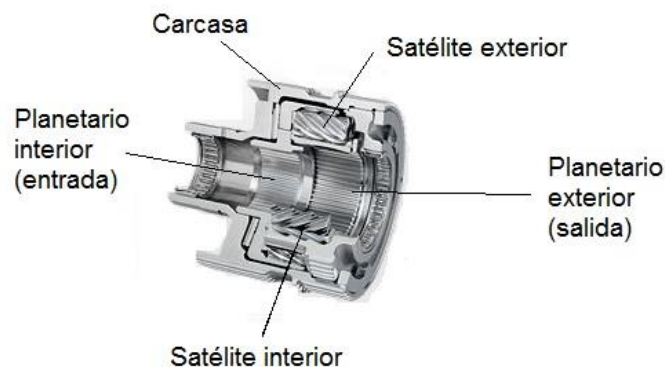


Imagen 1.2.11 – Mecanismo diferencial de deslizamiento limitado Torsen tipo 3
[Fuente: adaptación de <https://www.jtekt.co.jp/>]

2.3.4.2. Función diferencial

Ante una situación de adherencia simétrica en ambas ruedas, en una trayectoria recta, ambas ruedas girarán a la misma velocidad, por lo que no existe giro sobre su propio eje de los engranajes satélites: la potencia se transfiere directamente desde la corona del mecanismo diferencial a los engranajes planetarios por medio de los engranajes satélites, los cuales no rotarán sobre su propio eje.

Ante una trayectoria curva, la rueda exterior girará más rápido que la rueda interior, por lo que la velocidad de giro de ambos engranajes planetarios será distinta. Ante esta situación, debido a la diferencia de velocidad entre ambos engranajes planetarios, los engranajes satélites girarán sobre su propio eje y transmitirán el giro de uno a otro a través de la rosca recta que los une, por lo que la falta de velocidad de rotación necesaria en el engranaje planetario interior requerida será compatible con el exceso de velocidad de rotación del engranaje planetario exterior a la curva. De esta forma, la acción integral queda perfectamente integrada en este mecanismo diferencial.

2.3.4.3. Funcionamiento bajo pérdida de adherencia

En este tipo de mecanismo, bajo unas condiciones concretas de funcionamiento, se generará un bloqueo en ambos palieres que hará que ambas ruedas giren a la misma velocidad, como si de un eje rígido se tratase.

La función de bloqueo será efectiva una vez sobrepasado cierto nivel de diferencia de velocidad entre ambos engranajes planetarios, el cual estará establecido por medio del diseño del paquete de engranajes. Una vez sobrepasado el nivel límite de adherencia debido a una situación de pérdida de tracción, los engranajes satélites teóricamente deberían girar a una velocidad muy alta, tanto que en este caso los engranajes satélites deberían conducir al engranaje planetario de la rueda con buena adherencia, lo cual no es posible debido a la propia construcción de la rosca helicoidal de los engranajes satélites, por lo que ante esta imposibilidad de giro, el sistema se bloquea de forma instantánea y automática, y ambos engranajes planetarios giran a la misma velocidad, transmitiendo el par al correspondiente a la rueda con buena adherencia.

2.3.4.4. Ventajas que presenta

A continuación, se indican las ventajas de la utilización de un mecanismo diferencial autoblocante Torsen frente a un mecanismo diferencial convencional y el resto de mecanismos diferenciales autoblocantes:

- En situaciones de pérdida de adherencia, ya sea debido a superficies de baja adherencia, irregularidades que produzcan la pérdida de contacto con el suelo o aceleraciones bruscas, se evita que una rueda patine y la transmisión no sea capaz de transmitir la potencia al suelo.
- Su funcionamiento no está basado en un bloqueo debido al rozamiento de discos de fricción, por lo que su vida útil es ampliamente superior.
- Es capaz de distribuir el par de forma instantánea a la rueda que cuente con mayor agarre en todo momento.

2.3.4.5. Inconvenientes que presenta

A continuación, se exponen los inconvenientes que van asociados a la elección de un mecanismo diferencial autoblocante Torsen:

- Se trata de un sistema sumamente complejo y con más partes móviles que los demás tipos de mecanismo vistos anteriormente, por lo que se debe prestar especial atención a su diseño.
- Ante un desgaste del mecanismo, es necesario realizar la sustitución del sistema completo.

3. CONFIGURACIÓN DEL MECANISMO DIFERENCIAL DE DESLIZAMIENTO LIMITADO

Una vez presentados los distintos tipos de mecanismos diferenciales de deslizamiento limitado que son utilizados en la actualidad, es posible comenzar con el proceso de diseño del mecanismo diferencial de deslizamiento limitado. En primer lugar, se realiza una comparativa entre las distintas soluciones presentadas en las secciones anteriores con el fin de escoger la más adecuada.

3.1. COMPARATIVA ENTRE LAS DISTINTAS ALTERNATIVAS DE MEJORA DEL MECANISMO DIFERENCIAL CONVENCIONAL

A continuación, con el fin de resumir la información proporcionada tanto sobre los distintos tipos de diferencial expuestos anteriormente, como los sistemas de bloqueo o los sistemas electrónicos; se realizará una comparación básica entre los mismos que facilite la elección de uno de ellos en función del análisis de los puntos críticos a tener en cuenta, de modo que posteriormente se realice un análisis más exhaustivo del mecanismo elegido. En esta comparativa, se tendrán en cuenta tanto aspectos de funcionalidad como económicos desde un punto de vista cualitativo. En la siguiente tabla se indican los pros y contras de los distintos mecanismos diferenciales descritos anteriormente en función de diferentes aspectos que se han considerado más representativos de cara a una posible comparación.

	¿Permite bloquear el eje motriz simulando un eje rígido?	¿Permite salvar situaciones de baja adherencia?	¿Permite repartir el par motriz en un eje de forma asimétrica?	Coste añadido de implementación en el vehículo	Coste añadido de mantenimiento del sistema
Convencional	No	No	No	Nulo	Nulo
Bloqueo manual	Si	Si	No	Medio	Bajo
Control electrónico	No	Si	No	Bajo	Nulo
Discos de fricción	No	Si	No	Alto	Medio
Viscoso	No	Si	No	Alto	Bajo
Haldex	Si	Si	Si	Alto	Alto
Torsen	Si	Si	Si	Alto	Medio

Tabla 1.3.1 – Comparativa entre las distintas opciones de mejora del mecanismo diferencial

Como se puede apreciar, en la comparativa se parte del mecanismo diferencial convencional, el cual no permite ninguna de las funciones descritas en apartados anteriores que evitarían problemas ocasionados por pérdida de adherencia en alguna de las ruedas -o en uno de los ejes cuando el mecanismo diferencial se encuentra en posición central-, pero tampoco conlleva ningún coste adicional. Además, tampoco cuenta con ningún tipo de coste adicional respecto a sí mismo.

Se hace visible que tanto el mecanismo diferencial Torsen como el Haldex son los dos que presentan unas mayores prestaciones, aportando solución a una mayor cantidad de situaciones afrontadas por el vehículo. No obstante, no debe ser pasado por alto el aspecto financiero, puesto que se tratan de los dos mecanismos con un mayor coste asociado, tanto de implementación en el vehículo como de mantenimiento. Dado que el mecanismo diferencial Torsen presenta un menor coste de mantenimiento, será el escogido para continuar con su análisis y posterior aplicación a un automóvil de corte deportivo.

También debe ser considerado el uso de sistemas electrónicos dado que, pese a no ser capaces de repartir el par de forma asimétrica o de generar un bloqueo en el eje motriz, son capaces de salvar situaciones de pérdida de adherencia con el menor coste de implementación en el vehículo de la comparativa y un coste de mantenimiento nulo. Estas características lo convierten en una solución idónea para ser combinada con los demás sistemas.

3.2. ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN ESCOGIDA: MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN

Tras la elección del mecanismo diferencial Torsen en el anterior estudio comparativo realizado de forma básica, es momento de realizar un estudio técnico en cuanto al modo de funcionamiento de este mecanismo. Dado que se trata de una configuración más resistente, se partirá de una geometría de diferencial Torsen tipo 1 comercial -dado que este tipo de mecanismo diferencial Torsen es capaz de trabajar con valores de par más altos que los demás tipos, tal y como ha sido explicado en el apartado 2.3.4.1.1- con un ángulo de presión normalizado de 20° y un ángulo de rosca de 45°, cuyas dimensiones pueden ser consultadas en el documento 3: planos. Dado

que las situaciones con buena adherencia no presentan ningún problema en este tipo de mecanismos diferenciales, se pasará a estudiar las situaciones en las que hay una diferencia de adherencia entre las dos ruedas motrices -o entre ambos ejes cuando el mecanismo está colocado en posición central-.

El motivo de la elección de un ángulo de rosca de 45° está basado en optimizar la vida útil del mecanismo diferencial de deslizamiento limitado, ya que de esta forma se disminuirá el desgaste del mecanismo en las situaciones más frecuentes: cuando el vehículo goza de buena adherencia en todas las ruedas. En cambio, se ha seleccionado un ángulo de presión de 20° en lugar de 25° para minimizar las pérdidas mecánicas en la transmisión de potencia. Las dimensiones del mecanismo diferencial Torsen escogidas han sido seleccionadas mediante ingeniería inversa, de forma que ha sido seleccionado un mecanismo diferencial con similares dimensiones a las utilizadas en vehículos de características equivalentes.

Para realizar este estudio, se debe introducir el concepto de *Torque Bias Ratio* (TBR), es decir, la relación de transmisión de par entre ambas ruedas. Este valor es el que nos indica la relación entre cuánto par es posible transmitir por la rueda con buena adherencia y cuánto par es posible transmitir por la rueda con mala adherencia antes de llegar a una situación de deslizamiento de las ruedas.

Antes de continuar, es preciso comprender que la transmisión del vehículo será capaz de enviar al suelo tanto par como las ruedas sean capaces de transmitir, siendo su valor máximo el par resistente generado por el propio peso del vehículo y el coeficiente de fricción existente entre el asfalto y el neumático; y en caso de que el par motriz sea mayor que el par resistente que experimentan las ruedas, la rueda patinará.

Cuando se somete una de las dos ruedas a una situación de pérdida de adherencia, el TBR nos permitirá conocer cuánto par motriz es posible enviar a la rueda contraria sin generar que la rueda con baja adherencia comience a patinar. Siendo M_{P2} el par resistente existente en el planetario de la rueda con buena adherencia y M_{P1} el par resistente existente en el planetario de la rueda que se encuentra en una situación de pérdida de adherencia, podemos expresar este parámetro como:

$$TBR = \frac{M_{P2}}{M_{P1}}$$

Expresión 1.1

En primer lugar, es preciso comprender de qué parámetros depende esta relación de pares. Básicamente, está generado por las fuerzas de fricción internas que se dan en las piezas móviles del mecanismo diferencial. Si tenemos en cuenta el rozamiento existente en la superficie de contacto de los planetarios con los satélites y el rozamiento existente en los cojinetes de los satélites, tanto radial como axial; el TBR estará influido por:

Coeficiente de fricción entre la pareja de planetario y satélite: ϕ_f

Coeficiente de fricción en los cojinetes de los planetarios: ϕ_{ax}

Radio del cojinete radial del tornillo: r_c

Radio del cojinete axial del tornillo: r_{ax}

Ángulo existente entre la pareja de planetario y satélite: γ

Ángulo de rosca de los engranajes helicoidales: β

Tras realizar un análisis de transmisión esfuerzos en el mecanismo diferencial Torsen, el cual se encuentra desarrollado en la sección 1 del anexo, podemos presentar el valor del TBR como:

$$TBR = \frac{\tan(\beta + \phi_f) + \tan(\phi_{ax}) \cdot \left(1 + \frac{r_c \cdot \tan(\gamma)}{r_{ax} \cdot \cos(\beta)}\right)}{\tan(\beta - \phi_f) - \tan(\phi_{ax}) \cdot \left(1 + \frac{r_c \cdot \tan(\gamma)}{r_{ax} \cdot \cos(\beta)}\right)}$$

Expresión 1.2

A continuación, fijando todos los parámetros menos el ángulo de rosca -dado que es el parámetro más susceptible de alterar-, se podrá observar cómo evoluciona el TBR en función de dicho parámetro. Será posible apreciar su resultado

(imagen 1.3.1) tanto teniendo en cuenta todos los parámetros comentados anteriormente, como teniendo en cuenta únicamente el rozamiento entre la pareja planetario y satélite. Los valores de los parámetros fijados son:

$$\phi_f = \phi_{ax} = 2,86^\circ$$

$$\gamma = 10^\circ$$

$$r_c = 10 \text{ mm}$$

$$r_{ax} = 15 \text{ mm}$$

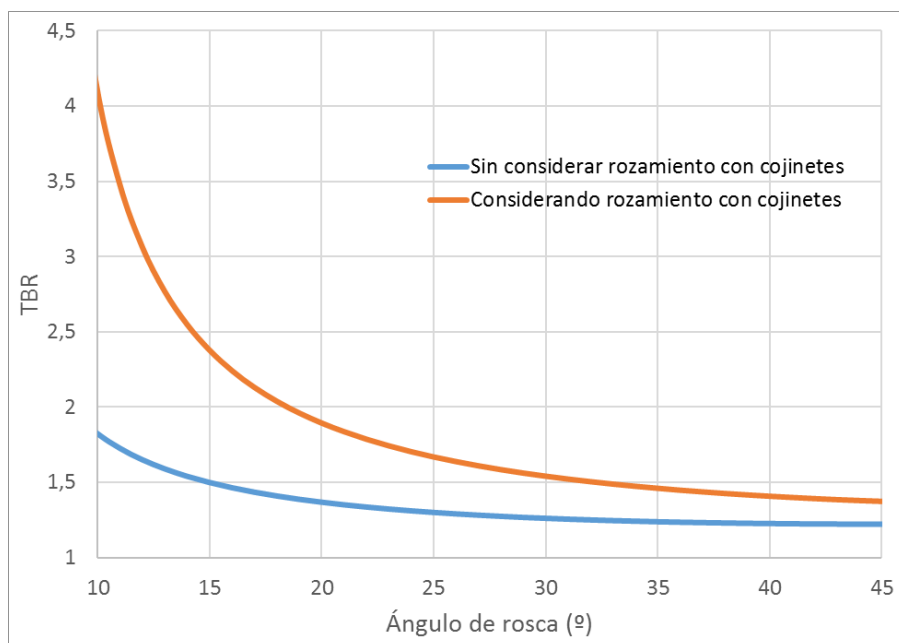


Imagen 1.3.1 – Ejemplo de distribución del TBR en función del ángulo de rosca

3.2.1. Análisis de los resultados obtenidos

En el análisis realizado sobre la capacidad de transmisión de par entre los dos engranajes planetarios del mecanismo diferencial Torsen, se ha podido apreciar un aumento del parámetro TBR que tiende a infinito cuando el ángulo de rosca del engranaje satélite decrece; lo cual era de esperar debido a que aumenta el rozamiento.

Como queda patente en el estudio realizado, el aumento del TBR está directamente relacionado con la disminución del ángulo de rosca debido a que se aumenta la fricción. Se debe tener en cuenta que, al llegar a este punto, existen dos vertientes distintas: obtener un gran TBR a costa de aumentar el desgaste del mecanismo o aumentar la vida útil del mecanismo a costa de obtener un TBR menor. Dado que este mecanismo de deslizamiento limitado se instalará en un automóvil de corte deportivo, pero con uso alejado de la competición, resulta más eficiente una configuración que no exija la sustitución del mecanismo cada poco tiempo.

3.2.2. Deficiencias detectadas en el mecanismo escogido

Pese a tratarse del mecanismo diferencial que presenta mayores ventajas respecto a los demás mecanismos, ha sido detectada una enorme deficiencia en su funcionamiento: la situación de pérdida de contacto de una de las ruedas con el terreno. El mecanismo diferencial Torsen es capaz de enviar par motriz a una rueda con buena adherencia cuando la rueda contraria pierde adherencia en una magnitud que, a lo sumo, resulta ser el producto del TBR por el par resistente manifestado en la rueda con baja adherencia.

Es decir, cuando una de las ruedas pierde la totalidad de la adherencia con el terreno; por ejemplo, quedando en el aire, el mecanismo no será capaz de enviar par motriz a la rueda contraria debido a que el par resistente en la rueda que ha perdido la adherencia con el terreno es nulo, por lo que el producto entre dicho par resistente y el TBR será nulo, en cualquier caso. Bien es cierto que el par resistente nunca será completamente nulo en una rueda que pierda totalmente el contacto con el terreno debido a los pequeños rozamientos que existen en los elementos de unión de la misma. No obstante, este pequeño par resistente residual no es suficiente para su correcto funcionamiento.

En otra perspectiva, no debe olvidarse la situación opuesta: una situación con la máxima adherencia posible en ambas ruedas. Cuando el vehículo se enfrente a una curva muy cerrada a baja velocidad, es decir, una curva con un radio de giro muy pequeño, el diferencial de velocidades de giro entre la rueda interior y la rueda exterior

será máximo. Esta situación generará un enorme rozamiento en los engranajes del mecanismo diferencial, lo cual supondrá una gran generación de calor y un gran rozamiento en las superficies de contacto. Por tanto, pese a cumplir con su cometido a la perfección, el mecanismo experimentará un desgaste muy elevado que acortará su vida útil.

3.3. PROPUESTA DE MEJORA PARA LA SOLUCIÓN ESCOGIDA: ESP

Como se ha hecho presente anteriormente, el principal problema de la utilización de un mecanismo diferencial Torsen se centra en las situaciones en las que una de las dos ruedas pierde adherencia, momento en el que el diferencial será incapaz de transmitir par motriz a la rueda que cuenta con mejor adherencia.

Este problema podría solucionarse de diversas formas, pero existe una de ellas que, además de ser efectiva, no introduce demasiada complejidad en el mecanismo: la introducción de un sistema de control de la estabilidad (imagen 1.3.2), es decir, un sistema que actuará sobre los frenos del vehículo de forma independiente en cada una de las ruedas para conseguir un momento resistente que permita transmitir el par motriz al terreno.

Mediante sensores de velocidad de rotación, el sistema será capaz de detectar el patinaje en la rueda que pierda severa o totalmente la adherencia con el terreno, de forma que será capaz de actuar sobre el sistema de frenado de esa rueda de forma independiente al resto, consiguiendo generar un par resistente en sentido opuesto al de rotación de la rueda. Así, se transmitirá este par resistente a la rueda con adherencia y el mecanismo diferencial será capaz de enviar el par motriz a esta rueda, consiguiendo salvar la situación de pérdida de adherencia.

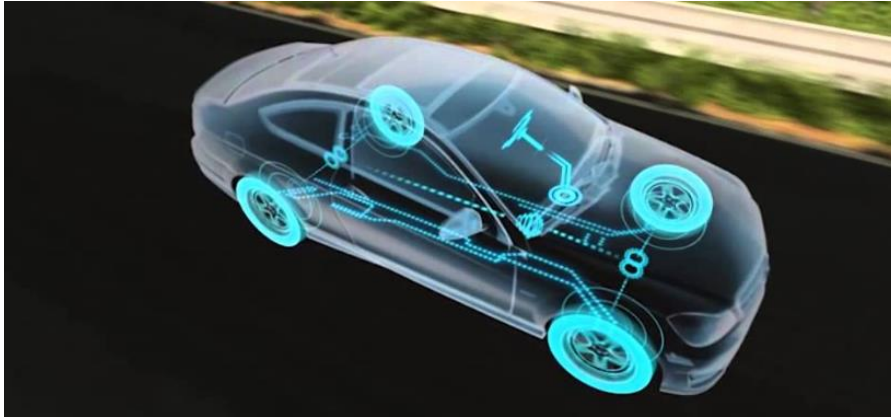


Imagen 1.3.2 – Esquematación del sistema ESP

[Fuente: adaptación de <https://makeagif.com/gif/esp-sistema-de-control-de-estabilidad-5OoR2m>]

Este sistema sólo entrará en funcionamiento en las situaciones en las que el mecanismo diferencial Torsen no es capaz de generar tracción, de forma que se conseguirá una tracción en todo momento mediante el uso compaginado de un mecanismo de deslizamiento limitado y el apoyo de sistemas electrónicos.

3.3.1. Historia del sistema ESP

El control de estabilidad vio la luz en el año 1995 de la mano de Bosch, en colaboración con Mercedes Benz. En su concepción, el sistema de control de estabilidad actuaría cuando el vehículo perdiese la trayectoria marcada por el conductor con el volante en una situación de pérdida de adherencia, tal y como se puede apreciar en la imagen 1.3.3.



Imagen 1.3.3 – Importancia del sistema ESP como control de trayectoria

[Fuente: adaptación de <https://www.parentesis.com/>]

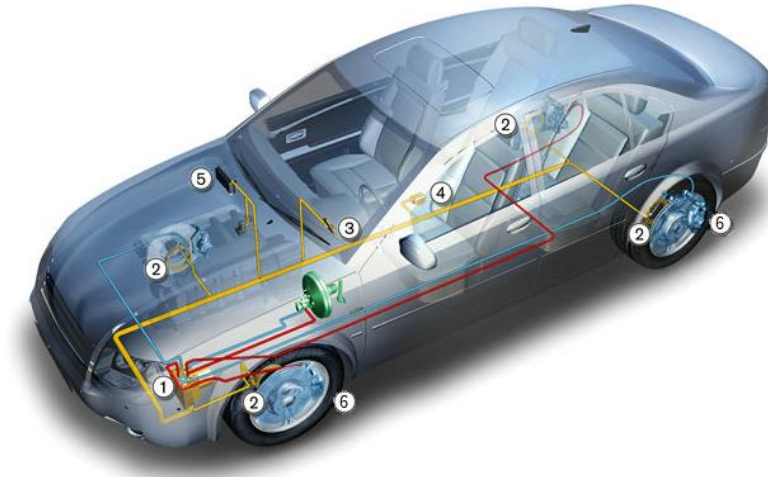
Este sistema, en la actualidad, es de obligada incorporación en los vehículos fabricados a partir de noviembre de 2014. Con su introducción en el parque automóvil, se han conseguido reducir en un 80% los accidentes que tienen como origen una pérdida de adherencia involuntaria.

3.3.2 Funcionamiento del sistema ESP

El sistema ESP está compuesto por tres elementos básicos: Sensores que recogen la información tanto de la trayectoria deseada, como de la adherencia de las ruedas del vehículo; actuadores para el sistema de frenado, los cuales actuarán de forma independiente y la unidad de control electrónico, la cual analizará los datos recogidos por los sensores con una frecuencia de trabajo de aproximadamente 30 Hz y, en caso de ser necesario, generará una orden de trabajo para los actuadores de frenado.

En la figura 1.3.4, se muestran enumerados los elementos que componen el sistema ESP, los cuales se indican a continuación:

- 1: Unidad hidráulica
- 2: Sensor de velocidad de giro de las ruedas
- 3: Sensor de ángulo de giro del volante
- 4: Acelerómetro
- 5: Unidad de control electrónico
- 6: Actuadores individuales de frenado



*Imagen 1.3.4 – Elementos que componen el sistema ESP
[Fuente: adaptación de <https://www.pruebaderuta.com/>]*

En función de la información recibida por parte de la unidad de control electrónico, el sistema hidráulico mandará la presión necesaria a cada uno de los actuadores individuales de frenada de forma que el vehículo sea capaz de volver a la trazada deseada.

3.3.3 Aplicación del sistema ESP a un mecanismo diferencial

Pese a que el sistema de control de estabilidad nació con la función de evitar problemas de pérdida de la trazada con el vehículo en movimiento, también es posible que desarrolle su potencial para asistir a un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado en las situaciones en las que este tipo de mecanismos presentan carencias.

El mecanismo diferencial Torsen, como fue comentado anteriormente, presenta una gran deficiencia cuando una de las ruedas pierde en gran medida o totalmente la adherencia: el mecanismo no será capaz de enviar par motriz a la rueda contraria debido a que el par resistente en la rueda que ha perdido la adherencia con el terreno es nulo, por lo que el producto entre dicho par resistente y el TBR será nulo. En esta situación es cuando el sistema ESP es de crucial importancia, debido a su capacidad para aplicar una fuerza de frenado a cada una de las ruedas de forma independiente.

Cuando una de las ruedas quede en el aire y el mecanismo diferencial no sea capaz de enviar par motriz a la rueda con buena adherencia, el sistema ESP aplicará una fuerza de frenado a la rueda que se encuentra en el aire, de modo que generará un momento resistente en sentido contrario al movimiento de giro de la rueda, permitiendo que se transmita par motriz a la rueda con buena adherencia. Una vez salvada esta breve situación de asistencia por parte del sistema ESP, el mecanismo diferencial de deslizamiento limitado funcionará de nuevo de forma autónoma.

3.3.4 Ventajas de utilizar un mecanismo diferencial Torsen apoyado con un sistema ESP

La principal ventaja de unir el funcionamiento de estos dos sistemas reside en que el vehículo será capaz de evitar las situaciones en las que no sea capaz de enviar par motriz al terreno. De este modo, donde el mecanismo diferencial Torsen no era capaz de salvar ciertas situaciones de motricidad, el conjunto será capaz de lidiar con ellas.

Otra ventaja que se debe tener en cuenta es que, pese a funcionar de forma conjunta en determinadas situaciones, se trata de dos sistemas de construcción totalmente independiente, por lo que no se incrementará la complejidad de diseño de ninguno de los sistemas de forma individual. Tan sólo sería necesario programar la unidad de control del sistema ESP para que actúe en las situaciones en las que el funcionamiento del mecanismo diferencial de deslizamiento limitado es deficiente.

Por último, no debe olvidarse el aspecto económico: dado que desde el año 2014 todos los vehículos deben incorporar el sistema ESP, no sería necesaria una inversión económica adicional, sino que simplemente es preciso conjugar ambos sistemas.

3.3.5 Inconvenientes de utilizar un mecanismo diferencial Torsen apoyado con un sistema ESP

Dado que el sistema ESP actúa directamente sobre el frenado del vehículo, es posible que se genere un desgaste prematuro sobre el sistema de frenado si se aplica

un uso agresivo al vehículo en el que este sistema tenga que actuar de forma repetida. No obstante, es preciso tener en cuenta que esto sólo sucedería si el vehículo experimenta un uso prolongado agresivo y, como es lógico, siempre va a estar sometido a mayor desgaste en todos sus componentes en este tipo de uso.

4. MATERIAL ESCOGIDO PARA LA FABRICACIÓN DEL MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN

En el presente apartado, se llevará a cabo la elección justificada de materiales para la construcción del mecanismo diferencial de deslizamiento limitado escogido. Esta elección de materiales dará pie a continuar en próximos apartados con el diseño del proceso de fabricación del mecanismo diferencial.

Para llevar a cabo la elección de materiales, se escogerá un vehículo al cual será acoplado dicho mecanismo diferencial. A partir de las características del motor y la transmisión de dicho vehículo, se realizará un análisis siguiendo el criterio de resistencia para conocer los requerimientos del material.

4.1. VEHÍCULO ESCOGIDO

El vehículo para el cual será diseñado el mecanismo diferencial de deslizamiento limitado será un automóvil de corte deportivo con tracción trasera, de forma que sea posible aprovechar al máximo las características de este tipo de mecanismo diferencial.

El vehículo seleccionado es un Mazda MX-5 con motor 1.8 de la generación NC. A continuación, serán reunidas las características más importantes para el diseño y dimensionado del mecanismo diferencial de deslizamiento limitado, las cuales han sido obtenidas a partir de la ficha técnica del vehículo, consultada en la página web <https://www.km77.com/>.

- Cilindrada del vehículo: 1.798 cm³
- Potencia máxima: 93 kW (126 CV) a 6.500 rpm
- Par máximo: 167 Nm a 4.500 rpm
- Tipo de transmisión: Manual de 5 velocidades. Desarrollos:
 - 1ª: 9,1 km/h cada 1000 rpm.
 - 2ª: 15,2 km/h cada 1000 rpm.
 - 3ª: 21,5 km/h cada 1000 rpm.
 - 4ª: 28,6 km/h cada 1000 rpm.
 - 5ª: 35,2 km/h cada 1000 rpm.



Imagen 1.4.1 – Mazda MX-5 1.8 Style Roadster Coupé [Fuente: <https://www.km77.com/>]

En base a las características del vehículo, es posible apreciar que el par motor máximo será de 167 Nm. Esta característica, asociada a la primera relación de velocidades, compone la situación más desfavorable para el mecanismo diferencial escogido.

Los neumáticos traseros, los cuales actúan como motrices en este vehículo, tienen un perfil de 50 milímetros con una llanta de 16 pulgadas de diámetro, lo cual desemboca en un diámetro de rueda igual a 506 mm considerando el neumático como un sólido indeformable. A partir de esta dimensión, para una velocidad de giro del

motor de 1000 revoluciones por minuto, se puede obtener la relación de transmisión directa de la primera velocidad, para la cual el par será máximo.

$$9,1 \frac{km}{h} \cdot 1000 \frac{m}{km} \cdot \frac{h}{60 min} \cdot \frac{1 rev}{\pi \cdot 0,506 m} = 95,4 \text{ rpm} \quad \text{Expresión 1.3}$$

Es decir, por cada 1000 revoluciones en el eje del cigüeñal del vehículo, las ruedas girarán 95,4 revoluciones. Para obtener un resultado lo más real posible, será considerado un rendimiento de la transmisión estándar igual al 90%. Por tanto, realizando un balance de potencias entre la potencia aportada por el motor y la potencia de salida por los planetarios del vehículo, y teniendo en cuenta un reparto entre los dos planetarios del par motriz, es posible obtener el par máximo que transmitirán los planetarios a las ruedas motrices.

$$N_{motriz} \cdot \eta_{transmisión} = N_{salida} \quad \text{Expresión 1.4}$$

Utilizando la expresión 1.4:

$$1000 \cdot 167 \cdot 0,9 = 2 \cdot 95,4 \cdot T_{planetario} \rightarrow T_{planetario} = 788 \text{ Nm}$$

Como es posible apreciar, pese a que el motor cuenta con un par máximo de 167 Nm, los planetarios del vehículo deben ser capaces de soportar un par máximo de hasta 788 Nm.

En el caso de los satélites, dado que la relación de transmisión es de dos revoluciones en el satélite por cada revolución del planetario, los satélites deben ser capaces de resistir un par de 394 Nm en conjunto. Al haber tres satélites por cada planetario, cada uno de los satélites deberá resistir un par de torsión de 132 Nm.

4.2. APLICACIÓN DEL CRITERIO DE RESISTENCIA

En este apartado, serán presentados los resultados obtenidos en el estudio de resistencia llevado a cabo de forma detallada en el tercer apartado del documento anexo. En dicho documento, además de la realización de cálculos manuales, se ha aplicado la utilización del software Ansys para analizar una de las situaciones mediante elementos finitos.

Una vez definidas las máximas tensiones soportadas por cada uno de los componentes, se escogerá el material con el que será fabricado el mecanismo diferencial Torsen.

4.2.1. Presentación de los resultados obtenidos

A continuación, serán presentadas las tensiones máximas soportadas por cada uno de los componentes del mecanismo diferencial Torsen, a modo de resumen, con el fin de seleccionar un material que sea capaz de soportar dichas tensiones y cumplir correctamente con los requerimientos de resistencia. Dichos valores serán representados en la siguiente tabla atendiendo al carácter de cada una de las tensiones.

	Tracción máxima (MPa)	Compresión máxima (MPa)
Engranajes rectos	437	1.041
Planetarios	387	537
Satélites	574	752

Tabla 1.4.1 – Resumen de las tensiones obtenidas en el análisis de tensiones realizado

4.2.2. Elección del material en función de los resultados obtenidos

En base a los datos obtenidos a partir del análisis de tensiones realizado de forma anterior, es preciso el uso de un material con un límite elástico superior a 1.041 MPa para evitar deformaciones permanentes en los dientes de los engranajes.

En el mercado actual, existen muchas variedades de acero que cumplen con dicho requisito. No obstante, dado que es conveniente ofrecer cierto coeficiente de seguridad, ha sido seleccionado el acero Strenx 1300 -generalmente utilizado en componentes estructurales y que cuenta con una alta resistencia frente a fracturas-, el cual cuenta con la siguiente composición, obtenida directamente de su fabricante:

Composición del acero Strenx 1300									
C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Cr (%)	Cu (%)	Ni (%)	Mo (%)	B (%)
0,25	0,5	1,4	0,01	0,003	0,8	0,3	3	0,7	0,005

Tabla 1.4.2 – Composición del material seleccionado, acero Strenx 1300

El acero Strenx 1300 cuenta con una resistencia a la fluencia mínima de 1300 MPa y una tensión de rotura comprendida entre 1400 y 1700 MPa. Por tanto, cumple con los requerimientos de aplicación para un mecanismo diferencial Torsen en la más desfavorable de las situaciones y es capaz de ofrecer un coeficiente de seguridad igual a 1,25 en cuanto al criterio de elasticidad.

5. PROCESO DE FABRICACIÓN DEL MECANISMO DIFERENCIAL TORSEN ESCOGIDO

En el presente apartado, se lleva a cabo el diseño del proceso necesario para la fabricación del mecanismo diferencial Torsen, el cual será fabricado con acero Strenx 1300. Dado que este estudio ha estado enfocado en los componentes principales del mecanismo diferencial, planetarios y satélites, el proceso de fabricación estará enfocado igualmente en estos dos componentes.

La fabricación del mecanismo diferencial Torsen estará dividida en 4 etapas, las cuales se indican a continuación:

- Recepción y revisión de la materia prima.
- Fabricación de los engranajes satélites.
- Fabricación de los engranajes planetarios.
- Control de calidad.

A continuación, se describen cada una de las etapas del proceso de fabricación del mecanismo diferencial Torsen.

5.1. RECEPCIÓN Y REVISIÓN DE LA MATERIA PRIMA

La materia prima utilizada escogida para la fabricación de los engranajes, como ha sido comentado anteriormente, será acero Strenx 1300. La materia prima será proporcionada por el fabricante SSAB, especialista en el desarrollo de aceros de alta resistencia.

La materia prima será recibida en formato de barras cilíndricas de dos pulgadas de diámetro para la fabricación de los satélites y de dos pulgadas y media para la fabricación de los planetarios. Ambas barras tendrán una longitud de diez metros.

Tras la recepción de las materias primas, se realizará un test previo a la fabricación para verificar las propiedades de cada una de las barras. Para ello, se realizarán ensayos de tracción según la norma ASTM E8 y ensayos de dureza según la norma ASTM E10.

5.2. FABRICACIÓN DE LOS ENGRANAJES SATÉLITES

La fabricación de los engranajes satélites estará dividida en tres etapas bien diferenciadas. En primer lugar, se realizará un mecanizado del componente, el cual recibirá un tratamiento térmico posteriormente y, para finalizar con su fabricación, será preciso realizar un segundo mecanizado de rectificación.

5.2.1. Mecanizado de los engranajes satélites

Tras la recepción y posterior comprobación de la materia prima en forma de barras cilíndricas de dos pulgadas de diámetro, el primer paso será realizar un cilindrado para rebajar el diámetro hasta conseguir un cilindro de 44 mm de diámetro, el cual se corresponde con el diámetro máximo en los engranajes rectos de los satélites. Se realizará además un cilindrado en la zona interior, dejando 7,5 mm a cada extremo, hasta conseguir un diámetro central de 32,28 mm. De esta forma, se obtendrá la preforma base.

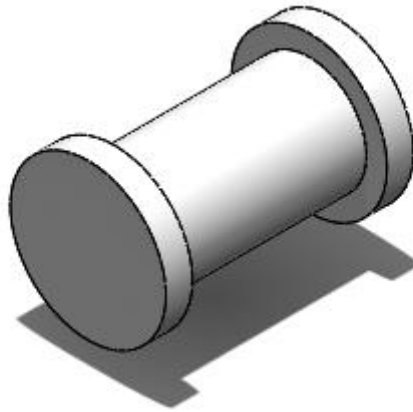


Imagen 1.5.1 – Fabricación del satélite, preforma

Una vez obtenida la preforma base del satélite, se realizará un taladrado para generar el alojamiento, de 15 mm de diámetro, del eje que atravesará a dicho componente.

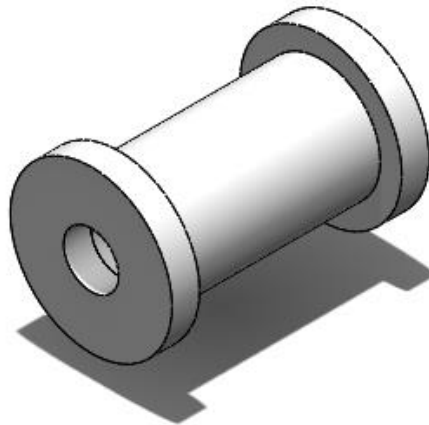


Imagen 1.5.2 – Fabricación del satélite, preforma con alojamiento

El tercer paso básico será la generación de los dientes de los engranajes rectos del satélite. Dado que se trata de una rosca recta sin geometrías complejas, será utilizado un proceso de fresado utilizando un tallador de engranajes como herramienta de corte.

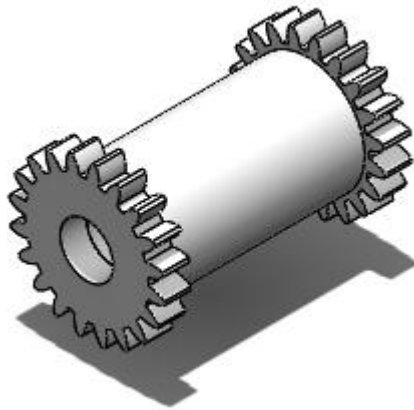


Imagen 1.5.3 – Fabricación del satélite, preforma taladrada con rosca recta

Para finalizar con el mecanizado del engranaje satélite, es preciso realizar el tallado de la rosca helicoidal interior, la cual conecta con la rosca de los planetarios. Dado que, por la geometría del componente, no es posible el uso de un tallador de engranajes, en este caso se optará por un fresado de precisión para generar la rosca helicoidal.

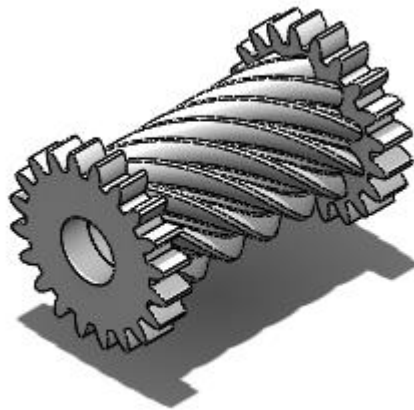


Imagen 1.5.4 – Satélite del mecanismo diferencial Torsen

5.2.2. Tratamiento térmico

Dado que los componentes de un mecanismo diferencial Torsen estarán expuestos a grandes esfuerzos de contacto, es de vital importancia que cuenten con una alta dureza superficial y un núcleo tenaz. Por ello, tras el mecanizado de este componente, será realizado un tratamiento térmico especialmente diseñado para este componente, el cual trata de un proceso de cementación seguido de un temple y finalizado con un revenido.

El objetivo de esta sucesión de tratamientos es conseguir una superficie extremadamente dura, pero a la vez una sección que no sea frágil. A continuación, en la imagen inferior, será presentado un esquema del tratamiento térmico diseñado.

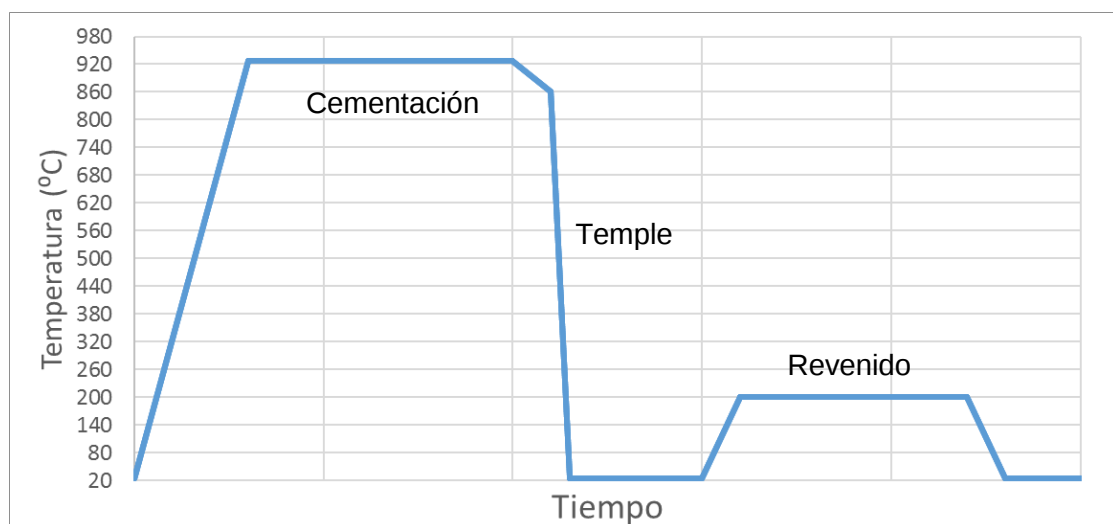


Imagen 1.5.5 – Esquema del tratamiento térmico diseñado

5.2.2.1. Cementación

La cementación es un tratamiento termoquímico que consiste en la exposición a altas temperaturas en una atmósfera rica en carbono del componente tratado. De esta forma, mediante la difusión atómica del carbono, se consigue una superficie con una composición más rica en carbono que el resto del componente.

En este caso, tal y como ha sido escogido de forma justificada en el cuarto apartado del anexo, la cementación será realizada a una temperatura de 927 °C, durante una hora y cuarenta y cinco minutos.

5.2.2.2. Temple

Una vez completado el proceso de cementación de los componentes tratados, se aplicará el segundo procedimiento: el temple. Se trata de un tratamiento térmico con el objetivo de, una vez más, aumentar la dureza del material.

Dado que el acero Strenx 1300 cuenta con 0,25% de carbono en su composición estándar, la temperatura a la que se partirá en el temple será de 860 °C. Se aprovechará el calor aportado al material durante la cementación; por lo que, tras cumplir el tiempo requerido para conseguir realizar de forma correcta la cementación, los componentes se enfriarán lentamente en el propio horno hasta la temperatura de temple. Una vez alcanzada dicha temperatura, se enfriarán los componentes de forma rápida en un baño de aceite.

5.2.2.3. Revenido

En temple, pese a aportar un gran aumento de dureza a los componentes, también los vuelve mucho más frágiles. Este es el motivo de que se precise de un último tratamiento previo para conseguir las cualidades requeridas en los engranajes de un mecanismo diferencial Torsen. El revenido reducirá las tensiones internas que han sido generadas en el proceso de temple, por lo que los engranajes pasarán a ser más dúctiles sin perder demasiada dureza.

Tras aplicar este tratamiento térmico, compuesto por tres procesos distintos, el objetivo será unos engranajes con la superficie más dura que inicialmente, pero un núcleo dúctil que evite que los engranajes se rompan ante los esfuerzos a los que estarán sometidos.

5.2.3. Rectificado de los engranajes satélites

Una vez finalizado el tratamiento térmico, debido a las distintas elongaciones y contracciones generadas por los cambios de temperatura, la forma de los satélites del mecanismo diferencial Torsen se habrá visto levemente alterada. Por tanto, mediante un rectificado de precisión, los satélites volverán a contar con la forma deseada con unas mínimas tolerancias de fabricación.

5.3. FABRICACIÓN DE LOS ENGRANAJES PLANETARIOS

La fabricación de los engranajes planetarios, de igual forma que ocurría con los engranajes satélites, estará compuesta por tres etapas bien diferenciadas. Estas tres etapas serán las mismas que en el caso descrito anteriormente.

5.3.1. Mecanizado de los engranajes planetarios

Tras la recepción y posterior comprobación de la materia prima en forma de barras cilíndricas de dos pulgadas y media de diámetro, se realizará un cilindrado inicial para rebajar el diámetro hasta conseguir un cilindro de 60,57 mm de diámetro, el cual se corresponde con el diámetro máximo de los dientes de este componente.

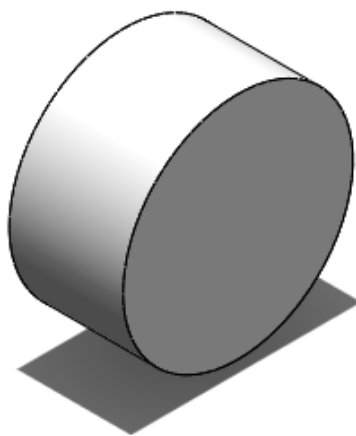


Imagen 1.5.6 – Fabricación del planetario, preforma

Una vez obtenida la preforma base del planetario, se realizará un taladrado para generar el hueco, de 15 mm de diámetro, donde irán alojado el anclaje que conecta cada planetario con su respectivo palier.

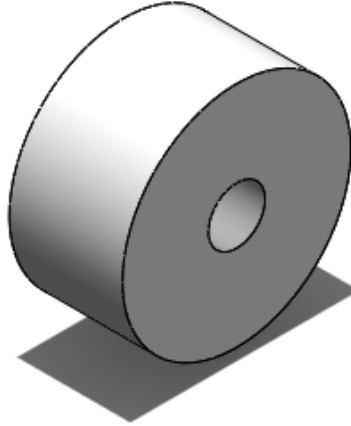


Imagen 1.5.7 – Fabricación del planetario, preforma con alojamiento

Para finalizar con el mecanizado del engranaje planetario, es preciso realizar el tallado de la rosca helicoidal interior, la cual conecta con la rosca de los satélites. Al contrario que ocurría en el caso de los engranajes satélites, en este caso sí que se puede realizar el tallado de la rosca de forma directa mediante el uso de una fresa talladora de engranajes.

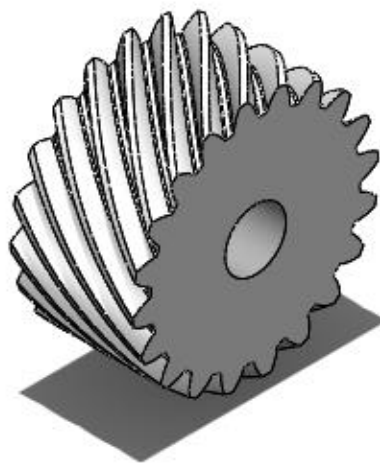


Imagen 1.5.8 – Planetario del mecanismo diferencial Torsen

5.3.2. Tratamiento térmico

El tratamiento térmico aplicado a los engranajes planetarios será el mismo que ha sido explicado para los engranajes satélites en el apartado 5.2.2

5.3.3. Rectificado de los engranajes planetarios

Al igual que en el proceso de fabricación de los satélites, mediante un rectificado de precisión, los planetarios volverán a contar con la forma deseada con unas mínimas tolerancias de fabricación tras las elongaciones y contracciones sufridas durante la aplicación del tratamiento térmico.

5.4. CONTROL DE CALIDAD

Tras la fabricación de ambos componentes, se precisa comprobar las cualidades tanto estructurales como geométricas de los planetarios y de los satélites. Para ello, comprobar la integridad estructural de los componentes, se llevarán a cabo ensayos de dureza y torsión. En cambio, la comprobación de la geometría será analizada aplicando el criterio de inspección por atributos. En ambos casos, la inspección será realizada tomando una muestra del lote de forma aleatoria.

5.4.1. Comprobación de la integridad estructural de los elementos

Para comprobar la resistencia tanto de los planetarios como de los satélites fabricados, se realizarán en ambos casos ensayos de torsión que permitan medir la tensión generada en los dientes y sus deformaciones. Además, serán complementados con ensayos de dureza superficial en los dientes de los engranajes para verificar dicho parámetro.

5.4.2. Comprobación de la geometría de los elementos

En función del componente al cual se vaya a realizar la comprobación, se llevará a cabo un procedimiento totalmente distinto a los planetarios y a los satélites.

5.4.2.1. Comprobación de la geometría de los planetarios

Dado que la geometría de los planetarios es más simple que la de los satélites, la comprobación de la rosca helicoidal será comprobada mediante el paso por un calibre del tipo pasa/no pasa.

Para comprobar la planitud de las caras laterales de este componente, serán aplicados procedimientos ópticos: se apoyará cada una de las caras frente a una superficie calibrada de referencia, proyectando un haz de luz, por lo que en caso de obtener una superficie irregular, el haz de luz atravesará la unión entre el planetario y la superficie calibrada.

5.4.2.2. Comprobación de la geometría de los satélites

En este caso, es preciso comprobar la geometría de dos roscas distintas. El caso de los dientes rectos de los satélites no presenta problema, por lo que es posible comprobar su geometría con un calibre del tipo pasa/no pasa. En cambio, para comprobar la geometría de la rosca helicoidal, debido a la compleja geometría de este componente, es necesario el uso de un reloj comparador equipado en un centro de control numérico computarizado.

Para comprobar la planitud de las caras laterales, se realizará el mismo procedimiento óptico descrito anteriormente para el caso de los planetarios.

6. CONCLUSIONES OBTENIDAS TRAS LA REALIZACIÓN DE ESTE TRABAJO FIN DE MÁSTER

Personalmente, la realización de este Trabajo Fin de Máster me ha otorgado una visión general mucho más cercana de la labor a la que se enfrenta un ingeniero industrial a la hora de realizar la elección o diseño de algún tipo de componente.

Cabe destacar que, en un principio, estaba prevista la construcción de un mecanismo diferencial Torsen mediante impresión 3D en las instalaciones de la Escuela Politécnica Superior de Jaén para la realización de diversas pruebas, pero no ha sido posible debido al Estado de Alarma con el cual se ha convivido durante la realización de este Trabajo Fin de Máster.

En primer lugar, es preciso realizar un extenso estudio del arte para conocer de forma completa la función del mecanismo con el que se trabajará de forma posterior. Esta etapa es especialmente importante cuando existen distintas soluciones para un mismo problema, ya que es preciso contar con capacidad de análisis para ser capaz de decantarse con la que, a priori, parezca la mejor opción. No obstante, tras una primera elección, es preciso realizar las verificaciones pertinentes que permitan escoger de forma justificada y consistente una solución.

En el caso de un mecanismo diferencial, es preciso realizar multitud de verificaciones que permitan validar la opción escogida en función del vehículo al cual irá destinado dicho mecanismo.

Tal y como ha sido detectado en este Trabajo Fin de Máster, pese a tratarse de un elemento que lleva siendo mejorado por parte de multitud de ingeniero durante mucho tiempo, los mecanismos diferenciales, incluso los de deslizamiento limitado, cuentan con un grave defecto: la situación en la que una de las ruedas pierde el contacto con el terreno de forma total. Otro defecto, mucho más leve en mi opinión, es el totalmente contrario, cuando el vehículo cuenta con una muy alta adherencia, debido a que los mecanismos de deslizamiento limitado basan su funcionamiento en generar fricción interna; por lo que, en esta situación, se genera un gran desgaste en el mecanismo, aunque realmente están diseñados para ellos y se puede solucionar con el mantenimiento de sus componentes internos.

En mi caso personal, he optado por compaginar un mecanismo diferencial Torsen con el sistema ESP, de modo que la situación de pérdida total de adherencia quedará cubierta mediante el accionamiento de los frenos del vehículo de forma independiente. En todas las otras situaciones, el sistema ESP se mantendrá al margen, por lo que es simplemente una ayuda al mecanismo diferencial Torsen para conseguir una correcta tracción del vehículo en todas las situaciones posibles. El sistema ESP ha sido expuesto de forma descriptiva sin entrar al análisis del mismo debido a que el objetivo principal de este Trabajo Fin de Máster es el mecanismo diferencial. No obstante, dado que el estudio del sistema ESP se saldría de los objetivos del trabajo actual, podría ser explorado en un trabajo futuro.

De cara al futuro, pienso que sería interesante continuar trabajando en la mejora de este tipo de diferenciales para vehículos. Por ejemplo, podría ser interesante indagar en la conjugación de diversos sistemas de deslizamiento limitado, utilizando el sistema Haldex para generar un bloqueo automático del eje motriz ante la detección de una situación de pérdida de adherencia total en una de las ruedas. De este modo, no sería preciso actuar sobre los frenos del vehículo y se evitaría la fatiga de los mismos. No obstante, sería preciso estudiar a fondo la combinación de estos dos sistemas debido a que se trata de un conjunto muy complejo y de gran tamaño.

7. BIBLIOGRAFÍA

A continuación, serán presentadas todas las fuentes de información que han sido utilizadas para llevar a cabo la elaboración del presente documento:

Elorz, J. A.-S. (2004). *Aceros*. Ciedossat.

Norton, R. L. (2000). *Diseño de Maquinaria*. Mc Graw Hill.

Pablo Luque, D. Á. (2004). *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Thomson.

Richard G. Budynas, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mc Graw Hill.

KM77. (2008). *Mazda MX-5 1.8 Style Roadster Coupé, precio y ficha técnica*. Obtenido de <https://www.km77.com/coches/mazda/mx-5/2009/roadster-coupe/style/mx-5-18-style-roadster-coupe2/datos>

SSAB. (2020). *Características del acero Strenx 1300*. Obtenido de <https://www.ssab.es/products/brands/strenx/products/strenx-1300>

Documento 2:

Anexo del Trabajo Fin de Máster

1. ANÁLISIS DEL TBR EN UN DIFERENCIAL TORSEN T-1

Para realizar el análisis del *TBR*, es decir, la relación de reparto de par entre ambas ruedas; se partirá de una situación en la que ambas ruedas giren a distinta velocidad. Por tanto, en las parejas de engranajes satélites, uno de ellos será conductor e inducirá un giro en el otro engranaje satélite.

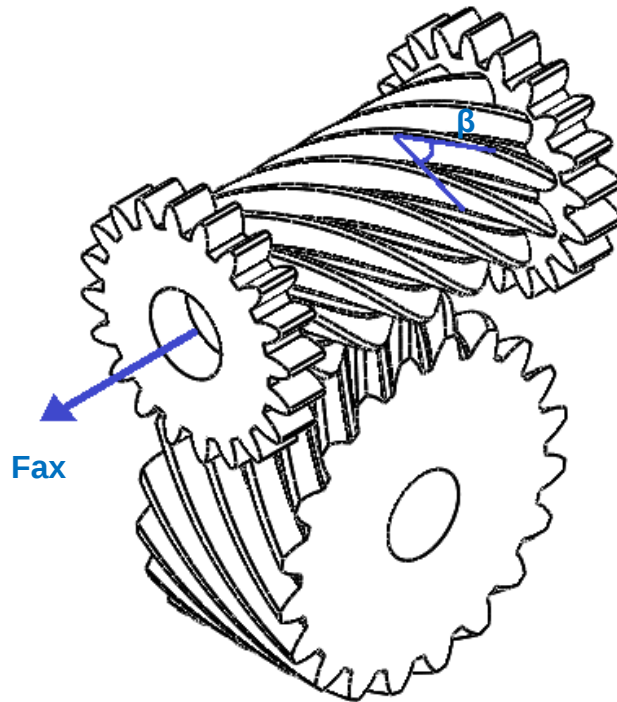


Imagen 2.1.1 – Representación para el análisis del TBR

Se analizará esta característica en dos situaciones distintas: Considerando sólo la transmisión de par debida a la geometría de las roscas o considerando, además, los rozamientos existentes en los cojinetes tanto del eje de los satélites como en el engranaje recto que enlaza las parejas de satélites.

1.1. ANÁLISIS DEL TBR SIN CONSIDERAR ROZAMIENTOS

En primer lugar, se realizará el análisis despreciando tanto el rozamiento en los cojinetes del eje del satélite, como en el engranaje recto que enlaza las parejas de planetarios. Para ello, comenzaremos definiendo el par de salida en el planetario de la rueda que gira más rápido (M_{P1}) y el par en el eje del satélite de esta rueda (M_{TO}):

$$M_{P1} = F_{ax} \cdot r_p \quad \text{Expresión 2.1}$$

$$M_{TO} = F_{ax} \cdot r_s \cdot \tan(\beta - \phi_f) \quad \text{Expresión 2.2}$$

Siendo:

F_{ax} : Fuerza axial presente en el eje del satélite

r_p : Radio medio del planetario

r_s : Radio medio del satélite

β : Ángulo de rosca del satélite

ϕ_f : Ángulo de fricción referente al coeficiente de fricción

De esta forma, pese a desconocer a priori la fuerza axial en el eje del satélite, se puede expresar el par en el eje del satélite de la rueda que gira más rápido (M_{TO}) en función del par de salida de su planetario (M_{P1}) mediante las expresiones 2.1 y 2.2, quedando de forma:

$$M_{TO} = \frac{M_{P1}}{r_p} \cdot r_s \cdot \tan(\beta - \phi_f) \quad \text{Expresión 2.3}$$

A continuación, de forma análoga al caso de la rueda que gira más rápido, se obtiene el par en el eje del satélite de la rueda que gira más despacio (M_{TA}):

$$M_{P2} = F_{ax} \cdot r_p \quad \text{Expresión 2.4}$$

$$M_{TA} = F_{ax} \cdot r_s \cdot \tan(\beta + \phi_f) \quad \text{Expresión 2.5}$$

Utilizando la fuerza axial en el satélite para obtener el par en el eje del satélite de la rueda que gira más despacio, se tiene:

$$M_{TA} = \frac{M_{P2}}{r_p} \cdot r_s \cdot \tan(\beta + \phi_f) \quad \text{Expresión 2.6}$$

Despreciando el rozamiento existente en los cojinetes de giro de los ejes, se encuentra que tanto el par en el eje de giro del satélite de la rueda que gira más rápido como el par en el eje de giro de la rueda que gira más despacio, serán iguales. Por tanto, igualándolos y operando, se obtiene la expresión del *TBR* para este caso:

$$\frac{M_{P1}}{r_p} \cdot r_s \cdot \tan(\beta - \phi_f) = \frac{M_{P2}}{r_p} \cdot r_s \cdot \tan(\beta + \phi_f)$$

$$TBR = \frac{M_{P1}}{M_{P2}} = \frac{\tan(\beta + \phi_f)}{\tan(\beta - \phi_f)} \quad \text{Expresión 2.7}$$

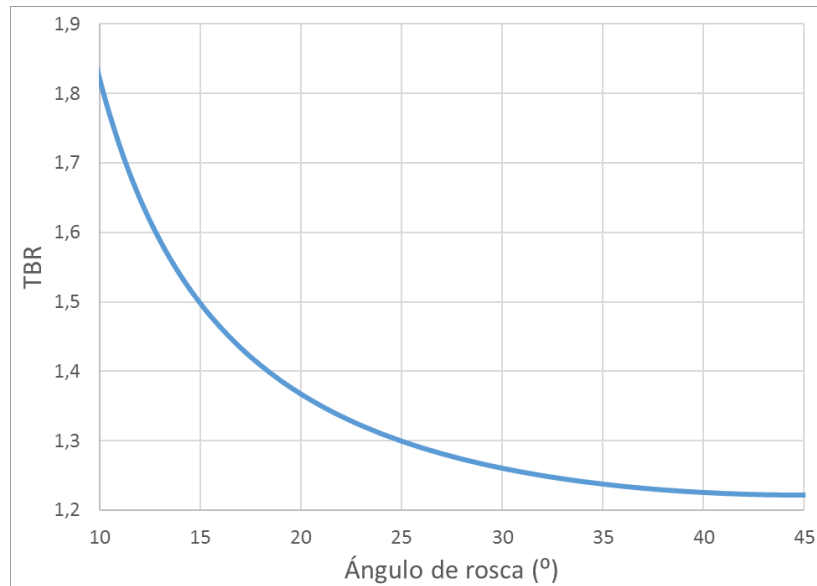


Imagen 2.1.2 – Ejemplo de distribución del TBR en función del ángulo de rosca sin considerar rozamientos

1.2. ANÁLISIS DEL TBR CONSIDERANDO ROZAMIENTOS

A continuación, tras el análisis realizado previamente sin considerar los rozamientos existentes en los cojinetes, se pasa a realizar el análisis de esfuerzos para la obtención del *TBR* en un diferencial Torsen considerando dichos rozamientos.

En este caso, se considerará rozamiento en los cojinetes axiales de los engranajes satélites (M_{RozAx}) y en los cojinetes radiales de dichos engranajes (M_{RozRad}).

Para llevar a cabo este nuevo paso del análisis, debemos tener en cuenta que el par se repartirá de la siguiente forma:

$$M_{T1} = M_{T2} + 2 \cdot M_{RozAx} + 2 \cdot M_{RozRad} \quad \text{Expresión 2.8}$$

A continuación, será definido el par generado a raíz de dichos rozamientos.

$$M_{RozAx}: F_{ax} \cdot r_{ax} \cdot \tan(\phi_{ax}) \quad \text{Expresión 2.9}$$

Siendo:

r_{ax} : Radio del cojinete axial

ϕ_{ax} : Ángulo de fricción del cojinete axial

De forma análoga al par en el eje del satélite, utilizando la expresión 1, podemos expresar el momento de rozamiento en el cojinete axial de la siguiente forma:

$$M_{RozAx} = \frac{r_{ax}}{r_p} \cdot (M_{P1} + M_{P2}) \cdot \tan(\phi_{ax}) \quad \text{Expresión 2.10}$$

A continuación, de forma análoga, será definido el par generado por la fricción en los cojinetes radiales.

$$M_{RozRad} = \frac{r_c}{r_p} \cdot \frac{\tan(\gamma)}{\cos(\beta)} \cdot (M_{P1} + M_{P2}) \cdot \sin(\phi_{rad}) \quad \text{Expresión 2.11}$$

Siendo:

r_c : Radio del cojinete radial

γ : Ángulo existente entre la pareja de planetario y satélite

Mediante el uso de las expresiones 2.8, 2.10 y 2.11, unidas a las expresiones iniciales 2.3 y 2.6, y una vez ordenados los términos, es posible expresar la nueva relación de pares entre los dos planetarios:

$$\begin{aligned}
M_{P1} \cdot \frac{r_s}{r_p} \cdot \left(\tan(\beta - \phi_f) - \tan(\phi_{ax}) - \sin(\phi_{rad}) \cdot \frac{r_c}{r_{ax}} \cdot \frac{\tan(\gamma)}{\cos(\beta)} \right) = \\
= M_{P2} \cdot \frac{r_s}{r_p} \cdot \left(\tan(\beta + \phi_f) + \tan(\phi_{ax}) + \sin(\phi_{rad}) \cdot \frac{r_c}{r_{ax}} \cdot \frac{\tan(\gamma)}{\cos(\beta)} \right)
\end{aligned}$$

Dado que ϕ_{rad} siempre tendrá un valor pequeño, típicamente menor que 10° , se puede asemejar el término $\sin(\phi_{rad})$ como $\tan(\phi_{rad})$. Tras esta simplificación, y después de ordenar los términos, se puede presentar el *TBR* en el caso de consideración de los rozamientos en los cojinetes como:

$$TBR = \frac{M_{P1}}{M_{P2}} = \frac{\tan(\beta + \phi_f) + \tan(\phi_{ax}) \cdot \left(1 + \frac{r_c \cdot \tan(\gamma)}{r_{ax} \cdot \cos(\beta)} \right)}{\tan(\beta - \phi_f) - \tan(\phi_{ax}) \cdot \left(1 + \frac{r_c \cdot \tan(\gamma)}{r_{ax} \cdot \cos(\beta)} \right)} \quad \text{Expresión 2.11}$$

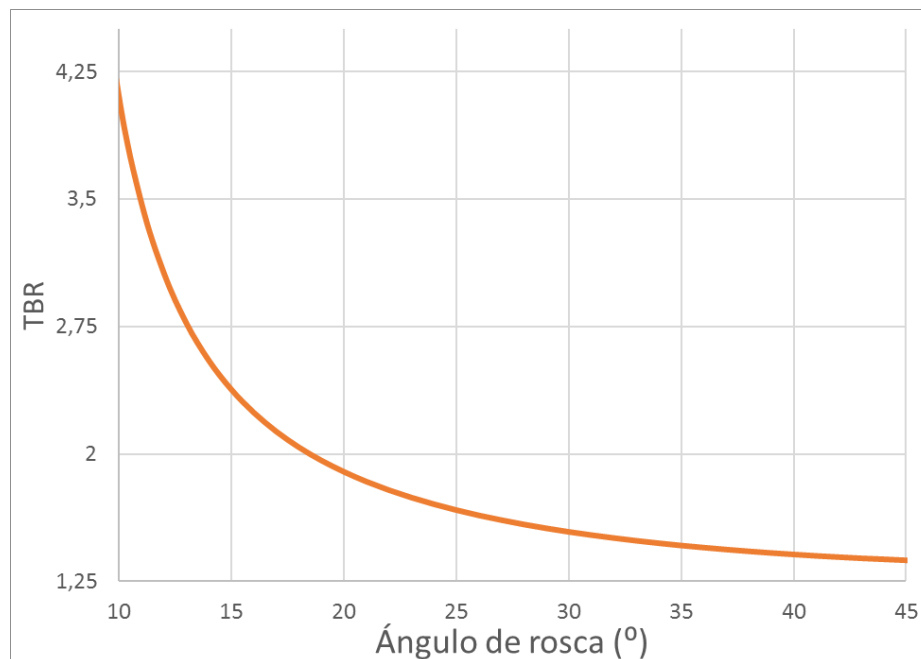


Imagen 2.1.3 – Ejemplo de distribución del TBR en función del ángulo de rosca considerando rozamientos

2. ESTUDIO CINEMÁTICO DE LOS ENGRANAJES

En este apartado será realizado un estudio desde el punto de vista de la cinemática aplicado a los engranajes, parte crucial en un mecanismo diferencial.

2.1. LEY FUNDAMENTAL DEL ENGRANAJE

La ley fundamental del engranaje establece que *la relación de velocidad angular entre los engranajes de un juego de engranajes permanece constante mientras permanecen engranados*. Matemáticamente, esta ley puede ser expresada como sigue:

$$\Psi = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{Z_{entrada}}{Z_{salida}} = \frac{r_{entrada}}{r_{salida}} \quad \text{Expresión 2.12}$$

Siendo:

Ψ : Relación de transmisión

ω : Velocidad de giro del engranaje

Z : Número de dientes del engranaje

r : Radio del cilindro que contiene al engranaje

No obstante, cuando el elemento de transmisión de giro tratado es un engranaje dentado, es preciso contar con una forma de diente precisa para que se cumpla la ley fundamental del engranaje: la forma de involuta.

También es posible expresar la ley fundamental del engranaje como la relación entre el par de torsión de entrada y de salida. Considerando una transmisión de potencia ideal, sin pérdidas, y expresando la potencia como el producto del par de torsión en el engranaje (T) y la velocidad de giro del mismo (ω), se verifica:

$$T_{entrada} \cdot \omega_{entrada} = T_{salida} \cdot \omega_{salida} \quad \text{Expresión 2.13}$$

Como es posible concluir a partir de esta última expresión, en esencia, un juego de engranajes se trata de un mecanismo que intercambia par de torsión por velocidad o viceversa.

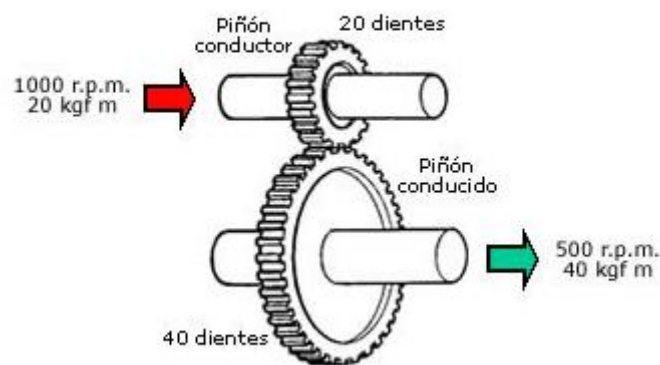


Imagen 2.2.1 – Relación de transmisión entre dos engranajes
[Fuente: adaptación de <https://www.carlvaello.com/>]

2.1.1. Forma de involuta en el diente de un engranaje

La involuta es una curva generada a raíz de tirar de una cuerda que se encontraría enrollada a un cilindro, el cual toma el nombre de evolvente; tal y como es posible apreciar, en color azul, en la imagen mostrada a continuación.

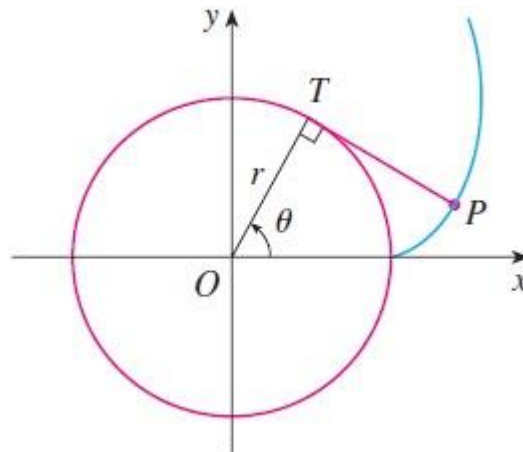


Imagen 2.2.2 – Generación de curva involuta

Una curva generada como una involuta, presenta las siguientes características:

- En el momento de desenrollar la cuerda, ésta siempre es tangente al cilindro.
- El centro de curvatura de la curva involuta siempre estará en el punto de tangencia de la cuerda con el cilindro.
- Una tangente a la involuta siempre es normal a la cuerda, cuya longitud es el radio instantáneo de curvatura de la curva de la involuta.

Una de las características más importantes de la utilización de una curva de involuta para el perfil del diente de un engranaje es que el punto de contacto se situará siempre sobre la línea de contacto (imagen 2.2.3), la cual tendrá siempre la misma inclinación: el ángulo de presión (ϕ).

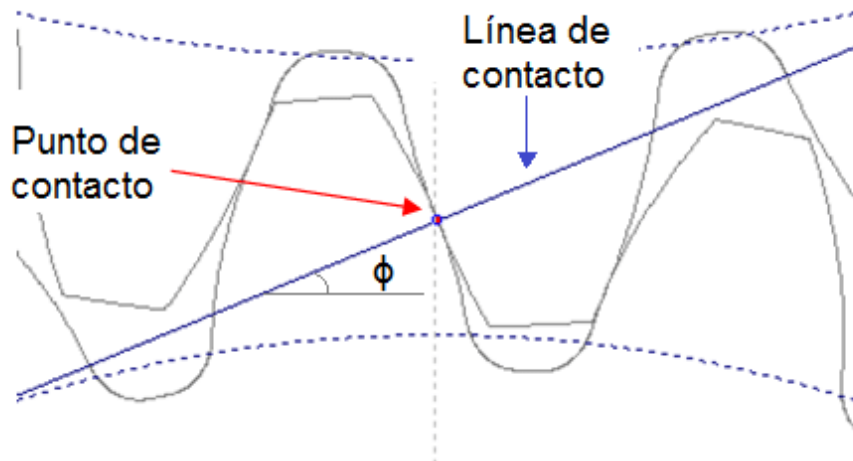


Imagen 2.2.3 – Línea de contacto generada por el perfil de involuta
[Fuente: adaptación de <http://mechanical-mechanics.blogspot.com/>]

Este fenómeno ocasiona que, en todo momento, la distancia entre los centros de rotación de los engranajes y el punto de contacto sea constante, de modo que se verificará la ley fundamental del engranaje y existirá una relación de transmisión de valor constante. A continuación, en futuros apartados, será tratada la influencia de este ángulo de presión en un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado.

2.1.2. Interferencia entre dientes y socavado

En ocasiones, en función del tamaño del círculo base del engranaje, es posible que se genere un punto de contacto en una zona no deseada, tal como puede apreciarse en la imagen 2.2.4. También es posible que se generen interferencias a la hora de realizar el mecanizado del engranaje cuando se utiliza un proceso de fresado.

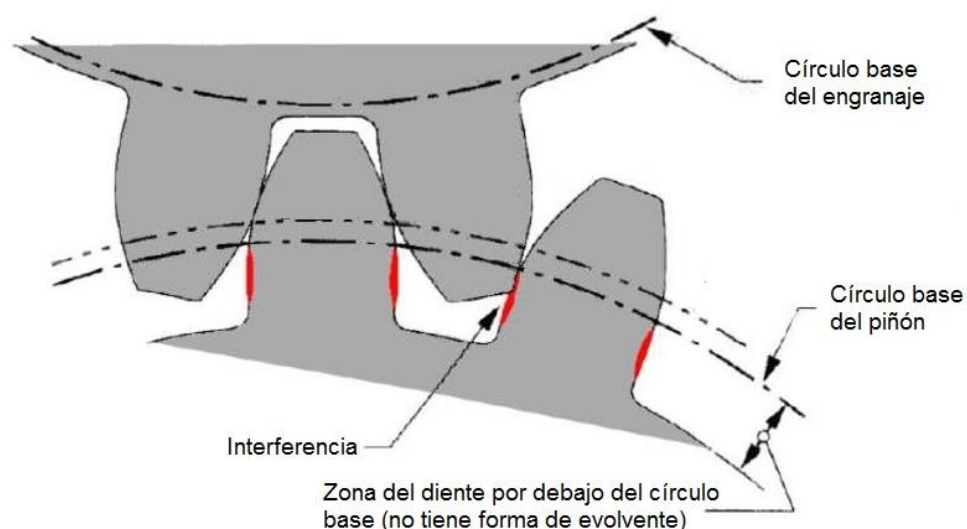


Imagen 2.2.4 – Interferencias entre dos engranajes [Fuente: adaptación de <https://docplayer.es/>]

El resultado de las interferencias es un diente socavado, es decir, un diente que cuenta con una eliminación de material en la zona de interferencia. Este fenómeno es indiscutiblemente negativo debido a que resulta en un diente debilitado, el cual puede llegar a reducir la vida útil del mecanismo debido a un fallo temprano. No obstante, es posible evitar este tipo de problemas con un correcto diseño del número de dientes en el engrane una vez fijado el número de dientes del piñón. En la tabla siguiente se muestran las relaciones máximas que evitan problemas de interferencia.

Ángulo de presión (°)	20					25		
Número de dientes máximo en el engrane	13	14	15	16	17	9	10	11
Número de dientes en el piñón	16	26	45	101	1309	13	32	249

Tabla 2.2.1 – Relaciones de transmisión máximas para evitar interferencia

[Fuente: Diseño de maquinaria, Robert L. Norton]

2.2. ÁNGULO DE PRESIÓN

Se define como el ángulo existente entre la línea de contacto de una pareja de engranajes y la dirección de la velocidad en el punto primitivo de contacto. Su valor está estandarizado, pudiendo ser: 14,5°, 20° o 25° (imagen 2.2.5). No obstante, en la práctica, suele utilizarse el valor de 20° o el de 25° debido a que el primer valor es considerado como obsoleto a día de hoy.

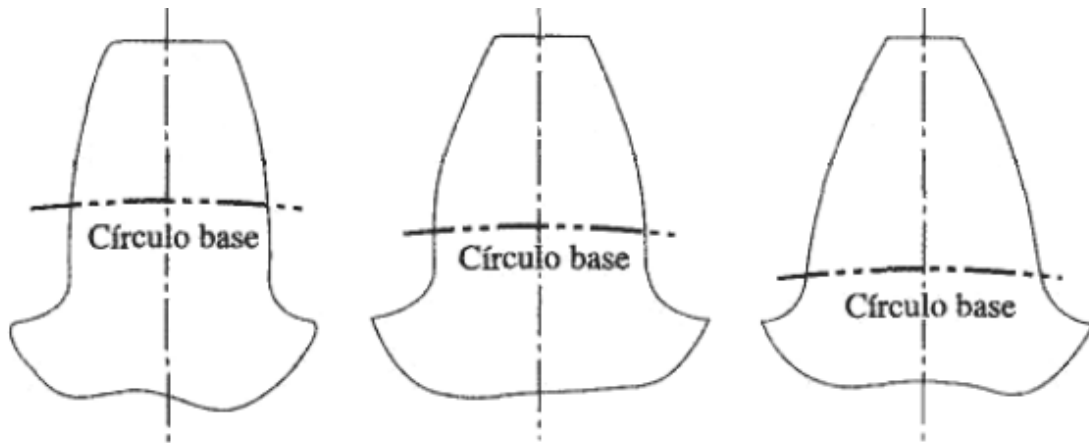


Imagen 2.2.5 – Dientes con un ángulo de presión de 14,5°, 20° y 25°, respectivamente, de izquierda a derecha
[Fuente: Diseño de maquinaria, Robert L. Norton]

Debido al ángulo de presión, en el punto de contacto se genera una fuerza total que cuenta con una componente tangencial en el sentido de giro deseado y, a causa de su inclinación, una componente normal que tiende a separar los engranajes. A continuación, es posible apreciar una representación de la descomposición de fuerzas en el punto de contacto.

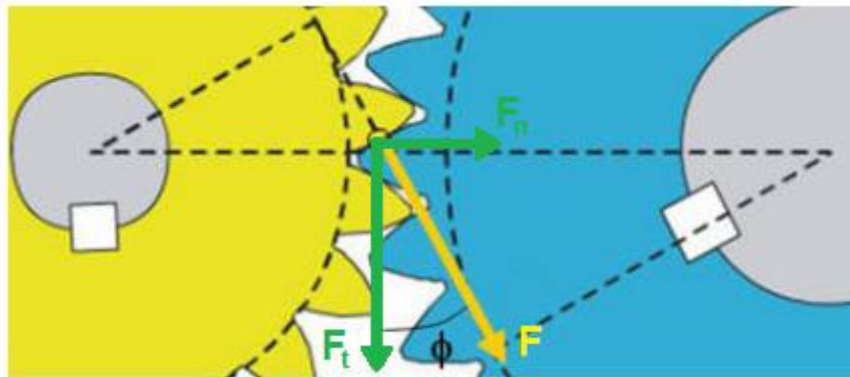


Imagen 2.2.6 – Descomposición de fuerzas en el contacto entre dos dientes
[Fuente: adaptación de <http://www.mecapedia.uji.es/>]

Tal y como será explicado a continuación, esta descomposición de fuerzas es de vital importancia en el funcionamiento de un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado. Especialmente, cuando se trata del tipo que basa su funcionamiento en un paquete de discos de fricción.

2.2.1. Influencia del ángulo de presión en un diferencial de deslizamiento limitado

Como ha sido comentado anteriormente, el ángulo de presión es el responsable de la descomposición de fuerzas que se da en el punto de contacto entre una pareja de engranajes. Esta descomposición resulta en una componente tangencial, encargada de realizar el empuje para que se lleve a cabo de forma efectiva el movimiento en el engranaje conducido; y una componente normal, la cual tiende a separar ambos engranajes. A continuación, se analizará su papel en un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado.

En primer lugar, se debe tener en cuenta que reduce la fuerza efectiva de empuje del engranaje conductor hacia el engranaje conducido en un factor de valor $\cos(\phi)$. Dado que actualmente se tiende a utilizar valores para el ángulo de fricción de 20° y 25° , el valor de este factor de reducción será de 0,9397 y 0,9061 respectivamente. Como es posible apreciar, este efecto resulta en una reducción del rendimiento de la transmisión del mecanismo debido a que se *“pierde”* fuerza de empuje en la transmisión, lo cual resulta en un par de torsión menor.

Por otra parte, la componente normal que tiende a separar los engranajes es la responsable, junto al resorte que se encuentra en su interior, de generar la fuerza de apriete en el paquete de discos presente en un mecanismo diferencial de discos de fricción. Dada su gran importancia, se realizará un análisis de fuerzas para comprender la relación entre el ángulo de presión y el momento resistente de fricción presente en dicho tipo de mecanismo diferencial de deslizamiento limitado.

2.2.1.1. Relación entre el ángulo de presión y el momento resistente de fricción en un diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción

En apartados anteriores, ha sido comentada la importancia del ángulo de presión en el funcionamiento de un mecanismo diferencial de deslizamiento limitado por discos de fricción. En el presente apartado, será realizado un análisis que permitirá analizar la relación entre el ángulo de presión de los dientes de los engranajes y el

momento resistente aparecido en el mecanismo diferencial de deslizamiento limitado mecánico cuando se pierde tracción en una de las ruedas motrices.

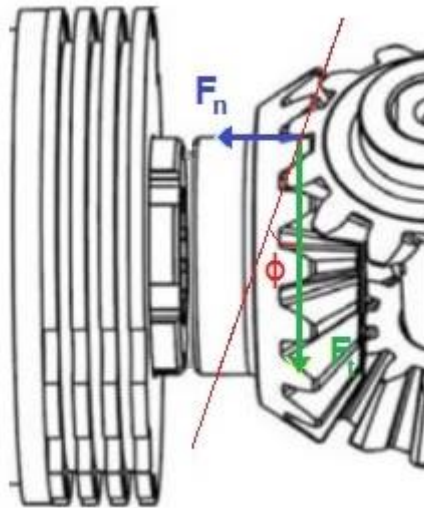


Imagen 2.2.7 – Componentes de la fuerza de contacto en un diferencial de discos

Dado que este momento resistente se da en los paquetes de discos, partiremos de la siguiente expresión:

$$M_{Resist} = F_{Resist} \cdot h$$

Expresión 2.14

Siendo:

M_{Resist} : Momento resistente en el mecanismo diferencial

F_{Resist} : Fuerza que ocasiona el momento resistente

h : Distancia entre el punto de aplicación y el centro de rotación

Dado que se trata de un paquete de discos con centro hueco, será considerado el centro de masas de dicha geometría como punto de aplicación de la fuerza, de modo que:

$$h = \frac{4 \cdot (R-r)}{3 \cdot \pi} \quad \text{Expresión 2.15}$$

Siendo:

R : Radio exterior del disco de fricción

r : Radio interior del disco de fricción

La fuerza que genera el momento resistente de fricción, F_{Resist} , puede expresarse como el valor de la fuerza normal con la que es apretado el paquete de discos (en este caso, F_n tal y como podemos apreciar en la imagen 2.2.7) multiplicado por el coeficiente de fricción entre los discos. De modo que:

$$M_{Resist} = F_n \cdot \mu_{discos} \cdot \frac{4 \cdot (R-r)}{3 \cdot \pi} \quad \text{Expresión 2.16}$$

A continuación, analizando la descomposición de fuerzas que se puede apreciar en la imagen 2.2.6, se deducirá una expresión que permita relacionar F_n con el ángulo de presión.

$$\text{Aplicando trigonometría: } F_n = F_t \cdot \tan(\phi) \quad \text{Expresión 2.17}$$

Expresando F_t como el cociente entre el par motriz aplicado al satélite, $M_{entrada}$, y la distancia desde el centro de rotación (el eje del palier) hasta el punto de aplicación del momento, r_p , es posible llegar a la siguiente relación:

$$F_t = \frac{M_{entrada}}{r_p} \quad \text{Expresión 2.18}$$

Uniendo las expresiones 2.16, 2.17 y 2.18, es posible obtener la siguiente expresión para el momento resistente aparecido en el mecanismo diferencial de deslizamiento limitado mecánico:

$$M_{Resist} = \frac{M_{entrada}}{r_p} \cdot \tan(\phi) \cdot \mu_{discos} \cdot \frac{4 \cdot (R-r)}{3 \cdot \pi} \quad \text{Expresión 2.19}$$

La cual puede ser presentada como:

$$M_{Resist} = K \cdot M_{entrada} \cdot \tan(\phi) \quad \text{Expresión 2.20}$$

Siendo K una constante adimensional que hace referencia a las relaciones de geometría encontradas en el mecanismo diferencial estudiado.

Es posible apreciar que el ángulo de presión, ϕ , tiene un papel fundamental en el mecanismo de generación de par resistente cuando una rueda pierde adherencia. Este parámetro es directamente proporcional a la capacidad de salvar una situación de pérdida de adherencia por parte del vehículo, por lo que cuanto mayor sea, más fácil le resultará al vehículo salvar la situación de pérdida de adherencia.

No obstante, en una situación totalmente opuesta, este parámetro también es el responsable de generar un momento resistente cuando se toma una curva con muy buena adherencia, lo cual generará una gran fricción que ocasionará un desgaste prematuro del paquete de discos, por lo que se debe llegar a un buen compromiso entre las capacidades para salvar situaciones de baja adherencia y la vida del paquete de discos del mecanismo diferencial mediante el correcto diseño del ángulo de presión en los dientes de los engranajes.

3. ESTUDIO DE RESISTENCIA EN EL MECANISMO DIFERENCIAL TORSÉN

A continuación, se realiza un estudio bajo los criterios de resistencia en los distintos componentes del mecanismo diferencial Torsen.

3.1. ESTUDIO DE RESISTENCIA APLICADO A LOS ENGRANAJES RECTOS DEL SATÉLITE

En este caso, dado que se trata de la geometría más simple dentro del mecanismo diferencial, es posible realizar un análisis teórico detallado de la obtención tanto de la tensión de contacto entre superficies como de la tensión generada por la flexión del diente.

3.1.1. Cálculo teórico de la tensión de contacto en los dientes de los engranajes rectos del satélite

En este apartado será realizado un estudio desde el punto de vista de la resistencia aplicado a la zona de contacto entre los dientes que conectan los distintos engranajes del mecanismo diferencial Torsen. Este estudio será aplicado a los engranajes rectos que conectan las parejas de satélites entre sí, los cuales son representados en color azul en la imagen 2.3.1.

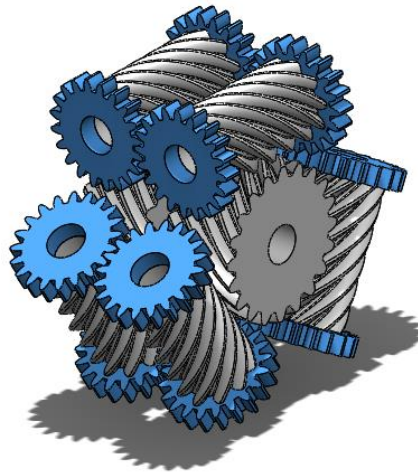


Imagen 2.3.1 – Engranajes rectos del mecanismo diferencial Torsen

3.1.1.1. Introducción a las tensiones de contacto

Cuando dos cuerpos sólidos con superficies curvas, como es el caso de los dientes de un engranaje, se presionan entre sí, se genera una deformación que altera en punto de contacto teórico, pasando a ser un área de contacto. En esta región de contacto, los esfuerzos generados son de carácter tridimensional y siguen una tendencia con el carácter de las curvas mostradas a continuación:

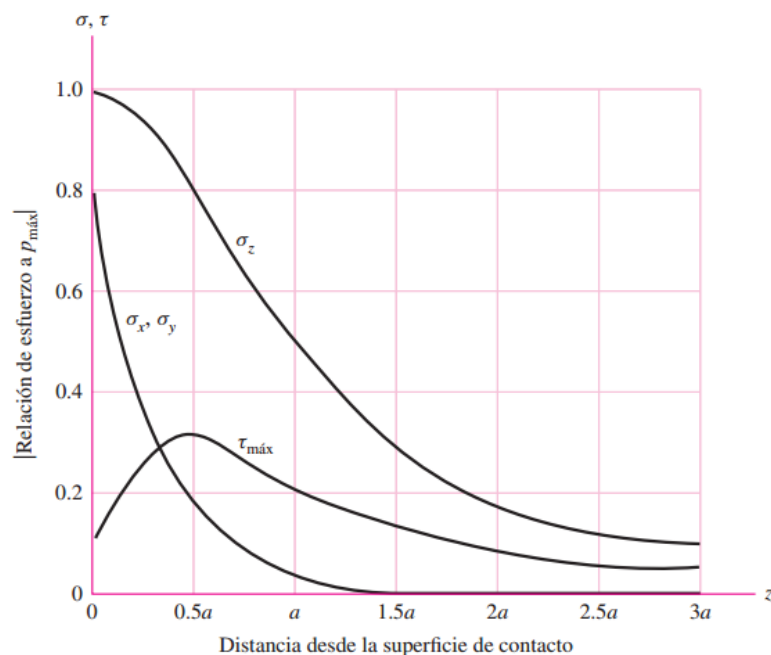


Imagen 2.3.3 – Descomposición de las tensiones de contacto [Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley]

3.1.1.2. Aplicación de las tensiones de contacto a un engranaje

En el caso del contacto entre dos dientes de un engranaje con forma de involuta, es posible asemejar dicho contacto como el que generan dos cilindros, tal y como es posible apreciar en la siguiente imagen:

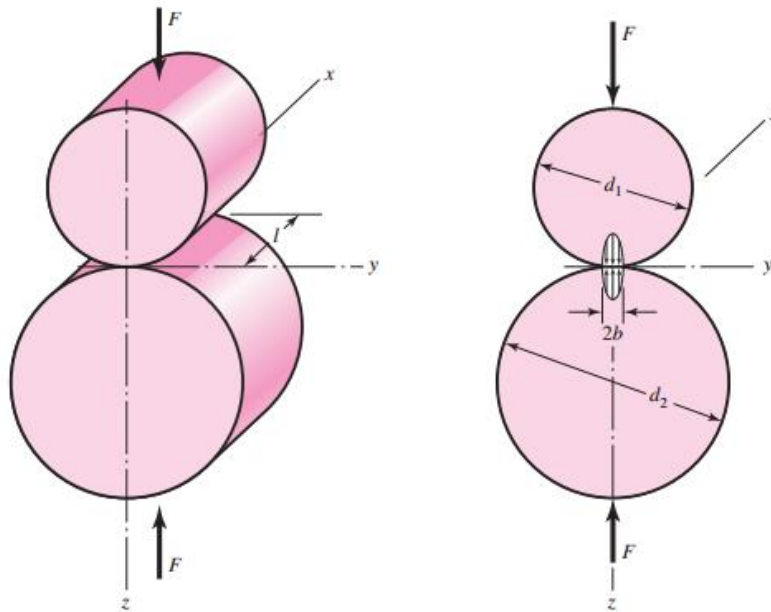


Imagen 2.3.4 – Esquemización de los esfuerzos de contacto entre dos cilindros apoyados

[Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley]

Para obtener las tensiones de contacto generadas entre dos cilindros, caso al que serán asemejados los dientes del engranaje, es preciso definir el valor de la presión máxima generada, el cual se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$p_{\text{máx}} = \frac{F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad \text{Expresión 2.21}$$

Siendo:

F : Fuerza normal aplicada en la región de contacto

b : Anchura de la huella

l : Longitud de la región de contacto

La anchura de la huella, b , será distinta en función de la geometría de los sólidos que estén involucrados en el contacto estudiado. En este caso, ya que los dientes del engranaje serán asemejados a dos cilindros, es posible obtener el valor de la anchura de la huella mediante la siguiente expresión:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad \text{Expresión 2.22}$$

Siendo:

v_i : Coeficiente de Poisson del material del sólido i

E_i : Módulo elástico del material del sólido i

d_i : Diámetro del cilindro del sólido i

En este caso particular, dado que ambos dientes son iguales y están fabricados con el mismo material, es posible simplificar la expresión de la obtención de b de la siguiente forma:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{\frac{1-v^2}{E} + \frac{1-v^2}{E}}{\frac{1}{d} + \frac{1}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{2 \cdot \frac{1-v^2}{E}}{\frac{2}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{\frac{1-v^2}{E}}{\frac{1}{d}}}$$

$$\text{Quedando finalmente como: } b = \sqrt{\frac{2 \cdot F \cdot d \cdot (1 - \nu^2)}{\pi \cdot l \cdot E}} \quad \text{Expresión 2.23}$$

3.1.1.3. Cálculo de la tensión de contacto en los dientes de un engranaje

En primer lugar, es preciso definir el valor de la fuerza normal de contacto existente en la región de contacto. Para su obtención, es necesario partir del momento de torsión existente en los planetarios del mecanismo diferencial Torsen. Dicho momento, tiene un valor máximo de 394 Nm, pero es preciso tener en cuenta que existen tres parejas de engranajes satélites y que en cada uno de ellos existen dos engranajes rectos, por lo que el par de torsión inicial debe ser dividido entre 6 para obtener la fuerza de contacto de un diente del engranaje. Es posible obtener de forma directa la fuerza que genera el par de torsión de la siguiente forma:

$$T_{\text{torsión}} = F_t \cdot d \quad \text{Expresión 2.24}$$

Siendo:

F_t : Fuerza tangencial que genera el par de torsión

d : Distancia entre el eje de giro del engranaje y el punto de aplicación de la fuerza

Aplicando la expresión 2.24:

$$394 \text{ Nm} / 6 = F_t \cdot 0,01975 \rightarrow F_t = 3.325 \text{ N}$$

En este punto es de crucial importancia considerar el ángulo de presión, por tanto, es posible obtener la fuerza de contacto de forma directa mediante:

$$F_{\text{contacto}} = \frac{F_t}{\cos(\phi)} \quad \text{Expresión 2.25}$$

Aplicando dicha relación:

$$F_{\text{contacto}} = \frac{3.325}{\cos(20^\circ)} = 3.539 \text{ N}$$

Una vez obtenida la fuerza de contacto entre ambas superficies, es posible calcular la anchura de la huella de contacto utilizando la expresión 2.23.

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot 7.077 \text{ N} \cdot 16 \text{ mm} \cdot (1 - 0,3^2)}{\pi \cdot 7,5 \text{ mm} \cdot 210.000 \text{ N/mm}^2}} = 0,1443 \text{ mm}$$

Tras el cálculo de la anchura de la huella en la zona de contacto, mediante el uso de la expresión 2.21, es posible obtener el valor de la presión máxima:

$$p_{\text{máx}} = \frac{3.539 \text{ N}}{\pi \cdot 0,1443 \text{ mm} \cdot 7,5 \text{ mm}} = 1.041 \text{ MPa}$$

Se puede apreciar que el valor obtenido, a priori, puede resultar alto. No se debe olvidar la naturaleza de esta magnitud: se trata de una presión de contacto. Debido al pequeño valor del área de contacto entre ambas superficies, es normal que

el valor de esta presión de contacto sea alto. No obstante, en próximos capítulos, se validará entre resultado con una simulación numérica.

3.1.2. Cálculo teórico de la tensión generada por la flexión de los dientes de los engranajes rectos del satélite

Para llevar a cabo el análisis a flexión del diente de un engranaje recto, será considerado este elemento como un voladizo empotrado, tal y como es posible apreciar en la siguiente imagen:

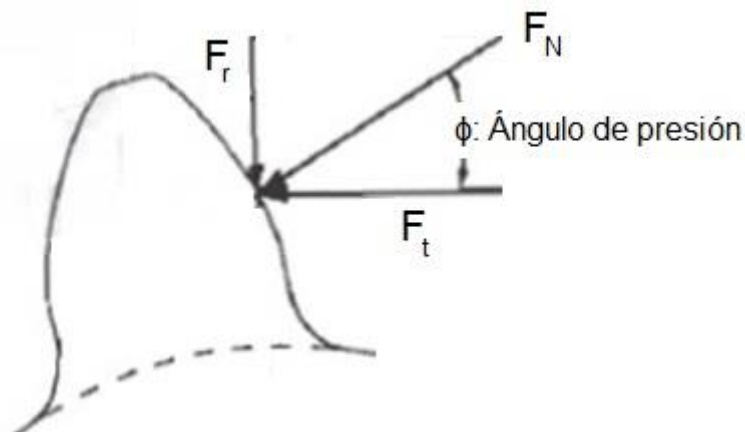


Imagen 2.3.5 – Descomposición de fuerzas utilizada para el análisis de tensiones

[Fuente: adaptación de <https://ingemecanica.com/>]

Debido a la influencia del ángulo de presión, el diente del engranaje estará sometido a una carga radial que generará una tensión de compresión y a una carga tangencial, encargada de generar el giro del engranaje, que generará una carga de flexión. Por tanto, es preciso estudiar ambos casos para realizar una composición final con el resultado final.

Para la realización de este análisis de resistencia, se considerará que la carga será aplicada en el centro del diente, a igual distancia de la cresta y del valle.

3.1.2.1. Análisis de compresión en el diente del engranaje

Para analizar el esfuerzo de compresión al que está sometido el diente del engranaje, es preciso conocer la carga radial de compresión a la que está sometido. Es posible calcularla mediante el uso del ángulo de presión a partir del momento de torsión presente en cada uno de los engranajes rectos del satélite, tal y como fue mostrado en el apartado 3.1.1.3 de este anexo.

$$F_{\text{comp}} = F_t \cdot \tan(\phi) \quad \text{Expresión 2.26}$$

$$F_{\text{comp}} = 3.325 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) = 1.210 \text{ N}$$

Tras definir la fuerza de compresión a la que está sometido el diente del engranaje, para obtener la tensión de compresión basta con dividir dicha carga entre el área transversal del diente.

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{F_{\text{comp}}}{A} \quad \text{Expresión 2.27}$$

Dado que el diente del engranaje tiene un perfil de involuta, el área transversal dependerá de la distancia al empotramiento. Por tanto, resulta interesante el uso de Microsoft Excel en esta situación para obtener la tensión de compresión en función de la distancia al empotramiento, tal y como es posible apreciar en la imagen 2.3.6.

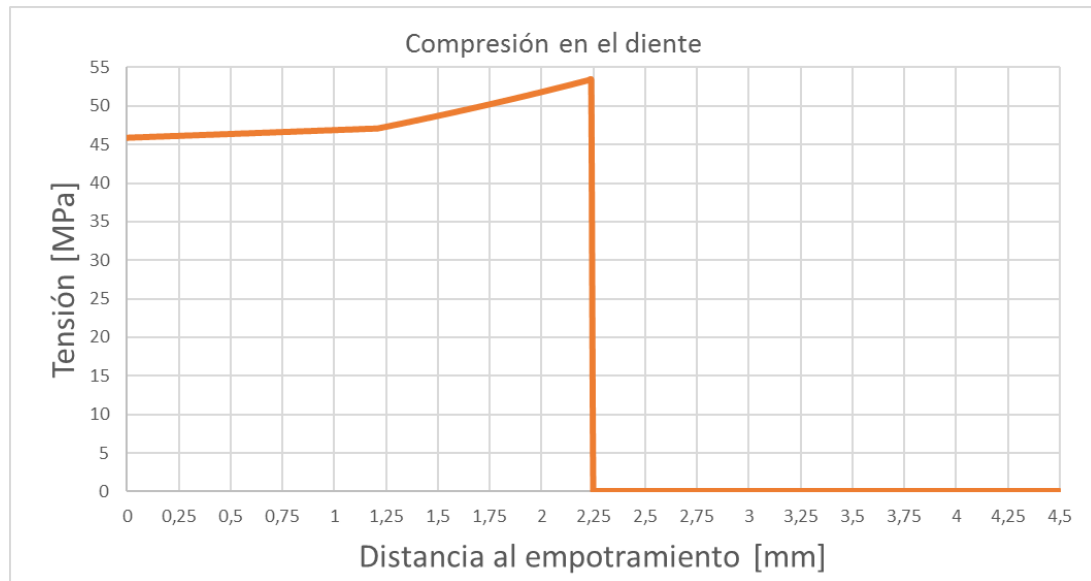


Imagen 2.3.6 – Distribución de la tensión generada por compresión en los engranajes rectos

A medida que la distancia respecto al empotramiento se hace mayor, la sección se hace más angosta, por lo que la tensión crece hasta llegar al punto de aplicación de la carga, donde es máxima. A partir de este punto, la tensión es nula.

3.1.2.2. Análisis de flexión en el diente del engranaje

En este caso, la carga responsable de generar la tensión de compresión es la fuerza tangencial asociada al momento de torsión presente en el engranaje recto de los satélites del mecanismo diferencial Torsen. El valor de esta carga es de 3.250 N, tal y como fue demostrado en el apartado 3.1.1.3 de este anexo. El valor de la tensión de flexión generada, será calculado con la expresión clásica de resistencia en voladizo.

$$\sigma_{flex} = \frac{F_t \cdot d}{W_{el}}$$

Expresión 2.28

Siendo d la distancia entre el punto de aplicación de la carga y el empotramiento. W_{el} es el módulo elástico de la sección del diente del engranaje. Es posible calcular este parámetro en función del momento de inercia del eje de flexión y la distancia máxima entre el centro de masas de la sección y el perímetro de la sección mediante la siguiente relación:

$$W_{el} = \frac{I}{d_{max}} = \frac{b \cdot h^3 / 12}{h/2} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \text{Expresión 2.29}$$

Al igual que ocurría en el caso del cálculo del área, el momento elástico dependerá de la distancia al empotramiento. Por tanto, utilizando de nuevo Microsoft Excel, es posible obtener la distribución de tensiones generada por flexión en función de la distancia al empotramiento, la cual será mostrada a continuación:

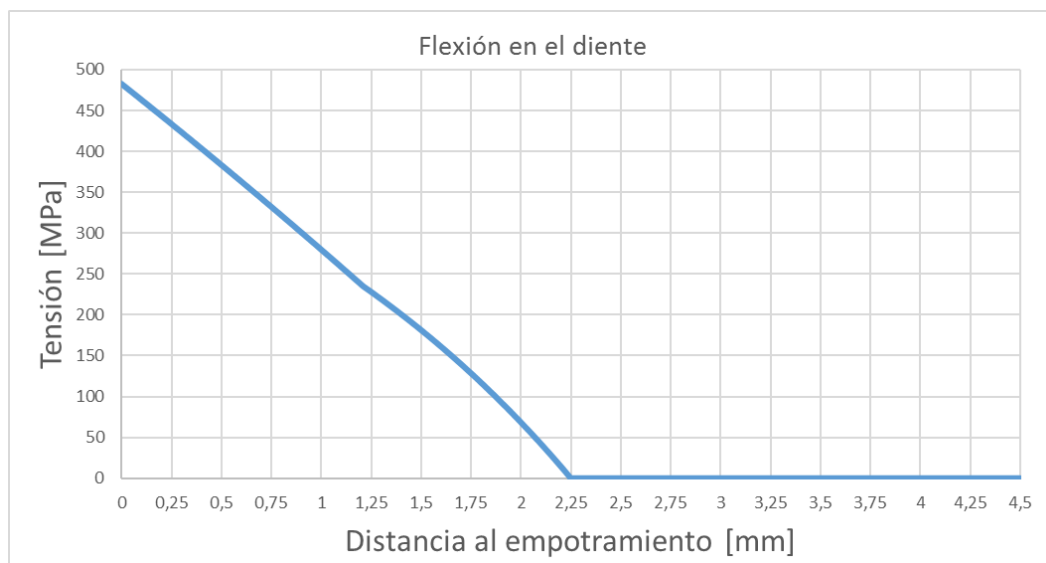


Imagen 2.3.7 – Distribución de la tensión generada por flexión en los engranajes rectos

En este caso, el valor máximo ha sido obtenido en la base del empotramiento y la distribución de tensiones sigue una tendencia lineal, llegando a ser nula a partir del punto de aplicación de la carga.

3.1.2.3. Tensión total generada en el diente del engranaje

Una vez obtenidas las tensiones generadas tanto por compresión como por flexión, aplicando el principio de superposición, es posible realizar una composición de ambos resultados sumando sus valores. De esta forma, será obtenida la tensión total a la que está sometido el diente del engranaje. A continuación, será mostrado el resultado conjunto.

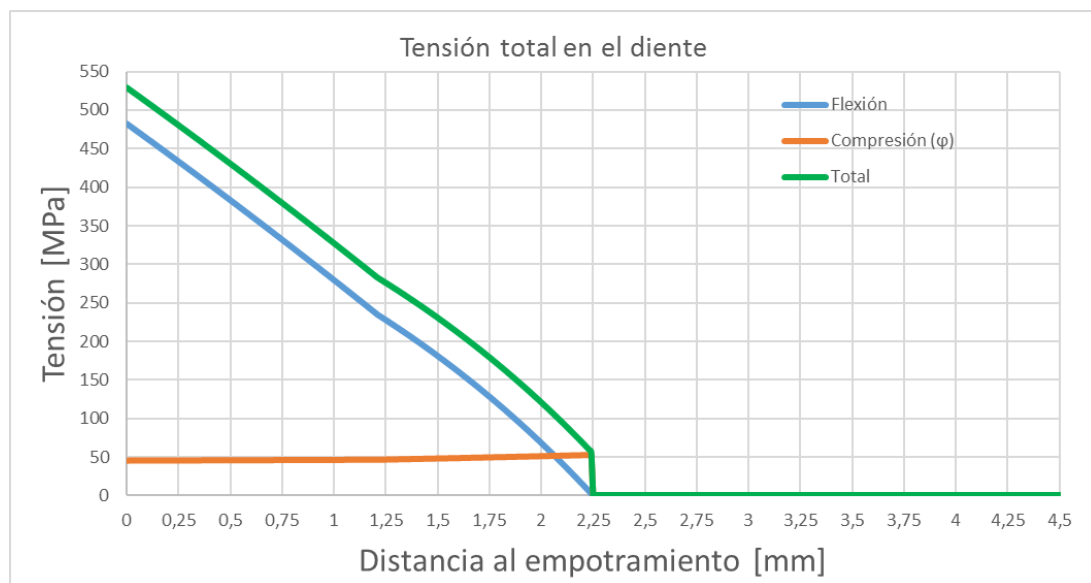


Imagen 2.3.8 – Distribución de la tensión total generada en los engranajes rectos

El máximo valor de la tensión a la que está sometido el diente del engranaje es de 529 MPa, la cual está localizada en la base del empotramiento del diente.

3.1.3. Obtención de las tensiones en los engranajes rectos del satélite mediante elementos finitos

En esta sección, se realizará la simulación por elementos finitos pertinente para verificar los resultados obtenidos de forma manual. En primer lugar, se presentará la configuración utilizada para, posteriormente, mostrar los resultados obtenidos en esta

simulación y compararlos con los obtenidos en los apartados 3.1.1.3 y 3.1.2.3 de este documento.

3.1.3.1. Configuración utilizada en la simulación mediante elementos finitos

La simulación está basada en un análisis estructural estático. En primer lugar, ha sido definido el material. En este caso, pese a no conocer el material que se utilizará, se introducirán el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson del acero, ya que el material seleccionado será alguna de las distintas aleaciones comerciales de acero ofertadas. El comportamiento será elástico debido a que no se desea llegar a plastificar ninguna de las secciones. En la imagen 2.3.9 se puede apreciar el material generado.

Outline of Schematic A2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	ACERO				
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: ACERO					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young'...			
5	Young's Modulus	2,1E+05	MPa		
6	Poisson's Ratio	0,3			
7	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
8	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		

Imagen 2.3.9 – Configuración de la simulación: propiedades del material

Tras la generación del material que conformará los componentes estudiados, ha sido importada la geometría. Dado que se trata de elementos con espesor constante, la geometría utilizada se trata de un sólido en dos dimensiones. En la imagen 2.3.10 se puede apreciar la geometría importada.

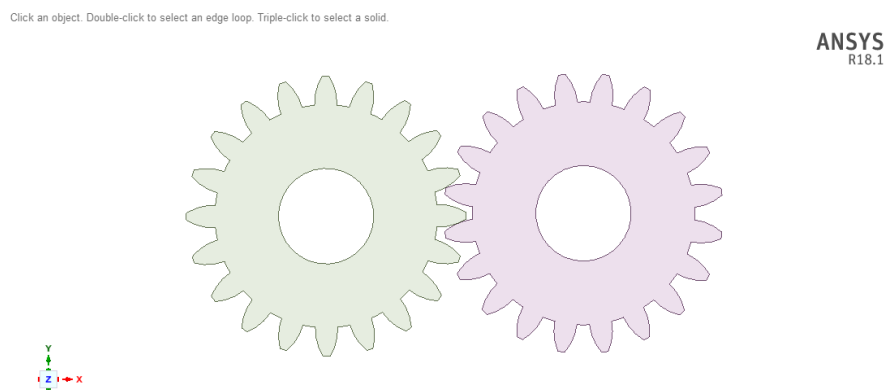


Imagen 2.3.10 – Configuración de la simulación: geometría importada en dos dimensiones

Una vez definida la geometría de la simulación, ha sido generada la relación de contacto entre ambos componentes, tal y como puede apreciarse en la imagen 2.3.11. En este caso, el engranaje derecho ha sido tratado como *maestro*, mientras que el engranaje izquierdo adopta la función de *esclavo*.

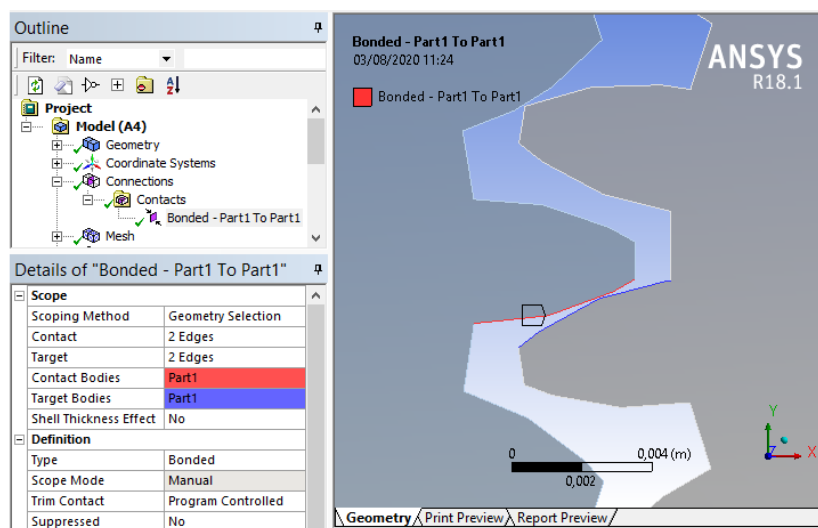


Imagen 2.3.11 – Configuración de la simulación: relación de contacto

Tras configurar las propiedades de la región de contacto, se ha realizado el mallado de ambos componentes. En primer lugar, se ha realizado un mallado con elementos triangulares -los cuales serían hexagonales si se tratase de un sólido en tres dimensiones- de forma genérica, para posteriormente realizar un mallado mucho más fino en la región de contacto. El resultado se puede apreciar en la imagen 2.3.12.

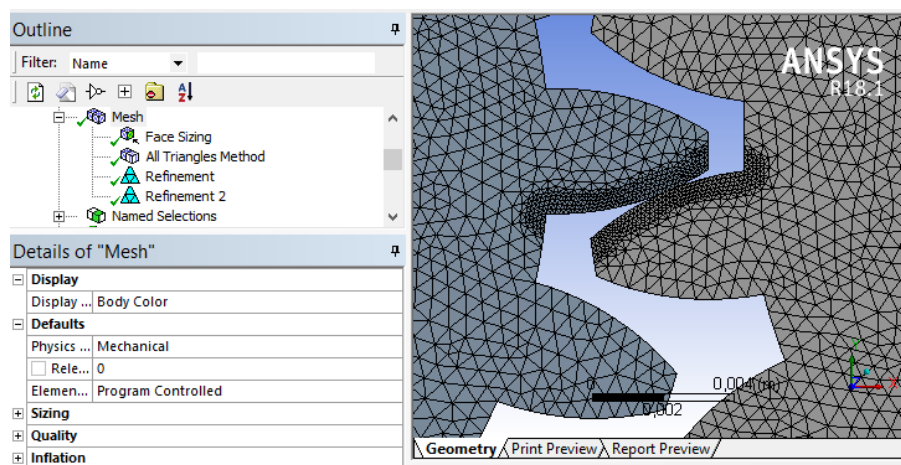


Imagen 2.3.12 – Configuración de la simulación: mallado en detalle de la región de contacto

Al llegar a este punto, es preciso definir las condiciones de contorno. En el engranaje izquierdo se impondrá un encastre, es decir, se impedirá tanto la rotación como el desplazamiento lineal de este componente (imagen 2.3.13). En cambio, dado que el engranaje derecho es el que debe transmitir la carga, se impedirá su desplazamiento lineal, pero se le permitirá rotación (imagen 2.3.14). Ambas condiciones de contorno se aplican a la circunferencia interior de los engranajes debido a que es la zona en la que irían unidos al eje que los atraviesa y gira de forma solidaria a ellos. Con estas dos condiciones de contorno, unidas a la condición de contacto, será obtenida la situación deseada: generar tanto tensiones de contacto como flexión en los dientes.

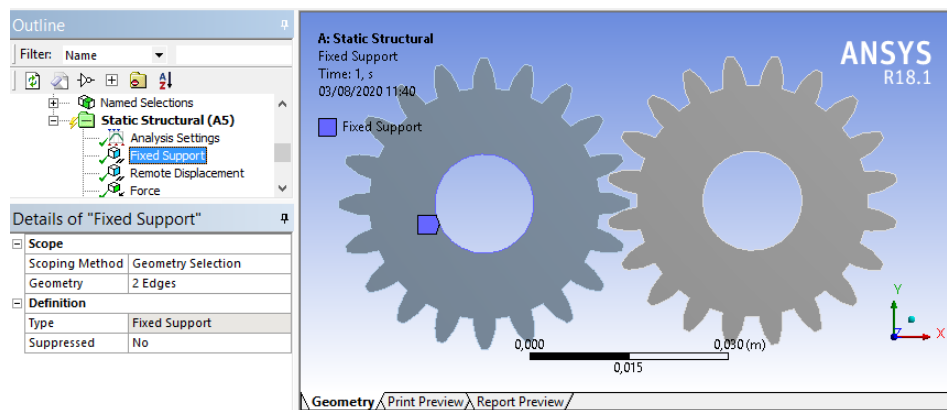


Imagen 2.3.13 – Configuración de la simulación: condición de contorno del engranaje esclavo

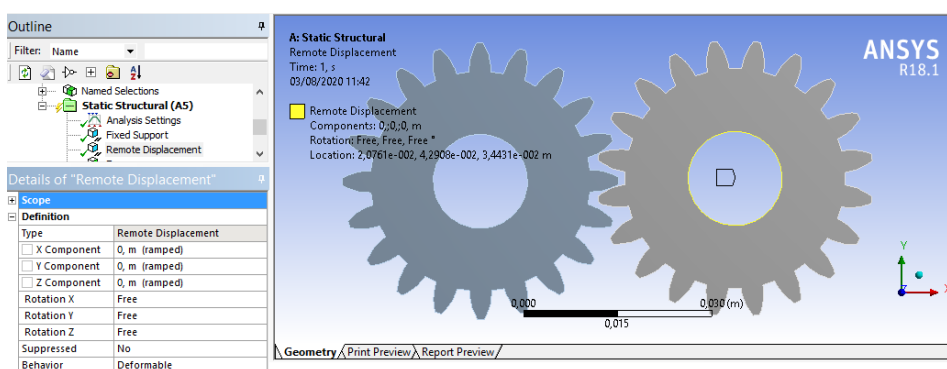


Imagen 2.3.14 – Configuración de la simulación: condición de contorno del engranaje maestro

Para finalizar, se aplica en el engranaje que actúa como maestro la fuerza definida en los apartados 3.1.1.3 y 3.1.2.1 de este documento. En la imagen 2.3.15 se puede ver apreciar resultado de esta configuración.

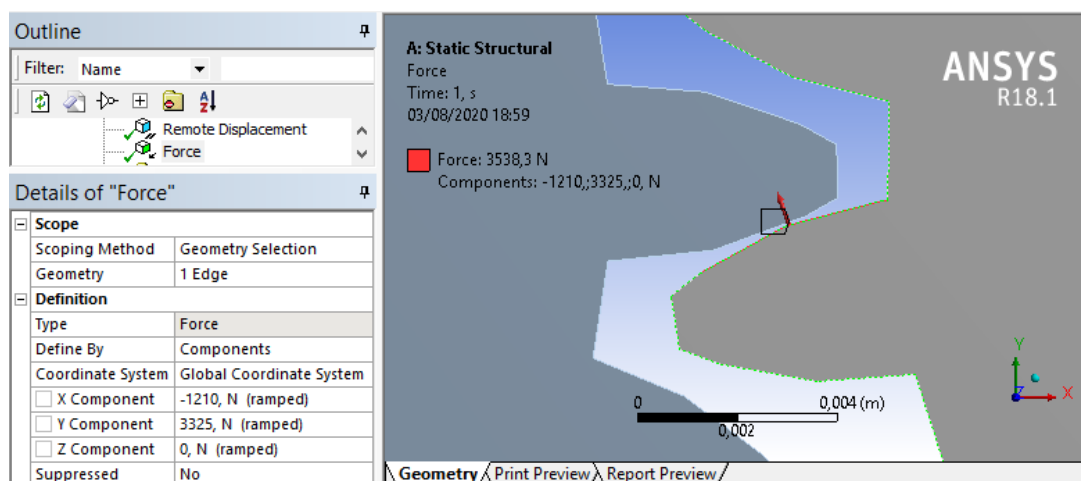


Imagen 2.3.15 – Configuración de la simulación: definición de la carga aplicada

3.1.3.2. Resultados obtenidos en la simulación mediante elementos finitos

A continuación, se muestra el resultado en detalle obtenido en la simulación por elementos finitos de la región de contacto entre los engranajes rectos de los satélites.

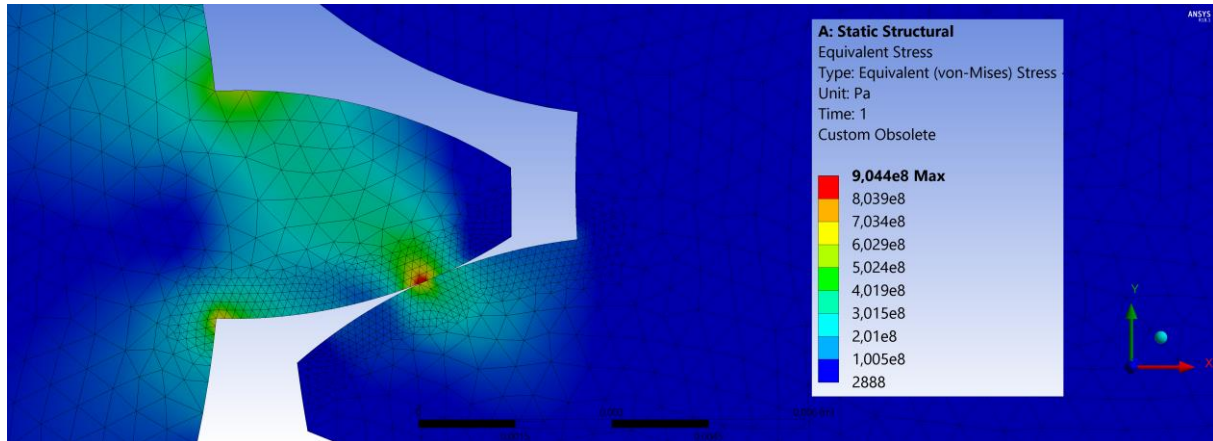


Imagen 2.3.16 – Resultado de la simulación de la tensión generada en los engranajes rectos

Tras la simulación de la situación estudiada de forma teórica, es posible comparar ambas resoluciones. A continuación, será presentada la comparativa entre ambos métodos.

	De forma teórica	Elementos finitos	Diferencia (%)
Tensión de flexión máxima (MPa)	529	503	4,91
Tensión de contacto máxima (MPa)	1041	905	13,06

Tabla 2.3.1 – Comparativa entre los cálculos realizados manualmente y mediante elementos finitos con Ansys

Dado que en ambas situaciones el resultado obtenido ha sido similar, es posible validar la simulación realizada.

3.2. CÁLCULO TEÓRICO DE LA TENSION GENERADA POR LA FLEXIÓN DE LOS ENGRANAJES HELICOIDALES

En este apartado será realizado un estudio desde el punto de vista de la resistencia para obtener la tensión generada en los dientes de los engranajes helicoidales tanto de los planetarios como satélites del mecanismo diferencial Torsen, es decir, en los componentes señalados en color azul en la imagen inferior.

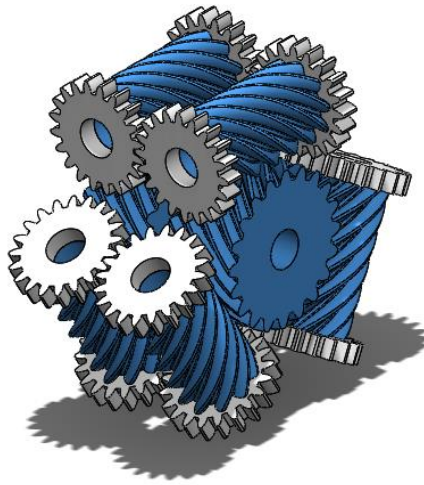


Imagen 2.3.17 – Engranajes helicoidales del mecanismo diferencial Torsen

A diferencia del caso estudiado en el apartado 3.1.2 de este anexo, en esta ocasión los dientes tienen una trayectoria helicoidal y su zona de contacto no está repartida en toda la longitud de dicho diente. No obstante, de cara a permanecer en el lado de la seguridad, será considerada una anchura de diente de 7,5 mm, el mismo valor utilizado en los engranajes rectos de los satélites, en lugar de una anchura igual a toda la longitud del diente.

3.2.1. Cálculo teórico de la tensión generada por la flexión de los dientes de los engranajes helicoidales del planetario

De forma análoga al caso de los engranajes rectos, la tensión total será calculada como la suma de la tensión generada tanto por parte de la flexión del diente como por la compresión del mismo debida a la influencia del ángulo de presión.

3.2.1.1. Análisis de compresión en el diente del engranaje

Dado que el estudio a realizar sigue la misma metodología que ya ha sido explicada anteriormente, a continuación, serán mostrados de forma directa los resultados obtenidos.

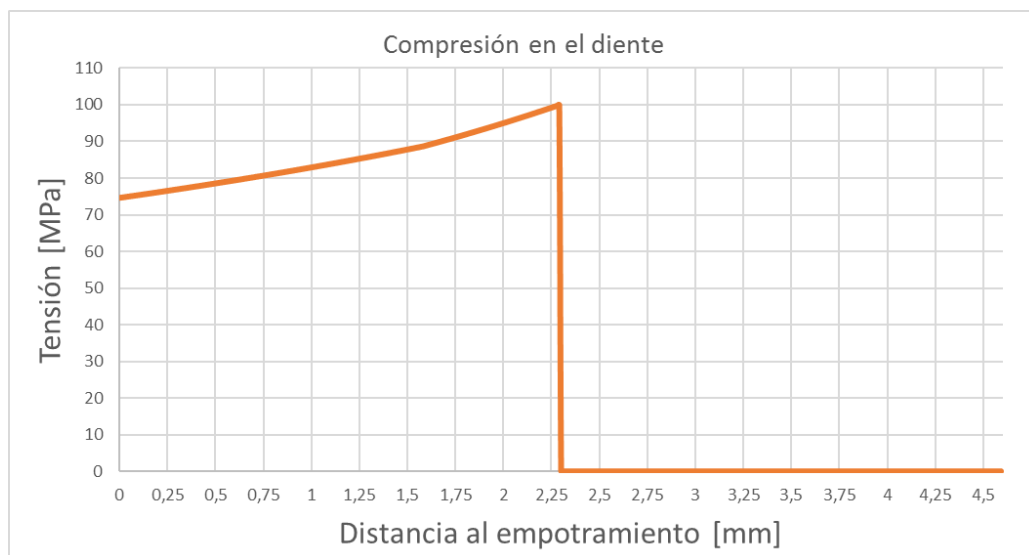


Imagen 2.3.18 – Distribución de la tensión generada por compresión en los engranajes planetarios

En este caso, la máxima tensión de compresión obtenida se encuentra en el punto de aplicación de la carga debido a que se trata de la zona con menor área transversal. Su valor es de 100 MPa.

3.2.1.2. Análisis de flexión en el diente del engranaje

De igual forma, dado que el estudio a realizar sigue la misma metodología que ya ha sido explicada anteriormente, a continuación, serán mostrados de forma directa los resultados obtenidos para el caso de flexión en el diente del engranaje.

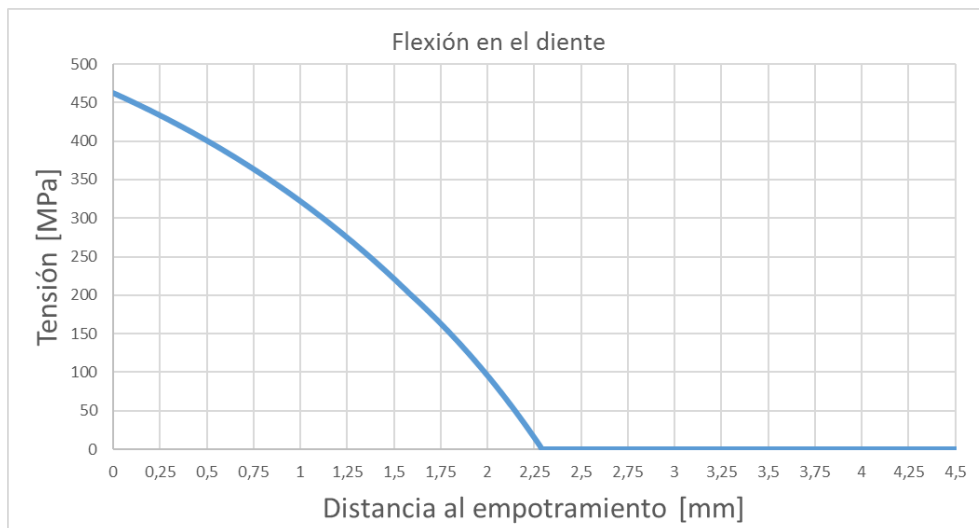


Imagen 2.3.19 – Distribución de la tensión generada por flexión en los engranajes planetarios

En este caso, la máxima tensión generada por la flexión del diente se encuentra en la base del empotramiento, lugar en el que el momento flector es máximo. Su valor es de 462 MPa.

3.2.1.3. Tensión total generada en el diente del engranaje

Una vez obtenidas las tensiones generadas tanto por compresión como por flexión, es posible realizar una composición de ambos resultados sumando sus valores. De esta forma, será obtenida la tensión total a la que está sometido el diente del engranaje. A continuación, será mostrado el resultado conjunto.

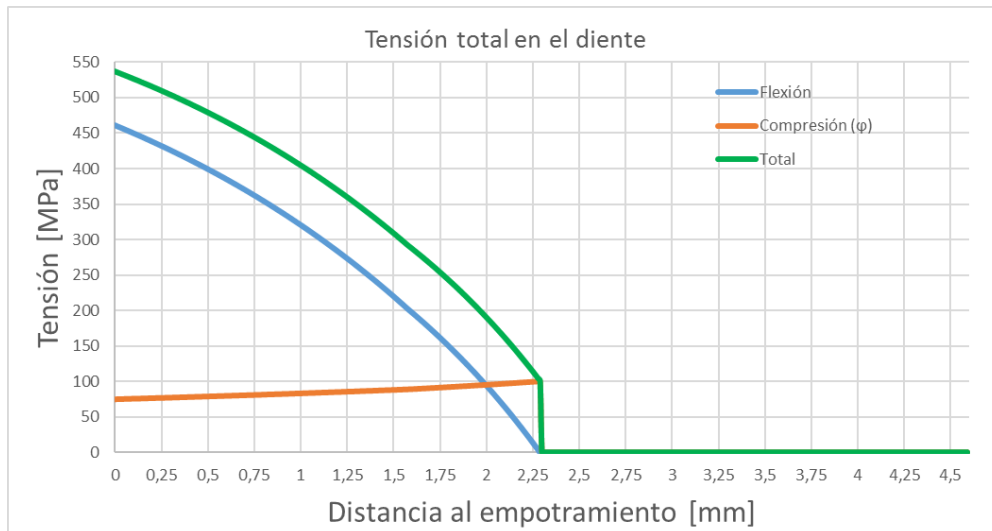


Imagen 2.3.20 – Distribución de la tensión total generada en los engranajes planetarios

Tal y como es posible apreciar, en este caso la tensión máxima obtenida es de 537 MPa y se encuentra localizada en la base del empotramiento. No obstante, es importante recordar que se ha considerado una anchura de diente inferior a la real, por lo que el resultado obtenido está del lado de la seguridad.

En este caso, dado que la metodología llevada a cabo es idéntica a la utilizada para el análisis de resistencia de los engranajes rectos, no ha sido realizada una verificación por elementos finitos debido a que ya ha sido comprobada la validez de este proceso en anteriores secciones.

3.2.2. Cálculo teórico de la tensión generada por la flexión de los dientes de los engranajes helicoidales del satélite

Al igual que en anteriores análisis de esta índole, la tensión total será calculada como la suma de la tensión generada tanto por parte de la flexión del diente como por la compresión del mismo debida a la influencia del ángulo de presión.

3.2.2.1. Análisis de compresión en el diente del engranaje

Dado que el estudio a realizar sigue la misma metodología que ya ha sido explicada anteriormente, a continuación, serán mostrados de forma directa los resultados obtenidos.

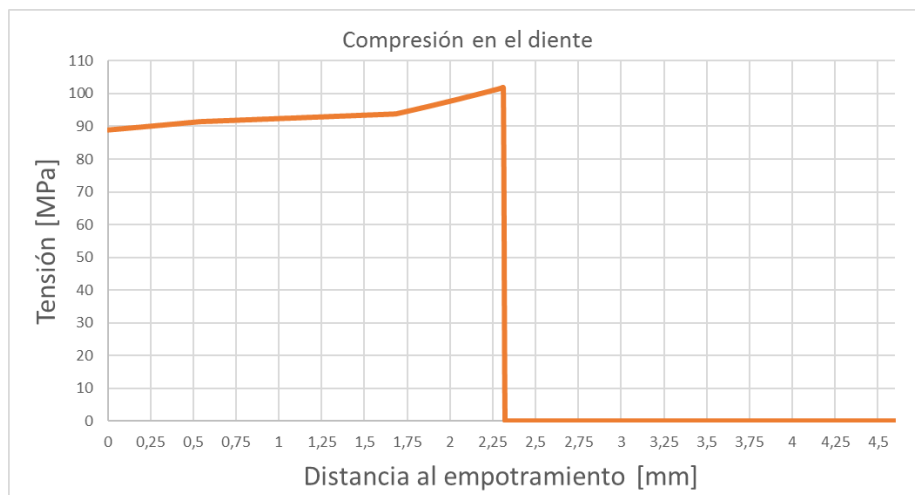


Imagen 2.3.21 – Distribución de la tensión generada por compresión en los engranajes satélites

En este caso, la máxima tensión de compresión obtenida se encuentra en el punto de aplicación de la carga debido a que se trata de la zona con menor área transversal. Su valor es de 102 MPa.

3.2.2.2. Análisis de flexión en el diente del engranaje

De igual forma, dado que el estudio a realizar sigue la misma metodología que ya ha sido explicada anteriormente, a continuación, serán mostrados de forma directa los resultados obtenidos para el caso de flexión en el diente del engranaje.

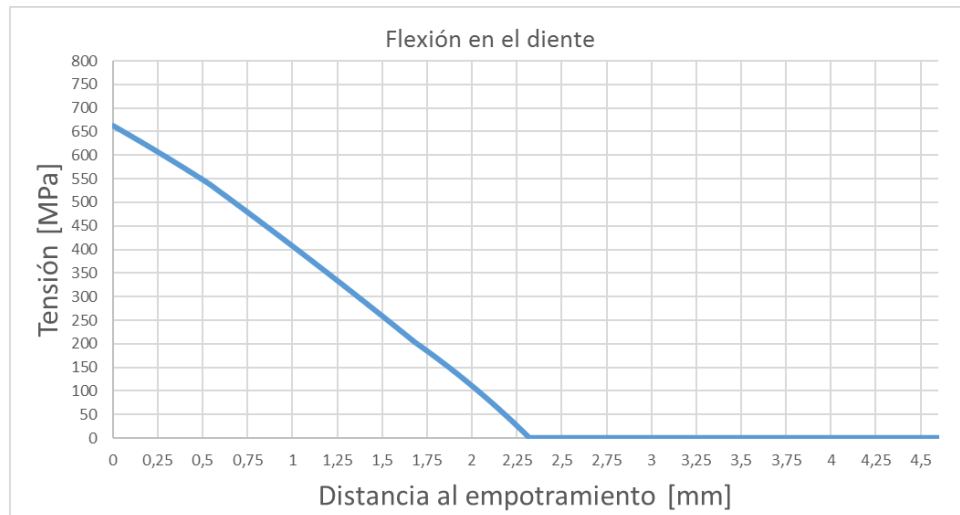


Imagen 2.3.22 – Distribución de la tensión generada por flexión en los engranajes satélites

En este caso, la máxima tensión generada por la flexión del diente se encuentra en la base del empotramiento, lugar en el que el momento flector es máximo. Su valor es de 663 MPa.

3.2.2.3. Tensión total generada en el diente del engranaje

Una vez obtenidas las tensiones generadas tanto por compresión como por flexión, es posible realizar una composición de ambos resultados sumando sus valores. De esta forma, será obtenida la tensión total a la que está sometido el diente del engranaje. A continuación, será mostrado el resultado conjunto.

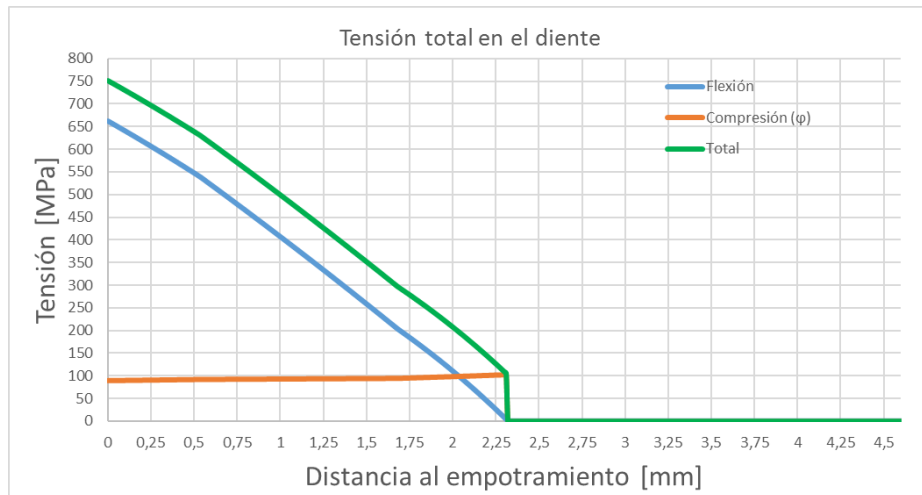


Imagen 2.3.23 – Distribución de la tensión total generada en los engranajes satélites

Tal y como es posible apreciar, en este caso la tensión máxima obtenida es de 752 MPa y se encuentra localizada en la base del empotramiento. No obstante, es importante recordar que se ha considerado una anchura de diente inferior a la real, por lo que el resultado obtenido está del lado de la seguridad.

Al igual que en la sección dedicada al análisis de resistencia de los dientes del engranaje helicoidal del planetario, no ha sido realizada una verificación por elementos finitos debido a que ya ha sido comprobada la validez de este proceso en anteriores secciones.

3.3. CONCLUSIONES OBTENIDAS EN EL ESTUDIO DE RESISTENCIA

Una vez conocidas las tensiones máximas en cada uno de los componentes estudiados, se puede realizar la elección justificada del material con el que serán contruidos dichos componentes, de forma que no se genere el fallo estructural del mecanismo diferencial Torsen.

Las tensiones obtenidas se encuentran en un rango de, aproximadamente entre 500 MPa y 1000 MPa, en general son valores altos para materiales tradicionales. El motivo de haber obtenido unas tensiones altas en general reside en la delicada

geometría de los componentes. No obstante, en la actualidad existen multitud de aleaciones férricas que son capaces de resistir estas tensiones.

Una vez obtenidos los valores máximos de las tensiones en cada uno de los componentes, es posible seleccionar un material adecuado que sea capaz de satisfacer los requerimientos del mecanismo diferencial, tal y como se realiza en el apartado 4.2.2 del documento 1: Memoria del Trabajo Fin de Máster.

4. ANÁLISIS DE DIFUSIÓN EN ACERO STRENX 1300

En este apartado, será realizado el cálculo de las condiciones de diseño de la cementación llevada a cabo en el tratamiento térmico que será aplicado a los componentes del mecanismo diferencial Torsen en la fase de fabricación.

El acero Strenx 1300 cuenta con una composición en carbono igual al 0,25%, por lo que se trata de un material ideal para aplicar este tipo de tratamientos. La penetración buscada será de un 0,5% de carbono a 0,3mm de la superficie. Para ello, se utilizará un gas carburante con una composición tal que generará una superficie de los componentes con un 0,8% de carbono. De esta forma, siguiendo las recomendaciones encontradas en el libro Aceros, de José Antonio Pero-Sanz Elorz, el contenido en carbono será siempre inferior al 1%.

La difusión atómica se rige por la expresión mostrada a continuación, en la cual interviene una función de error que se encuentra tabulada.

$$\frac{C_x - C_o}{C_s - C_o} = 1 - \operatorname{erf}(z), \quad \text{con } z = \frac{x}{2\sqrt{D \cdot t}} \quad \text{Expresión 2.30}$$

Siendo:

C_x : Composición de carbono buscada al nivel de penetración marcado

C_o : Composición de carbono inicial del elemento tratado

C_s : Composición de carbono del gas carburante

x : Penetración buscada en el elemento tratado

D : Coeficiente de difusividad, $1,28 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$ en este caso

t : Tiempo requerido para alcanzar la composición marcada

La función de error, como ha sido comentado anteriormente, se encuentra tabulada. En el caso estudiado, los valores requeridos son los siguientes:

z	$\text{erf } z$	z	$\text{erf } z$	z	$\text{erf } z$	z	$\text{erf } z$
0	0	0.40	0.4284	0.85	0.7707	1.6	0.9763
0.025	0.0282	0.45	0.4755	0.90	0.7970	1.7	0.9838
0.05	0.0564	0.50	0.5205	0.95	0.8209	1.8	0.9891
0.10	0.1125	0.55	0.5633	1.0	0.8427	1.9	0.9928
0.15	0.1680	0.60	0.6039	1.1	0.8802	2.0	0.9953
0.20	0.2227	0.65	0.6420	1.2	0.9103	2.2	0.9981
0.25	0.2763	0.70	0.6778	1.3	0.9340	2.4	0.9993
0.30	0.3286	0.75	0.7112	1.4	0.9523	2.6	0.9998
0.35	0.3794	0.80	0.7421	1.5	0.9661	2.8	0.9999

Tabla 2.4.1 – Valor de la función de error, $\text{erf}(z)$ [Fuente: <https:// analisisligero.wordpress.com/>]

Una vez definido el mecanismo de cálculo del proceso de difusión del carbono en el acero, es posible comenzar con el cálculo del tiempo necesario para obtener la composición requerida. Utilizando de forma directa la expresión 2.30, es posible obtener el valor de la función de error.

$$\frac{0,8 - 0,2}{0,5 - 0,2} = 1 - \text{erf}(z)$$

De modo que la función de error tendrá un valor de 0,5454. A continuación, utilizando la tabla 2.4.1, es posible obtener el valor de z . Dado que el valor obtenido de la función de error no se encuentra de forma directa en la tabla, será necesario realizar una interpolación lineal:

$$\frac{z - 0,5}{0,55 - 0,5} = \frac{0,5454 - 0,5205}{0,5633 - 0,5205} \rightarrow z = 0,5291$$

Utilizando de nuevo la expresión 2.30, mediante la correlación del valor de z , es posible obtener el tiempo necesario para alcanzar la composición buscada.

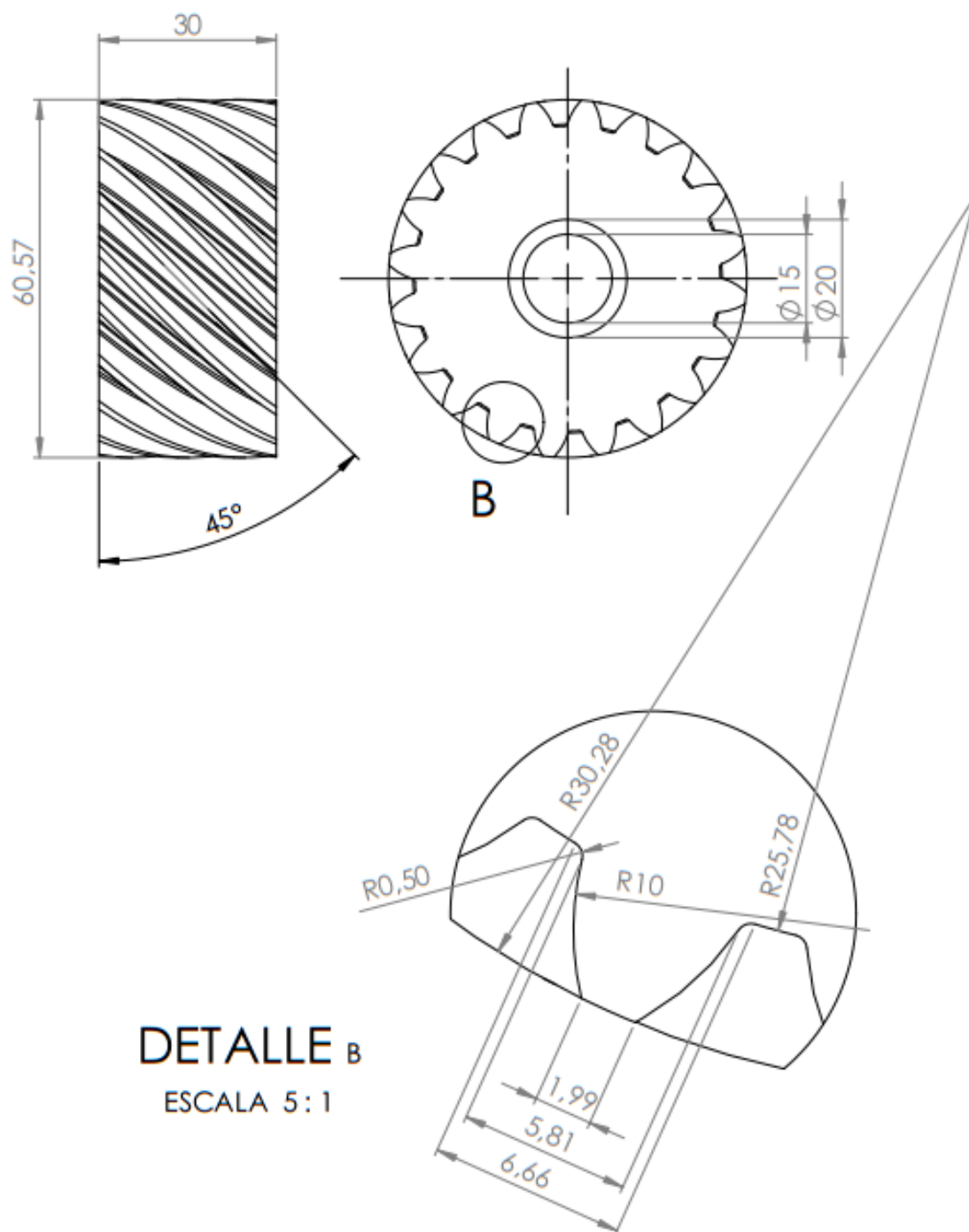
$$0,5291 = \frac{3 \cdot 10^{-4} \text{ m}}{2\sqrt{1,28 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s} \cdot t}} \rightarrow t = 6.280 \text{ s}$$

Por tanto, para conseguir una composición del 0,5% en carbono a una profundidad de 0,3 mm, es preciso exponer los componentes durante una hora y cuarenta y cinco minutos, a 927 °C, a la atmósfera carburante.

Documento 3:

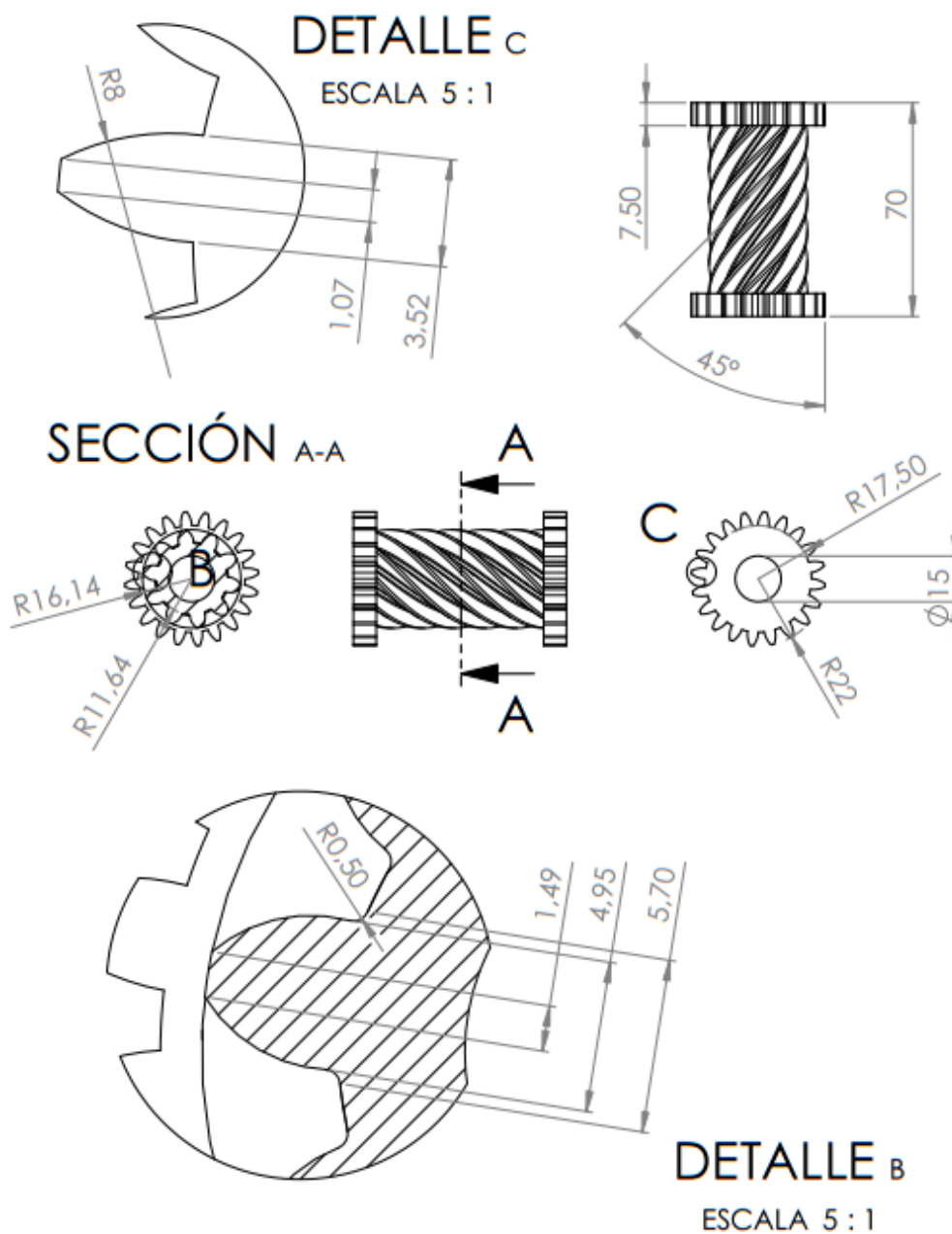
Planos

1. ENGRANAJE PLANETARIO



Proyecto: Diseño de mecanismo diferencial de deslizamiento limitado para automóvil			
Departamento de: Ingeniería Mecánica y Minera Universidad de Jaén	Realizado: Rafael Fernández Jiménez	Fecha: Julio 2020	Firma:
	Revisado:	Fecha:	Firma:
Subtítulo: Engranaje planetario para diferencial Torsen	Tipo de doc.: Plano	Escala: 1:1	Ident.: P001

2. ENGRANAJE SATÉLITE



Proyecto: Diseño de mecanismo diferencial de deslizamiento limitado para automóvil			
Departamento de: Ingeniería Mecánica y Minera Universidad de Jaén	Realizado: Rafael Fernández Jiménez	Fecha: Julio 2020	Firma:
	Revisado:	Fecha:	Firma:
Subtítulo: Engranaje satélite para diferencial Torsen	Tipo de doc.: Plano	Escala: 1:2	Ident.: P002