



UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

ESCUELA UNIVERSITARIA DE
INGENIERIA TÉCNICA
INDUSTRIAL



Escuela Universitaria
de Ingeniería Técnica
Industrial de Zaragoza

DISEÑO DE LA CADENA CINEMÁTICA DE TRACCIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO

Autor: Víctor Fernández Alejandro

Director: Fco. Javier Castany Valeri

Especialidad: Mecánica

Convocatoria: Septiembre 2010/2011

RESUMEN DEL TRABAJO:

El presente proyecto trata sobre el diseño de la cadena cinemática de tracción de un vehículo eléctrico.

El punto de inicio consiste en varios componentes seleccionados por otros grupos de trabajo, como el motor eléctrico, el subchasis o la rueda y a partir de ellos se ha diseñado la caja de cambios, el diferencial y los palieres.

Dentro de la carpeta se incluyen los siguientes documentos y un DVD:

- Memoria
- Presupuesto
- Planos
- DVD



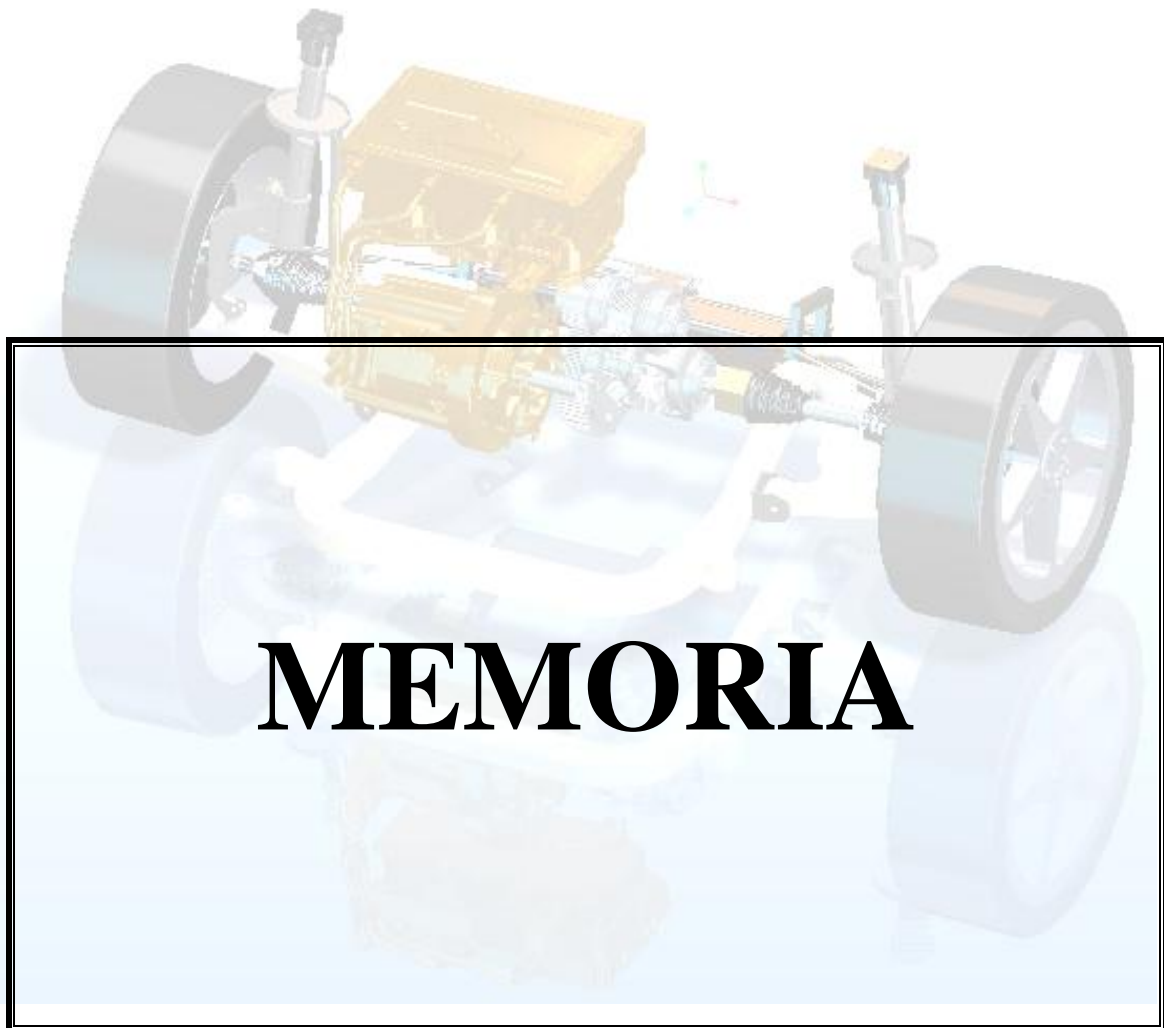
UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

ESCUELA UNIVERSITARIA DE
INGENIERIA TÉCNICA
INDUSTRIAL



Escuela Universitaria
de Ingeniería Técnica
Industrial de Zaragoza

DISEÑO DE LA CADENA CINEMÁTICA DE TRACCION DE UN VEHICULO ELÉCTRICO



Autor: Víctor Fernández Alejandro

Septiembre 2010/2011

INDICE:

	Página
1. Título del proyecto	4
2. Objeto del proyecto	4
3. Descripción del vehículo.....	4
3.1 Alternativas de la cadena cinemática de tracción.....	5
3. 1.1 Componentes eléctricos.....	5
3. 1.1.1 Baterías.....	5
3. 1.1.2 Motor eléctrico.....	7
3.1.2 Componentes mecánicos.....	9
3.1.2.1 Caja de velocidad.....	9
3.1.2.2 Grupo diferencial.....	11
3.1.2.3 Palier.....	15
3.1.2.4 Rueda.....	17
3.1.2.4.1 Buje.....	17
3.1.2.4.2 Disco.....	18
3.1.2.4.3 Llanta.....	19
3.1.2.4.4 Neumático.....	21
4. Descripción de las acciones determinantes de la performance del vehículo..	23
4.1 Potencia útil del motor y pérdidas de accionamiento.....	23
4.2 Resistencias a la marcha.....	24

5. Componentes de la cadena cinemática tracción.....	27
5.1 Componentes de partida.....	27
5.1.1 Motor eléctrico.....	28
5.1.2 Baterías.....	31
5.1.3 Buje.....	32
5.1.4 Llanta.....	32
5.1.5 Neumático.....	32
5.2 Componentes mecánicos diseñados.....	33
5.2.1 Consideraciones para el diseño.....	33
5.2.2 Obtención de las relaciones de desmultiplicación.....	33
5.2.3 Diseño de componentes mecánicos	41
5.2.3.1 Caja de cambios.....	42
• Piñón de ataque.....	44
• Eje primario.....	45
- Eje.....	45
- Engranajes.....	47
- Rodamientos.....	48
• Eje secundario.....	50
- Eje.....	51
- Engranajes.....	52
- Rodamientos.....	55
- Circlips, arandelas y casquillos.....	58
- Sincronizadores y horquillas.....	60
• Actuador electromagnético	66

5.2.3.2 Diferencial.....	67
• Conjunto carcasa-corona.....	68
• Planetas y satélites.....	70
• Rodamientos.....	71
• Circlips y arandelas.....	73
5.2.3.3 Palieres.....	74
6. Resumen del presupuesto.....	75
7. Firma y fecha.....	75
8. Bibliografía.....	76
9. Anexos.....	77
• Anexo 1: Baterías.....	77
• Anexo 2: Tablas de vehículos estudiados.....	79
• Anexo 3: Relaciones de desmultiplicación.....	81
• Anexo 4: Cálculo de ejes.....	84
• Anexo 5: Cálculo de engranajes helicoidales.....	88
• Anexo 6: Cálculo de rodamientos cónicos.....	92
• Anexo 7: Cálculo de estriados.....	93
• Anexo 8: Cálculo de rodamientos de agujas axiales.....	95
• Anexo 9: Cálculo de los muelles del sincronizador.....	96
• Anexo 10: Actuador electromagnético.....	99
• Anexo 11: Cálculo de la unión remachada.....	100
• Anexo 12: Cálculo de engranajes cónicos.....	103

1 Titulo del proyecto

El título del proyecto es **DISEÑO DE LA CADENA CINEMATICA DE TRACCION DE UN VEHICULO ELECTRICO.**

2 Objeto del proyecto

Este es un proyecto en colaboración con el departamento de ingeniería mecánica del CPS y tiene como objeto el diseño de la cadena cinemática de tracción de un vehículo eléctrico alimentado por baterías.

Entenderemos como cadena cinemática de tracción al conjunto de elementos encargados de transmitir la potencia de giro desde el motor, incluido este, hasta los neumáticos de las ruedas.

Para este proyecto, contamos con una serie de componentes de partida impuestos por otros grupos de trabajo relacionados con el proyecto, a partir de los cuales comenzaremos el desarrollo de nuestro proyecto.

3 Definición del tipo de vehículo

El vehículo posee un formato monovolumen, desarrollado para realizar la función de taxi de transporte de personas y equipaje en zonas urbanas e interurbanas, así como en recorridos de larga distancia en menor medida.

Esto nos ayuda a definir las necesidades del sistema de tracción, el cual será accionado por un motor eléctrico de corriente continua, alimentado por baterías de Ion-Litio.

Llevará una caja de velocidades semiautomática para poder adaptar el vehículo a las necesidades de la carretera.

3.1 Alternativas de la cadena cinemática de tracción

En este apartado se van a explicar los diferentes componentes de la cadena cinemática de tracción de un vehículo eléctrico alimentado por baterías, así como las diferentes alternativas disponibles. Se ha decidido incluir las baterías dentro de estos componentes ya que son las encargadas de acumular la energía consumida por la cadena de tracción.

3.1.1 Componentes eléctricos

No nos extenderemos mucho en la descripción de las diferentes alternativas con las que contamos relacionadas con los componentes eléctricos. Esto es debido a que no es competencia de este proyecto su diseño, sino que vienen como elementos de partida ya impuestos.

3.1.1.1 Baterías

En un vehículo eléctrico alimentado únicamente por baterías, estas tienen una gran importancia a la hora del diseño. Esto es debido a que son los únicos componentes capaces de almacenar energía, además de su alto costo, peso y volumen.

Existen otros medios de transporte y generación de energía eléctrica en vehículos, tales como celdas solares o súper-condensadores, pero aquí nos centraremos únicamente en las baterías.

El mayor inconveniente del uso de baterías como fuente de alimentación en vehículos, frente a otras fuentes como la gasolina, viene de la necesidad de dotar al vehículo de una autonomía suficientemente razonable para el uso para el cual ha sido diseñado. Entendemos esto mejor al comparar la energía específica de una batería de plomo ácido (35 Wh/kg), frente a la de la gasolina (2000 Wh/kg). A la hora del diseño, esto se traduce en que para una autonomía similar, el vehículo alimentado por baterías deberá dedicar más peso y volumen al almacenamiento de energía.

La siguiente tabla muestra distintos tipos de baterías existentes, así como algunas de sus características.

Tipo de batería	Energía específica (Wh.kg ⁻¹)	Densidad energética (Wh.L ⁻¹)	Potencia específica (W.kg ⁻¹)	Temperatura de operación	Autodescarga	Nº de ciclos de vida	Tiempo de recarga
Plomo ácido	35	95	250	Ambiente	2% al día	>800 al 80% de la capacidad	8h(1h para el 90%)
Níquel-Cadmio	55	90	125	-40° a 80°C	0,5% al día	1200 al 80% de la capacidad	1h(20 min para el 60%)
Níquel e hidruro metálico	65	150	200	Ambiente	5% al día	1000 al 80% de la capacidad	1h(20 min para el 60%)
Sodio-Azufre	100	150	200	300°-350°C	Muy lenta	1000 al 80% de la capacidad	8h
Cloruro sódico	100	150	150	300°-350°C	10% al día	>1000	8h
Ion-Litio	90	153	300	Ambiente	10% al mes	>1000	2-3h
Aluminio-Aire	225	195	10	Ambiente	>10% al día	>1000	10min
Zinc-Aire	230	270	105	Ambiente	Alto	>2000	10min

Para entender mejor la tabla se explicará el significado de las características.

La **energía específica**, es la cantidad de energía eléctrica almacenada por cada Kg de batería. Para un cálculo aproximado y una vez que la capacidad energética de la batería necesaria en el vehículo es conocida (Wh), esta, puede ser dividida por la energía específica para obtener una aproximación de la masa necesaria en baterías (Wh/Kg).

La **densidad de energía**, es la cantidad de energía eléctrica almacenada por volumen, en este caso por metro cúbico. Como en el apartado anterior, podemos realizar un cálculo aproximado para conocer el volumen necesario en baterías.

La **potencia específica**, es la cantidad de potencia por Kg. Indica la rapidez con la que se puede extraer energía de la batería y por lo tanto, cual es la máxima corriente por unidad de tiempo que se le puede suministrar al motor. En la tabla aparecen las máximas potencias específicas y es importante entender que son valores que las baterías no pueden mantener durante

muchos segundos, a riesgo de que su densidad energética se degrade, lo que reduciría la autonomía.

La **temperatura de operación** determina la facilidad con la que se puede utilizar la batería o almacenar energía en ella. En la tabla se observa que hay baterías que necesitan una alta temperatura.

Muchas baterías se descargan cuando dejan de ser usadas, esto se conoce como **auto-descarga**. Este suceso es importante, ya que determinadas baterías no pueden ser dejadas largos periodos de tiempo sin ser recargadas. Los ratios de auto-descarga varían según el tipo de batería y otros factores como la temperatura.

El **número de ciclos**, representa el número mínimo de descargas al 80% que una batería puede soportar. Se debe tener en cuenta que cada ciclo de descarga profunda reduce un poco la máxima densidad de energía.

El **tiempo de recarga**, representa el tiempo que una batería conectada a un sistema de alimentación, requiere para volver a almacenar el 100% de su capacidad energética. Se puede observar que los tiempos disminuyen considerablemente si la recarga se efectúa a niveles inferiores de la capacidad máxima.

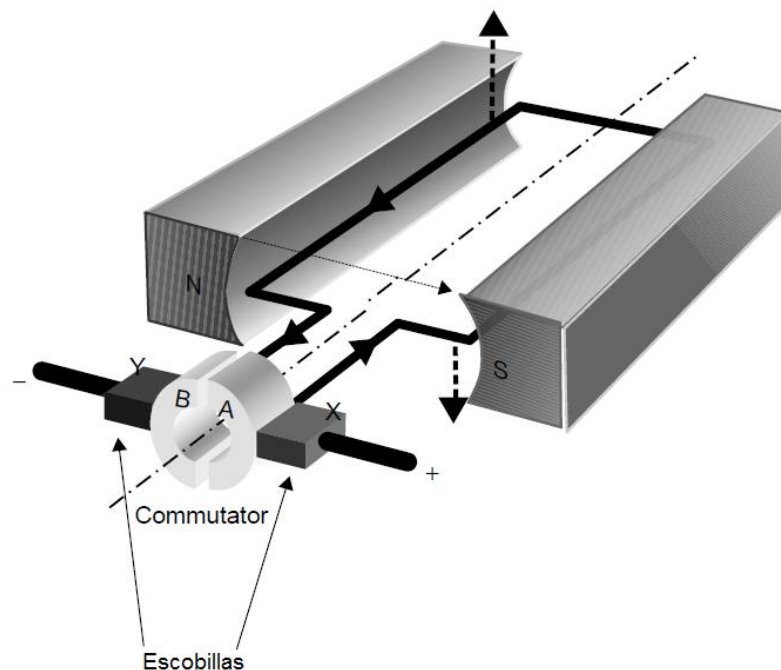
3.1.1.2 Motor eléctrico

Los vehículos eléctricos utilizan un amplio rango de motores eléctricos, tanto de corriente continua (CC), como de corriente alterna (AC). Aquí nos vamos a limitar a describir el funcionamiento y características principales de un motor de CC, ya que este es el tipo de motor que montará nuestro vehículo.

Este tipo de motor es utilizado en un sinnúmero de herramientas portátiles alimentadas por baterías e inclusive en herramientas alimentadas por una red de AC como podría ser el caso de un secador de pelo.

Entre las ventajas de los motores de CC encontramos la facilidad para regular perfectamente la velocidad, o la posibilidad de invertir el sentido de giro. Sin embargo también cuentan con algunos inconvenientes como su mantenimiento, que puede resultar caro y laborioso.

En la siguiente figura se muestra un esquema del clásico motor de CC:



Un motor de CC se compone principalmente de dos partes, un estátor que da soporte mecánico al aparato y un rotor alojado en el interior del estator. El estator cuenta con dos o más polos magnéticos que pueden ser de imanes permanentes o devanados con hilo de cobre sobre núcleo de hierro. Su función es la de crear un campo magnético que actúe sobre el rotor.

El rotor, generalmente de forma cilíndrica, está formado por una serie de bobinas a las que llega corriente eléctrica a través de un conmutador en contacto con unas escobillas.

El funcionamiento de un motor de CC es sencillo. El estator, a través de sus polos, crea un campo magnético constante mientras se hace pasar una corriente por las bobinas del rotor. Al interactuar el campo magnético con esta corriente, se genera una fuerza que hace girar la bobina. Para mantener la dirección de rotación, es necesario que la dirección del flujo de corriente que pasa por las bobinas del rotor cambie de sentido dos veces cada vez que este dé un giro. Esto se puede lograr conectando las bobinas del rotor a un conmutador en contacto con una pareja de escobillas, las cuales con el giro del conmutador hacen que el sentido de la corriente de la bobina se invierta.

La mayoría de los pequeños y medianos motores DC tienen dos o cuatro polos, mientras que los motores de mayor tamaño pueden tener diez o más. A diferencia de los motores AC, en donde el número de polos es determinante en la velocidad, en los motores DC esto no se relaciona.

3.1.2 Componentes mecánicos

3.1.2.1 Caja de velocidad

Las cajas de velocidad se sitúan en la salida del motor, entre el embrague y el diferencial. Están compuestas por ejes y conjuntos de engranajes, los cuales permiten las diferentes relaciones de marcha del vehículo.

Su finalidad es la de permitir el funcionamiento del motor en un régimen óptimo en todo momento y modificar el par de salida de éste adaptándolo a las necesidades de marcha.

Otras funciones que cumplen son la de permitir la marcha atrás del vehículo y el funcionamiento en vacío del motor.

Según el mecanismo para el cambio de marchas las podemos clasificar en:

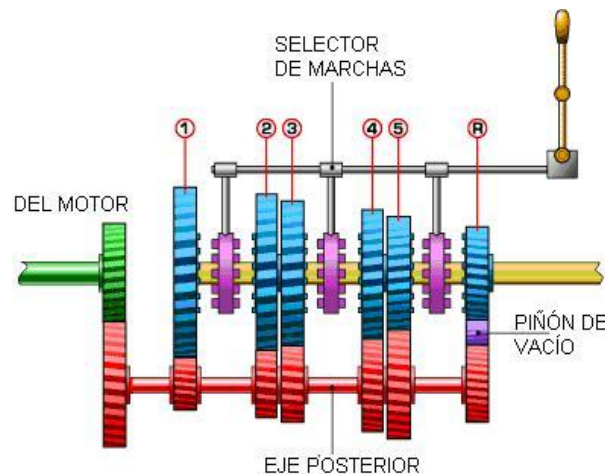
- Manuales
- Automáticas
- Semiautomáticas

Manuales:

La gran mayoría de los automóviles europeos cuentan con un mecanismo manual de cambio de marchas.

Este mecanismo consiste generalmente en una palanca situada en el habitáculo del conductor. Al ser accionada, produce un desplazamiento axial de los engranajes de la caja de velocidad, convirtiendo en solidario el giro de unos con los otros mediante el acople a través de sincronizadores.

Estos sincronizadores, no son más que engranajes dotados de unos conos de fricción y un dentado lateral. Cuando son desplazados axialmente, los conos de fricción de los engranajes entran en contacto en primer lugar, sincronizando la velocidad de ambos, para que luego entren en contacto los dentados laterales.



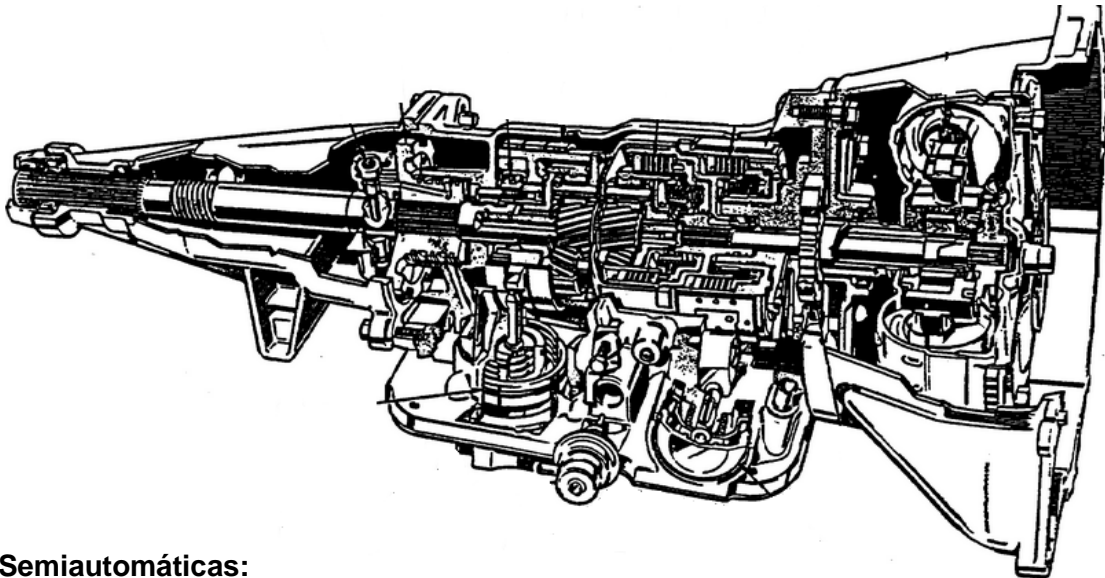
Automáticas:

En las cajas automáticas, la acción del cambio de marcha se produce sin la intervención del conductor. Este solo debe encargarse de la velocidad del vehículo y las incidencias del tráfico.

La mayoría de los cambios automáticos están compuestos por un convertidor hidráulico de par, combinado con un tren epicycloidal, cuyas diferentes combinaciones de engranajes son seleccionadas automáticamente por un sistema hidráulico, controlado por un sistema de gestión electrónica.

La ventaja de estas cajas es que seleccionan la relación de marcha con independencia de la voluntad del conductor, de modo que consigue optimizar el régimen de funcionamiento del vehículo.

La incorporación del control electrónico a estas cajas ha supuesto una gran mejora, permitiendo el elegir entre distintos programas de conducción (deportiva, económica...).

**Semiautomáticas:**

Este tipo de cajas se encuentran a medio camino entre las cajas automáticas y las de cambio manual, siendo el conductor el encargado de seleccionar la relación de marchas.

La aportación más importante viene de la aplicación de la electrónica, la cual nos ayuda a prescindir del pedal del embrague y de la palanca de cambio.

Podemos prescindir del pedal del embrague debido a que este es accionado a través de un servomotor, el cual actúa de forma automática al cambiar de marcha.

De la misma manera, la palanca de cambio es sustituida por simples botones, los cuales al ser pulsados dan la señal de cambio de marcha. El ordenador recibe la señal y activa los servomotores de actuación sobre el embrague y cambio de marchas.

3.1.2.2 Grupo diferencial

El grupo diferencial, es un componente mecánico situado entre la caja de velocidad del vehículo y los palieres de las ruedas motrices. Su función es la de repartir adecuadamente el par proveniente de la caja de velocidad a las ruedas motrices.

Esta función resulta sencilla en el caso de que el vehículo circule en línea recta, ya que ambas ruedas giran a la misma velocidad. Sin embargo, y esta es la verdadera causa del uso del diferencial, cuando el vehículo toma una curva, la rueda exterior recorre una distancia mayor que la interior y por lo tanto debe girar a una velocidad mayor para recorrer esta distancia en el mismo tiempo.

En el caso de que las dos ruedas girasen a la misma velocidad durante la curva, la rueda exterior deslizaría sobre el terreno generando un gran desgaste en el neumático, además de dificultar en gran medida el control sobre el vehículo. Las irregularidades en el terreno como baches, charcos o barro, también provocan diferencias en los recorridos de las ruedas.

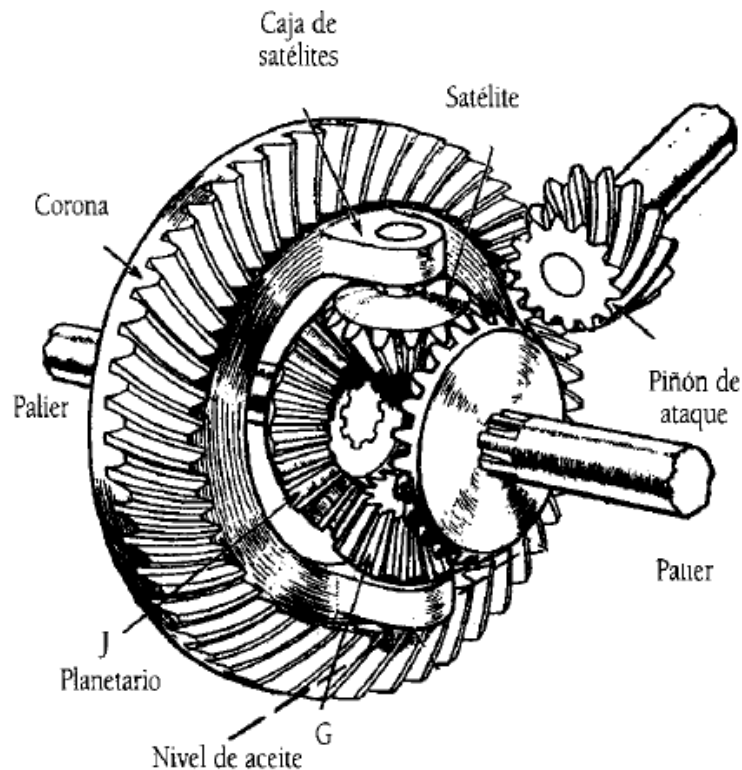
Así pues, el diferencial debe permitir que las ruedas motrices giren a distinto número de revoluciones y sigan manteniendo la capacidad de transmitir par.

Se han desarrollado diversos tipos de diferenciales, los cuales se pueden dividir en dos grupos:

- Diferenciales clásicos de ruedas cónicas
- Diferenciales autoblocantes:
 - Diferencial autoblocante mecánico
 - Diferencial autoblocante viscoso
 - Diferencial autoblocante Torsen

Diferenciales clásicos de ruedas cónicas:

El mecanismo diferencial de ruedas cónicas, se denomina habitualmente como diferencial clásico y es el más usado en la mayoría de vehículos comerciales.



En el diferencial de la imagen, la potencia se transmite a la corona a través del piñón de ataque. La caja de satélites gira solidaria a la corona y transmite la potencia a los planetarios a través de los satélites. Finalmente, los palieres, acoplados a los planetarios por ejes estriados, transmiten la potencia hasta las ruedas motrices.

En el caso de marcha en línea recta, ambas ruedas giran a la misma velocidad, así pues, los dos planetarios también rotan a la misma velocidad y los satélites no girarán sobre sus ejes, sino que se comportarán como piezas de arrastre transmitiendo el mismo par a cada planetario.

En caso de tomar una curva, la rueda exterior gira a mayor velocidad que la interior, como ya hemos dicho. Esto provoca una diferencia de velocidades de rotación en los dos planetarios, hecha posible mediante la rotación sobre su propio eje de los satélites.

Este tipo de diferenciales poseen un modo de trabajar que en ciertas condiciones del terreno se convierte en una desventaja.

Por ejemplo, si una de las ruedas del vehículo patina por estar en contacto con terreno resbaladizo como barro, hielo o agua, o simplemente pierde contacto con el terreno por causa de un bache, el par resistente de esta rueda será nulo y por lo tanto toda la potencia del motor tiende a salir a través de ella. Esto provoca que la rueda que sí tiene tracción sobre el terreno quede inmóvil debido a que no le llega potencia suficiente.

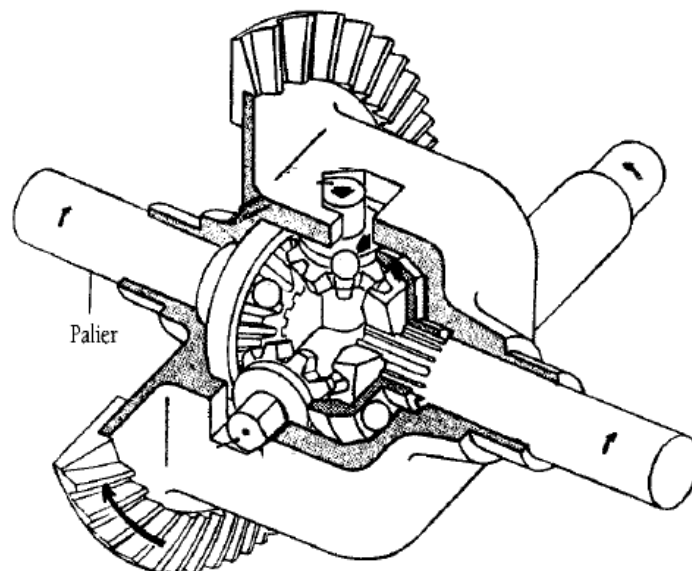
Para solventar este problema se desarrollaron los diferenciales autoblocantes.

Diferenciales autoblocantes:

Son diferenciales que de forma automática, permiten ligeramente la diferencia de giro entre las ruedas para que el vehículo pueda rodar en las curvas con toda la dirección virada, pero impiden o dificultan el excesivo giro de una rueda respecto a la otra, lo que sería señal de una situación descontrolada.

- Diferencial autoblocante mecánico:

Este diferencial incorpora unos elementos de fricción en su interior (conos similares a los sincronizadores), interpuestos entre la carcasa del diferencial y el conjunto de planeta-palier, de manera que cuando una rueda motriz patina, se genera por rozamiento un par hacia la rueda opuesta que tiende a deshacer el efecto diferencial.

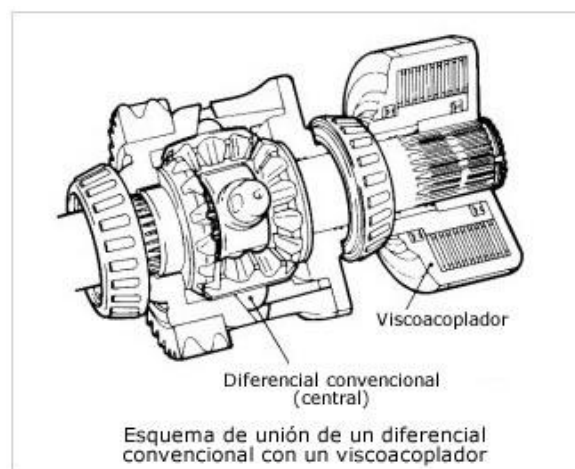


- Diferencial autoblocante viscoso

Estos diferenciales son usados tanto para diferenciales traseros o delanteros como para diferenciales centrales en modelos de tracción a las cuatro ruedas. Un ejemplo de diferencial viscoso sería el modelo Ferguson.

Tienen un valor de bloqueo previamente tarado, entre el 25% y el 75%, referido a la proporción de par que dejaría pasar por los satélites.

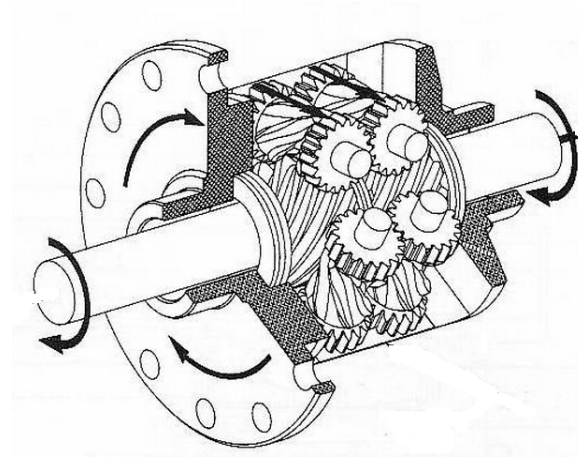
Están compuestos de un diferencial clásico de engranajes cónicos al que se le acopla un conjunto de discos bañados en aceite de silicona en la salida a los palieres. Su funcionamiento se basa en el rozamiento producido entre estos discos al producirse una diferencia de giro entre las ruedas.



- Diferencial autoblocante Torsen

Este modelo, de gran eficacia, basa su funcionamiento en el rozamiento de unos engranajes helicoidales sobre otros convencionales.

Su peculiaridad frente a los viscoacopladores es que el reparto del par a las ruedas se realiza de forma independiente a la velocidad rotatoria de cada uno de los dos palieres. Por eso pueden transmitir en una curva más par a la rueda que menos gira, a diferencia del resto de diferenciales. Su inconveniente principal es el precio, por lo que solo se monta en vehículos de gama alta, estando especialmente indicado como diferencial central para vehículos con tracción a las cuatro ruedas.



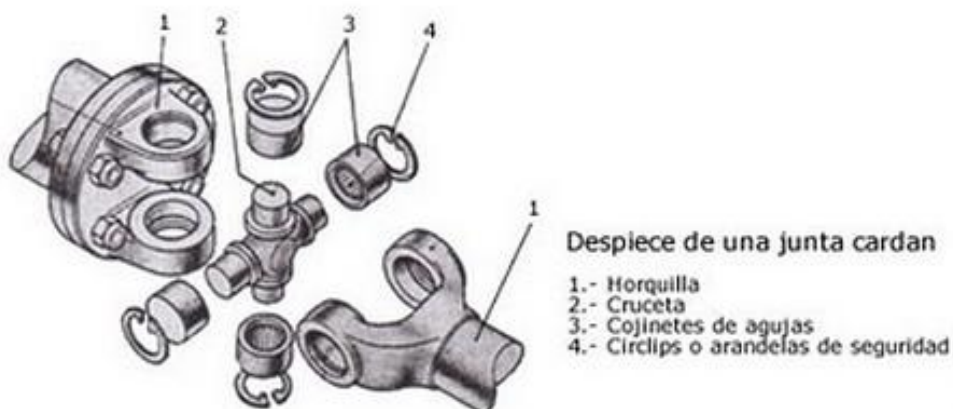
3.1.2.3 Palieres

Los palieres, son los ejes encargados de transmitir la potencia desde la salida del diferencial al buje de cada una de las ruedas tractoras. Generalmente son de distinta longitud.

Dependiendo de si el sistema de tracción es delantero o trasero, los palieres deberán satisfacer diferentes necesidades.

En el caso del sistema de tracción delantera, estos, además de permitir las oscilaciones verticales producidas por el sistema de amortiguación, deben permitir el giro en las ruedas producido por la dirección. Esto es debido a que las ruedas delanteras cumplen el papel de ruedas directrices, además de ser las propulsoras.

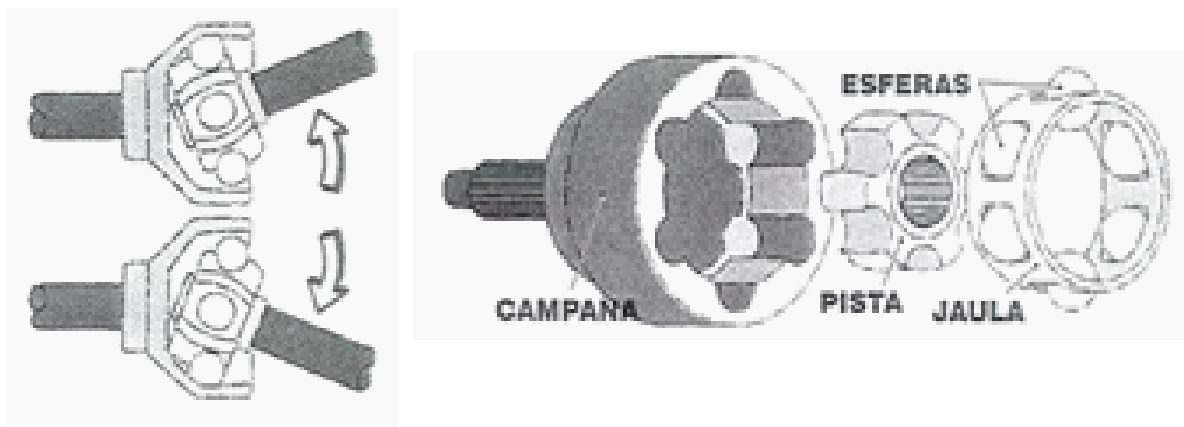
Antiguamente, para superar estas necesidades, los palieres llevaban una junta cardan a la salida del diferencial y otra en la entrada al buje. Con esto conseguían solventar medianamente el problema de las oscilaciones, pero debido a los grandes ángulos con los que giraba la rueda, se producían irregularidades en la transmisión del giro. Esto era debido a que las juntas cardan transmiten bien el giro cuando los ejes enlazados forman pequeños ángulos, pero si este era grande, como aquí sucedía, el eje conducido no gira con la regularidad del conductor, sino a una velocidad que varia continuamente dentro de cada vuelta.



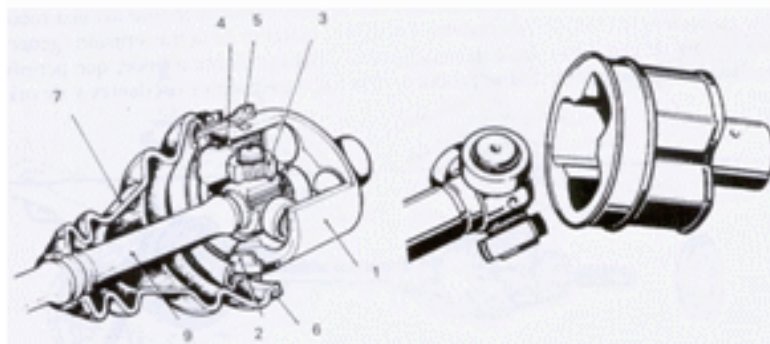
Para solventar este problema, se desarrollaron las juntas homocinéticas, las cuales estaban compuestas por dos juntas cardan debidamente acopladas. Con esto se conseguía que el giro alterado en la primera cardan, fuese rectificado en la segunda y así transmitirlo uniformemente de un árbol a otro, aún cuando formaban grandes ángulos.

Actualmente estas juntas homocinéticas han sido desarrolladas y prácticamente la mayoría de los vehículos montan del tipo Trípod o de bolas. Las juntas homocinéticas del tipo Trípod también permiten el desplazamiento axial.

Las siguientes imágenes muestran una junta cardan de bolas:



La siguiente imagen muestra una junta cardan tipo trípod:



En los sistemas de tracción trasera, el enlace del diferencial con el buje de la rueda también se realiza con palieres dotados de juntas homocinéticas del tipo Trípod y Lobro. En este caso, y debido a que las ruedas no son directrices y solo cumplen la funciones de ruedas tractoras, solo tendremos oscilaciones producidas por el sistema de amortiguación.

3.1.2.4 Rueda

La rueda es el elemento clave de un vehículo que permite el avance de este por el terreno. Generalmente son metálicas y desmontables. Generan los únicos puntos de contacto entre éste y el terreno, y por lo tanto se debe prestar especial atención a su estado.

Cumplen diversas funciones y todas ellas de gran importancia para las condiciones seguridad y performance del vehículo. Estas funciones son:

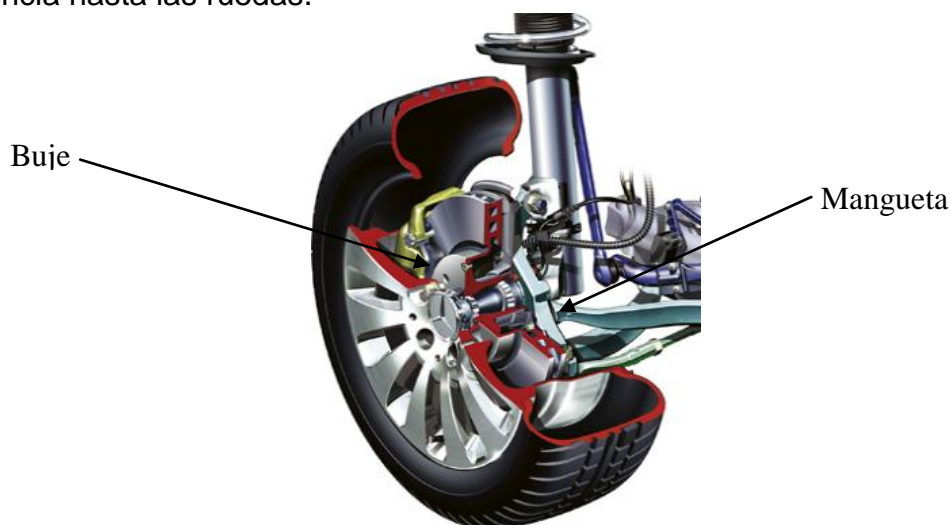
- Sustentación del peso del vehículo.
- Tracción: Las ruedas motrices generan una reacción en el terreno que permite el avance del vehículo.
- Dirección: Las ruedas directrices guían al vehículo.
- Confort y estabilidad: Son un complemento del sistema de suspensión.
- Frenado: Transmiten los esfuerzos de frenado

La rueda está compuesta por varios elementos, estos son el buje, el disco, la llanta y el neumático:

3.1.2.4.1 Buje

En los automóviles, la llanta va unida al conjunto giratorio conocido como buje, que a su vez va unido a la suspensión mediante rodamientos para permitir el giro del conjunto.

En el caso de las ruedas delanteras, estos rodamientos se integran en la mangueta. Esta pieza es el punto de unión entre los brazos de la dirección y la amortiguación, así como el eje de giro de la rueda. Además, cuando la tracción es delantera, el buje forma parte del sistema de tracción del vehículo, para ello se acopla al palier mediante un eje estriado el cual permite la transmisión de potencia hasta las ruedas.



En el caso de las ruedas traseras, el buje se integra en el brazo de la suspensión. Si además el vehículo es de tracción trasera, se da el mismo caso anterior, en el que el buje deberá acoplarse a los palieres mediante un eje estriado.

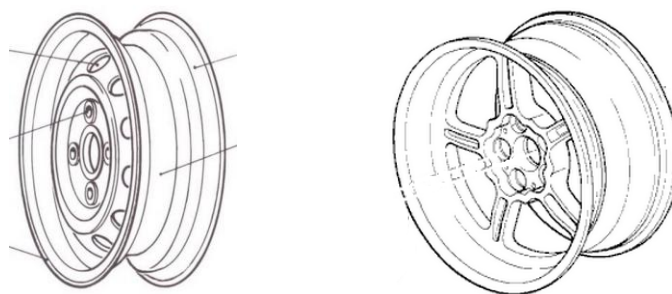
3.1.2.4.2 Disco

El disco es el elemento encargado de enlazar la llanta con el buje. Generalmente estos van soldados o remachados a las llantas y unidos mediante tornillos a los bujes, aunque hay excepciones. Podemos encontrar tres tipos de ruedas en función del disco que montan. Estos son:

Disco de acero templado o de palastro: Ha sido muy usado en la historia del automóvil, pero está siendo desbancado por los de aleaciones ligeras. El disco tiene una forma cónica que le aporta mayor rigidez transversal. Incorpora una serie de orificios que lo aligeran sin perjudicar a la resistencia y permitiendo la circulación del aire hacia los discos de freno para refrigerarlos. Estos orificios además facilitan la colocación de cadenas antideslizantes. Su fabricación en serie resulta barata.

Discos de aleación ligera: Estos discos, confeccionados con aleaciones ligeras, se montan en llantas también confeccionadas con estas aleaciones. Se utilizan generalmente en vehículos de competición, aunque cada vez se usan más en vehículos convencionales. Su característica principal es su poco peso, lo que permite que la llanta pueda ser más ancha, facilitando el uso de neumáticos de mayor sección.

Ruedas de radios: Este tipo de ruedas apenas se usa, por razones de precio y moda. Están formadas por dos o tres series de radios de alambre de acero los cuales enlazan el buje con la llanta y que se montan con una fuerte tensión inicial. Son ruedas muy ligeras y resistentes pero de construcción más cara que las de disco. Generalmente se montan en vehículos clásicos o de lujo.

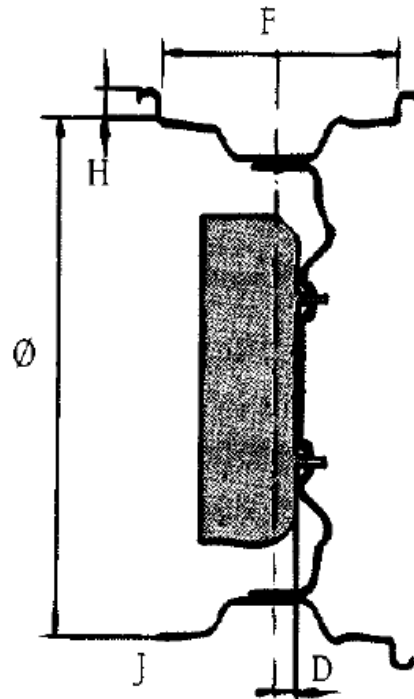


3.1.2.4.3 Llanta

La llanta es el elemento metálico con forma circular sobre el que se monta el neumático. Pueden estar conformadas de acero o de aleaciones ligeras. Generalmente nos referimos a llanta como al conjunto de llanta y disco.

Sus características principales son:

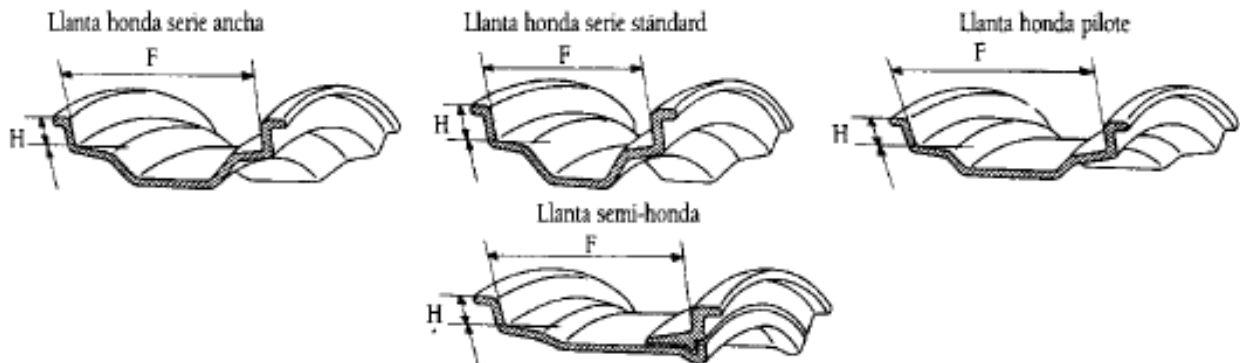
- Ancho interior (F): Distancia existente entre las pestañas, expresada en pulgadas.
- Altura de pestaña (H): Distancia entre la parte superior de la pestaña y la parte del apoyo del talón. Se mide en milímetros y se denomina por una letra.
- Diámetro nominal (\emptyset)
- Bombeo (D) : Distancia entre el disco y el eje de simetría de la rueda.



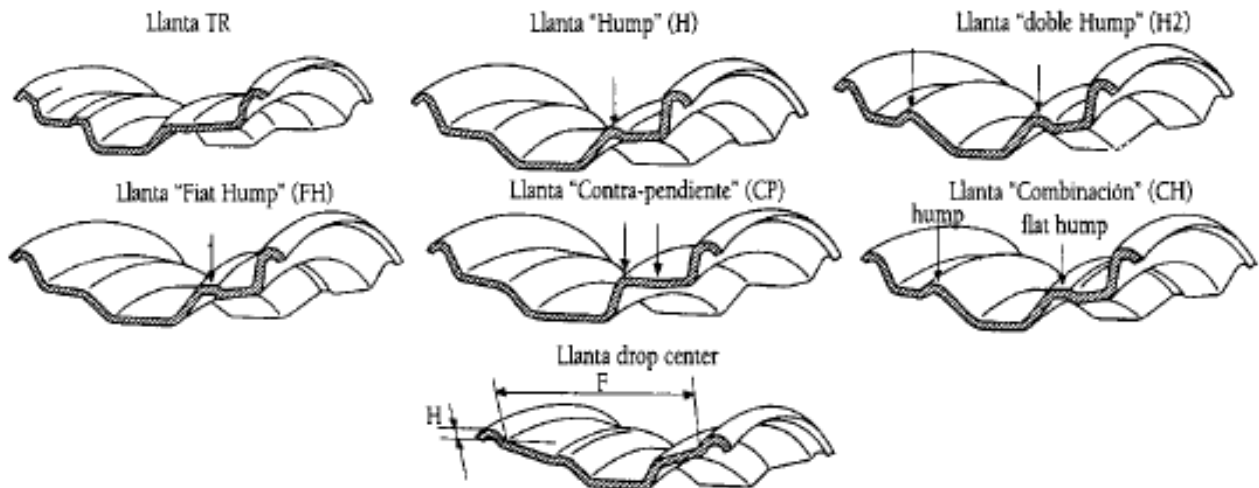
Otros datos que definen una llanta son el perfil de sus bordes y del asiento del neumático.. Estas características van estampadas en el disco o en la llanta.

En la siguiente figura se puede ver el perfil de llantas para cubiertas de turismo y camiones montadas con cámara, sin cámara y para vehículos pesados.

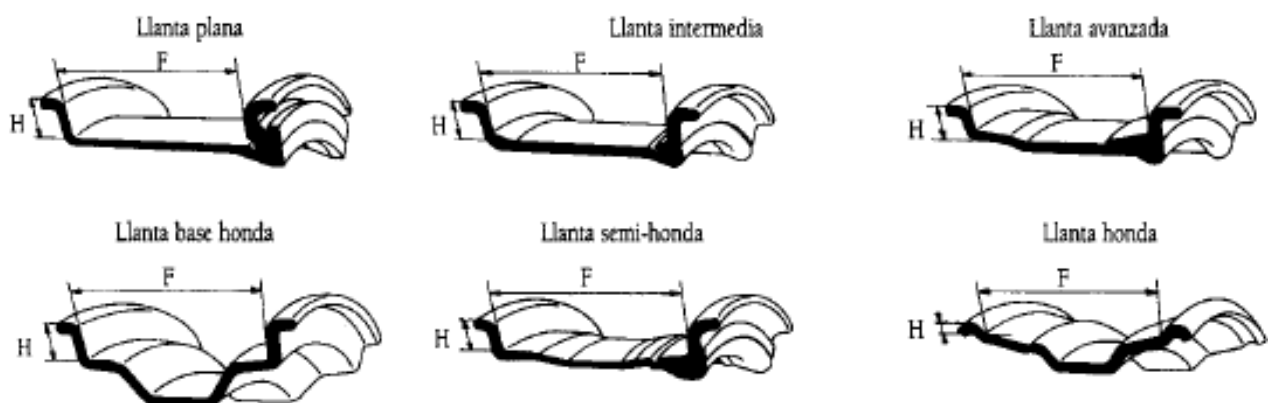
Perfil de las llantas para cubiertas de turismo y camiones, montadas con cámara



Perfil de las llantas para cubiertas de turismo y camiones, montadas sin cámara



Perfil de las llantas para vehículos pesados



3.1.2.4.4 Neumático

El neumático es la parte de la rueda que está en contacto con el suelo y que aloja en su interior, entre el mismo y la llanta, el volumen de aire destinado a mejorar las propias características de la rueda en sí.

Están compuestos de un material llamado caucho, el cual es una sustancia que se extrae de árboles de zonas tropicales. Este material se extrae al sangrar el árbol, luego se recoge el líquido lechoso, llamado látex, que en parte está compuesto por partículas de goma pura.

Desecado este material, es mezclado con proporciones variables de azufre (vulcanización) y otros productos obteniendo caucho vulcanizado en diversos grados de dureza, desde el blando usado para las cámaras hasta la ebonita que es el compuesto rígido utilizado para aisladores.

De esta forma el caucho obtenido es resistente al agua y a los ácidos, pero lo atacan el aceite mineral y la gasolina; y bajo la acción de la luz y en el transcurso del tiempo se oxida, volviéndose quebradizo.

Los neumáticos soportan el peso del vehículo, lo sujetan frente a esfuerzos laterales como el viento o la fuerza centrífuga y a la vez son elementos importantes de suspensión absorbiendo las pequeñas irregularidades.

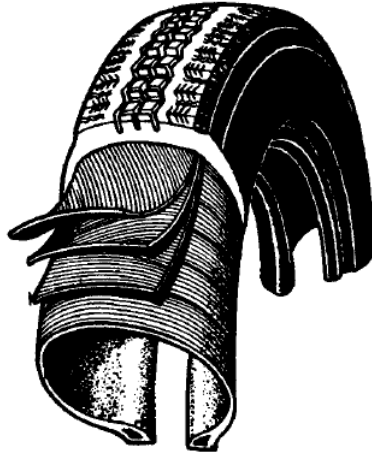
Hoy en día se siguen usando neumáticos con cámaras en su interior para contener el aire, debido a que no todas las llantas pueden garantizar la estanqueidad. Sin embargo, las mejoras en las llantas, están provocando la desaparición de estas cámaras de aire, siendo solo necesarias las cubiertas.

Estas cubiertas están formadas por una carcasa de tejido textil (algodón, nylon...) recubierta por una capa de caucho vulcanizado duro, que es la parte que se desgasta por el roce con el pavimento. Según la estructura de la cubierta los neumáticos pueden ser diagonales o radiales:

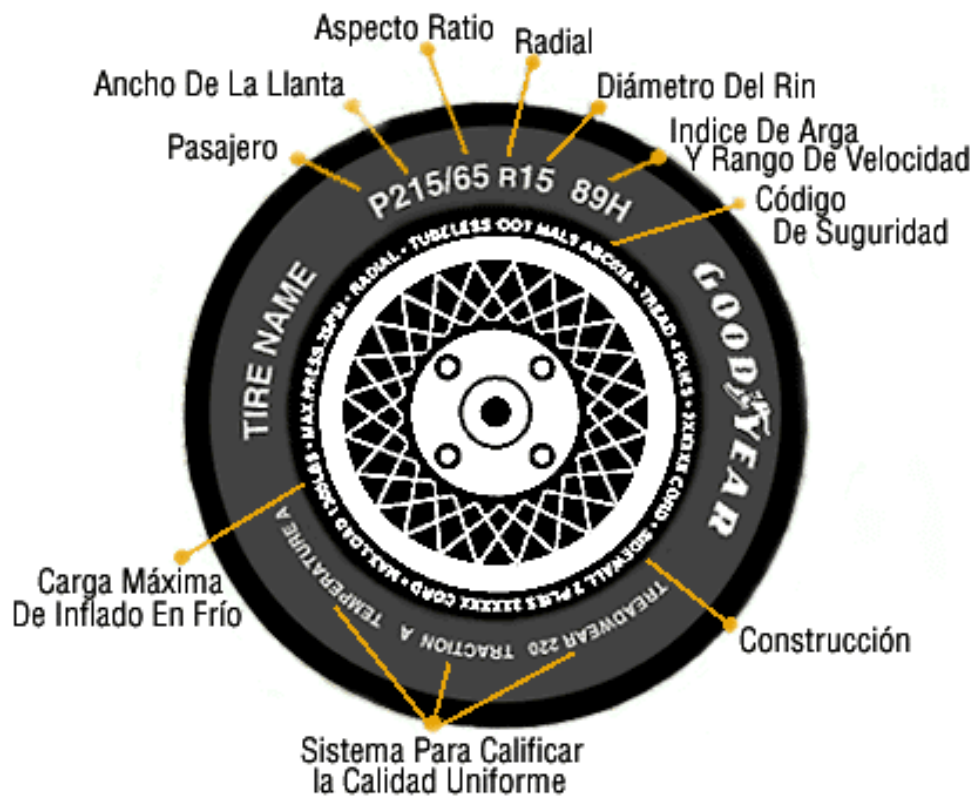
Neumático diagonal: El neumático diagonal es aquel cuya carcasa está constituida por capas de cuerdas de alguna de las fibras citadas. Cada capa se monta sobre la anterior formando ángulos de 45° .



Neumático radial: El neumático radial es aquel cuya carcasa está constituida por telas de cuerdas dispuestas perpendicularmente respecto de la línea central de la banda de rodamiento. Además posee un cinturón circumferencial para dar propiedades de estabilidad.



Para conocer las dimensiones y características de un neumático, estos llevan una serie de códigos inscritos en sus laterales



4. Descripción de las acciones determinantes de la performance del vehículo

A la hora de diseñar un vehículo, se debe tener en cuenta desde el primer momento la potencia con la que este debe ser dotado. Esta potencia irá en función de ciertas características deseadas acerca de la performance del vehículo, como la aceleración o la velocidad máxima.

En este aspecto, los vehículos eléctricos tienen la reputación de ser muy pobres, sin embargo, deben ser capaces de al menos satisfacer las necesidades del tráfico en una ciudad.

4. 1 Potencia útil del motor y pérdidas de accionamiento

La potencia útil del motor viene determinada por su curva característica en función de las revoluciones por minuto (rpm). La fórmula para obtener esta potencia es:

$$Pot = (Mt \cdot rpm \cdot 2\pi) / 60000$$

Donde:

Pot= Potencia útil en (Kw).

Mt= Par en (Nm).

Rpm= Revoluciones por minuto del motor.

Esta potencia es transmitida a lo largo de toda la cadena cinemática de tracción, desde la salida del motor, pasando por diferentes elementos como la caja de cambios o el diferencial, hasta que finalmente llega a las ruedas.

Durante este recorrido, se generan rozamientos entre los diferentes componentes, que afectan a esta potencia reduciéndola. La forma en que estos rozamientos afectan a la potencia útil final la podemos cuantificar mediante el rendimiento de los diferentes componentes. Así pues, el rendimiento total de la cadena de tracción será:

$$\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \dots$$

Donde:

η_t = Rendimiento total de la cadena de tracción.

η_i = Rendimiento de cada uno de los elementos de la cadena de tracción.

El rendimiento de los elementos con mayores pérdidas interpuestos entre el motor y las ruedas se puede estimar basándonos en los resultados experimentales:

- Caja de velocidad..... $\eta=95\%-98\%$
- Diferencial..... $\eta=98\%-99\%$
- Articulaciones..... $\eta=97\%-99\%$

Por lo tanto el rendimiento total aproximado en vehículos con una disposición clásica de la cadena de tracción estará comprendido entre el 90% y el 96%.

Para conocer la potencia útil final que llega a las ruedas, deberemos multiplicar la potencia útil a la salida del motor por el rendimiento total de la cadena de tracción:

$$Pot_f = Pot \cdot \eta_t$$

4.2 Resistencias a la marcha

Para calcular la potencia necesaria de un vehículo, primero deberemos analizar las fuerzas resistentes a la marcha que actúan sobre él. Estas son:

Resistencia a la rodadura:

Esta resistencia es debida a la fricción del neumático con la carretera. Es constante y apenas depende de la velocidad del vehículo, aunque sí de su peso (mg). La ecuación es:

$$F_{rr} = \mu_{rr} mg$$

El coeficiente de rodadura μ_{rr} , depende del tipo de neumático, de su diámetro, de la presión de hinchado y de la naturaleza y estado de la superficie por la que circula.

Valores típicos de μ_{rr} son desde 0.0015 para neumáticos radiales hasta 0.005 para neumáticos desarrollados especialmente para vehículos eléctricos.

Resistencia aerodinámica:

Esta resistencia es debida a la fricción que se produce en el vehículo al moverse a través del aire. Es función de la forma y tamaño de la superficie frontal, de protrusiones como espejos retrovisores o alerones, de la velocidad del vehículo y de otros factores. La fórmula es:

$$F_{ad} = (1/2)\rho AC_d v^2$$

donde ρ es la densidad del aire, A es la superficie frontal, C_d es una constante llamada coeficiente aerodinámico y V es la velocidad del vehículo.

El coeficiente aerodinámico, C_d , se puede reducir con un buen diseño del vehículo. Un valor aproximado para los automóviles de calle es de 0.3, aunque algunos diseños de vehículos eléctricos han conseguido bajarlo hasta 0.19.

El valor de la densidad del aire también puede variar dependiendo de la temperatura, altitud o humedad, sin embargo 1.225 Kg.m^{-3} es un valor razonable en la mayoría de los casos.

Resistencia al ascenso:

Cuando un vehículo circula sobre un plano inclinado, una componente de su peso actúa en oposición a la marcha. La fórmula es:

$$F_{as} = mg \sin(\alpha)$$

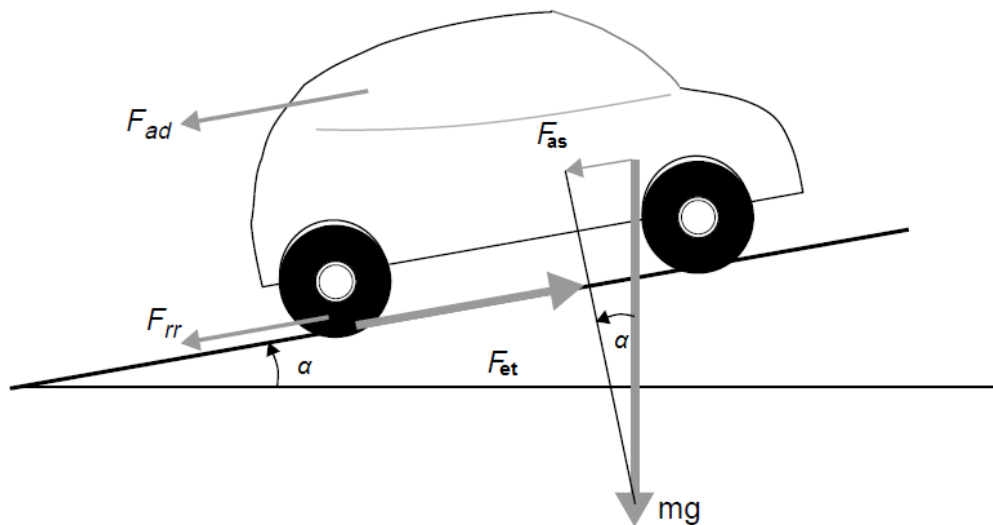
donde (mg) es el peso del vehículo y α el ángulo de inclinación de la rampa.

Fuerza de aceleración:

Para que aumente la velocidad del vehículo, se necesita otra fuerza a parte de las que deben actuar para vencer las anteriores resistencias. Esta fuerza es la que proporciona la aceleración lineal del vehículo y viene dada por la segunda ecuación de Newton.

$$F_a = ma$$

Donde m es la masa del vehículo y a la aceleración instantánea.



Fuerza total de tracción:

La fuerza total de tracción que el vehículo deberá ejercer para vencer todas las fuerzas resistentes al avance y conseguir una aceleración “a” es:

$$F_t = F_{rr} + F_{ad} + F_{as} + F_a$$

En términos de potencia:

$$Pot = F_t \cdot V$$

Donde:

Pot= Potencia necesaria en (W).

F_t = Fuerza total resistente en (N).

V= Velocidad lineal instantánea del vehículo en (m/s).

5. Componentes de la cadena cinemática de tracción.....

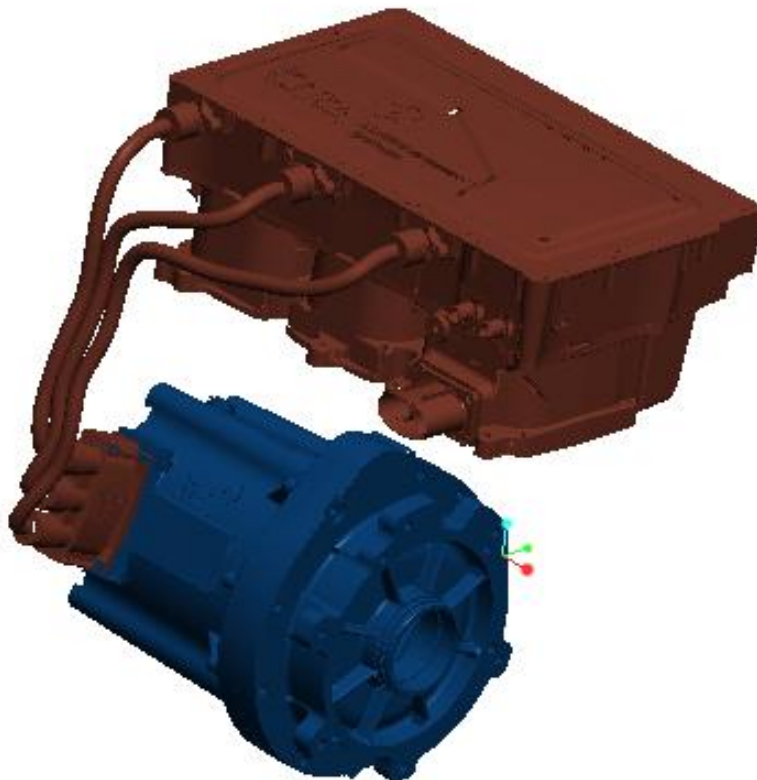
En este apartado se van a detallar tanto los componentes seleccionados como los diseñados para el sistema de tracción, así como sus características.

Estos componentes los podemos dividir en dos grupos. El primero lo forman los componentes de partida impuestos por otros grupos de trabajo, mientras que el segundo está formado por aquellos que han sido diseñados en el proyecto.

5.1 Componentes de partida

Como ya hemos dicho, aquí detallaremos las características técnicas de los componentes de partida que más nos interesen y sean necesarias para el proyecto.

En la siguiente imagen se muestra el motor y su controlador:



5.1.1 Motor eléctrico

El sistema de tracción cuenta como elemento propulsor con un motor eléctrico de corriente continua de 28Kg de peso, refrigerado con una mezcla 40/60 de agua y glicol, capaz de desarrollar un par máximo de 170 Nm y una potencia máxima de 77KW. Su rango de rpm es de 0-12000rpm. Además, dispone de un controlador de 34Kg de peso, dotado con tecnología regenerativa.

Cuenta con una gráfica característica (par-rpm) en la que podemos diferenciar claramente 3 curvas de funcionamiento, que la dividen en varios sectores diferenciados por colores.

El sector azul, representa las diferentes relaciones de par-rpm en las que el motor puede trabajar de modo continuo y por lo tanto, es el más apropiado para su funcionamiento y en el que trataremos de trabajar.

Se encuentra delimitado por la curva azul, la cual cuenta con un par máximo de 85Nm a 1000rpm y una potencia máxima de 37KW a 6000rpm.

El rendimiento en este sector es del 93%

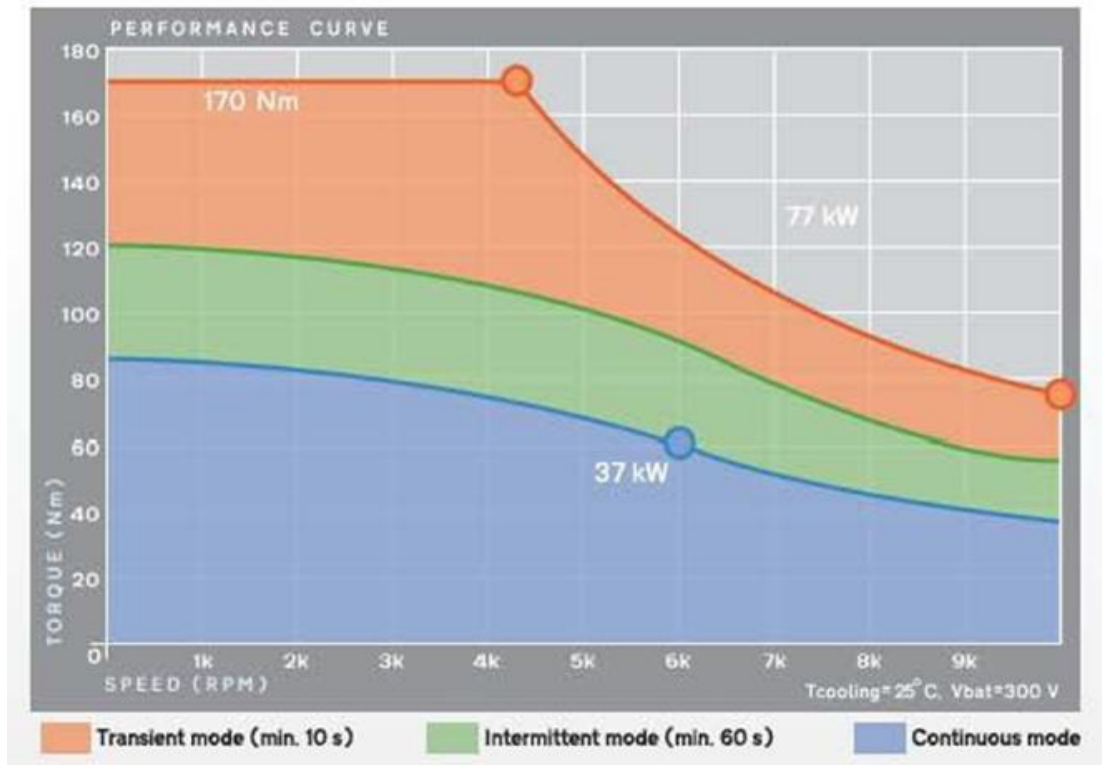
El sector verde, representa un modo de funcionamiento que el motor puede desarrollar de forma intermitente y solo, durante un tiempo delimitado de al menos 60 segundos. La curva que delimita este sector cuenta con par máximo de 120Nm a 1000rpm y una potencia máxima de 60KW a 10000rpm.

Por último, tenemos el sector naranja, delimitado por una curva dotada con un par máximo de 170Nm mantenido durante un rango de 0 a 4300 rpm y una potencia máxima de 77KW mantenida durante un rango de 4300 a 10000rpm. Este sector, representa un modo transitorio de funcionamiento en el que el motor puede trabajar durante un tiempo mínimo de 10 segundos y solo de forma intermitente.

Falta decir que en las características cedidas por el fabricante, no se incluyen los tiempos que han de transcurrir entre cada periodo de aplicación de los modos intermitentes y transitorios, correspondientes a los sectores verde y naranja.

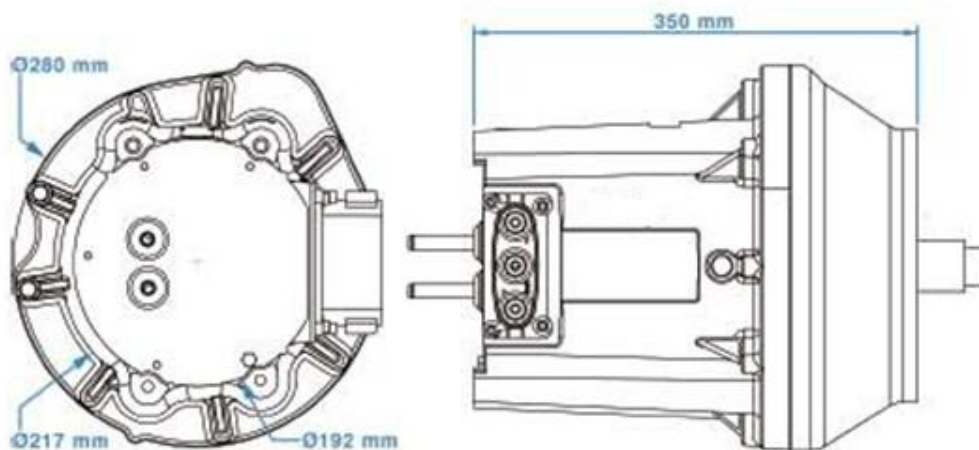
A continuación se incluye la gráfica de funcionamiento y las características cedidas por el fabricante.

- Grafica (par-rpm):



- Dimensiones:

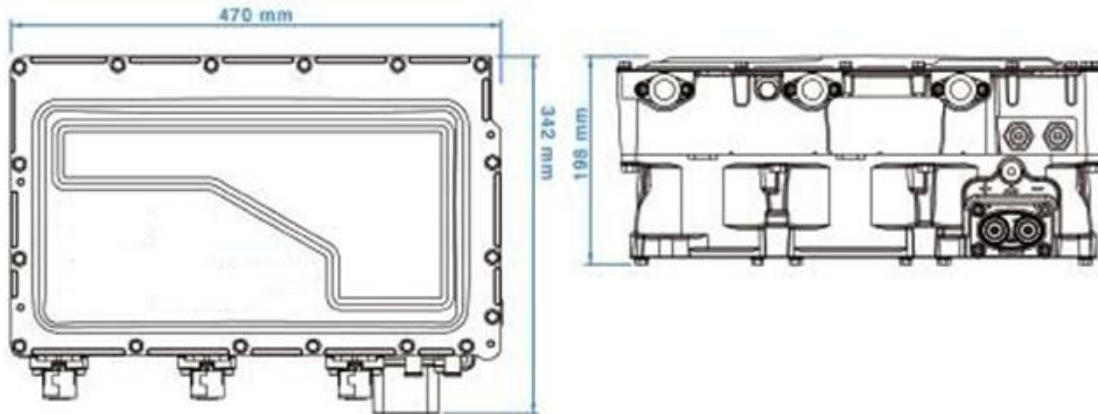
MΦ120 Electric motor



CΦ60

Electronic inverter / controller

IA



- Otras características:

MΦ120 & CΦ60 System

FEATURES

Inverted rotor topology for maximum torque density
Regenerative braking
Four-quadrant operation
Low electro-magnetic audible noise
Low-cogging torque for better NVH
3 phases EMI filter
Integrated gearbox (optional)

SYSTEM SPECIFICATIONS

Max / operational speed	12,000 rpm / 0-10,000 rpm
Max* / continuous power	77 kW / 37 kW
Efficiency at nominal operation	93%
Max* / continuous torque	170 Nm / 65 Nm
Operating voltage	220 Vdc - 400 Vdc
Communication	CAN 2.0B
Weight	Inverter: 34 kg Motor: 28 kg

ENVIRONMENT AND COOLING CHARACTERISTICS

System protection	IP 6K9K
Max coolant temperature	55°C
Coolant type	40/60 water-glycol
Toxic materials and flammability	ROHS, ELV, UL94-V0
External corrosion resistance	Salt spray, gravel bombardment, chemical products

APPLICATIONS

EVs and PHEVs

STANDARDS

Automotive components	AEC-Q100 / Q101 / Q200
Electromagnetic compatibility (EMC)	Main European standards
Road vehicles - functional safety	Based on ISO/DIS 26262 principles

5.1.2 Baterías

Para alimentar al motor, se ha seleccionado un conjunto de 4 packs de baterías de Ion-Litio de alta densidad energética, refrigeradas por líquido.

Estas baterías, de diseño compacto y ligero, están especialmente diseñadas para su uso en vehículos eléctricos y son capaces de desarrollar su máxima potencia y energía en todas las condiciones medioambientales.

Las características que las hacen deseables para uso en un vehículo eléctrico son, por ejemplo, la seguridad que proporciona el sistema de control de temperatura y voltaje, su esperanza de vida de 10 años, su alta densidad energética o su rendimiento del 98%.

A continuación se incluye una tabla con las características técnicas de un pack individual y de los cuatro juntos.

	Unidades	1Pack	4Packs
Voltaje			
Min	V	64.8	259.2
Nominal	V	87.6	350.4
Max	V	100.8	403.2
Corriente			
Descarga continua	A	200	200
Pico de descarga	A	300	300
Potencia			
Continua en carga y descarga	KW	16.4	65.6
Pico en carga y descarga	KW	23.6	94.3
Energía			
En descarga	KWh	7.1	28.4
Energía específica	Wh/Kg	84	84
Densidad energética sin agua	Wh/L	139	139
Auto-descarga	% al mes	1.54	1.54

Dimensiones			
Alto	mm	280	-
Ancho	mm	280	-
Longitud sin conectores	mm	650	-
Longitud con conectores	mm	730	-
Volumen	dm3	51	-
Peso sin agua	Kg	85	340
Peso con agua	Kg	90	360

Se incluye tabla cedida por el fabricante en el Anexo 1.

5.1.3 Buje

Mismo modelo Opel Zafira 1.7 CDTI (81Kw)

5.1.4 Llanta

Llantas de acero 16 x 6.5

5.1.5 Neumático

Neumáticos 205 / 55 R16

$\text{Diámetro} = 2 \cdot 0,55 \cdot 205 + 16 \cdot 25,4 = 632 \text{mm}$

5.2 Componentes mecánicos diseñados

5.2.1 Consideraciones para el diseño

Como ya hemos dicho, este vehículo posee un formato monovolumen de 7 plazas más maletero y realizará la función de taxi, es decir, transportará personas y equipaje, en medio urbano generalmente y en ocasiones en interurbano.

Por ello, se han analizado varios vehículos similares existentes en el mercado, como el Opel Zafira o el Opel Meriva, con el objetivo de conocer el desarrollo de potencia y par en diferentes condiciones de marcha.

Estos análisis nos sirven como una pequeña referencia de trabajo, ya que la mayoría de vehículos estudiados montan motores de combustión de mayor potencia, con curvas de funcionamiento muy diferentes a nuestro motor eléctrico de corriente continua.

Se incluyen las tablas del estudio de los vehículos en el Anexo 2.

5.2.2 Obtención de las relaciones de desmultiplicación

El vehículo cuenta con dos relaciones de desmultiplicación, una para su uso en ciudad y otra para carreteras interurbanas.

	Ciudad	Carretera
Desmultiplicación	1/16	1/7

Los pasos que se han seguido para el cálculo de estas desmultiplicaciones son los siguientes:

- Cálculo de tablas con sus respectivas gráficas, de la potencia desarrollada por el motor en sus diferentes modos de trabajo y en función de las rpm.
- Cálculo de una tabla con las diferentes resistencias a la marcha del vehículo y la potencia mínima necesaria, en función de la velocidad, para superar estas resistencias.
- Cálculo de tablas de la potencia sobrante en función de la velocidad y de la desmultiplicación utilizada.
- Cálculo de la aceleración instantánea disponible a partir de la potencia sobrante en función de la velocidad.

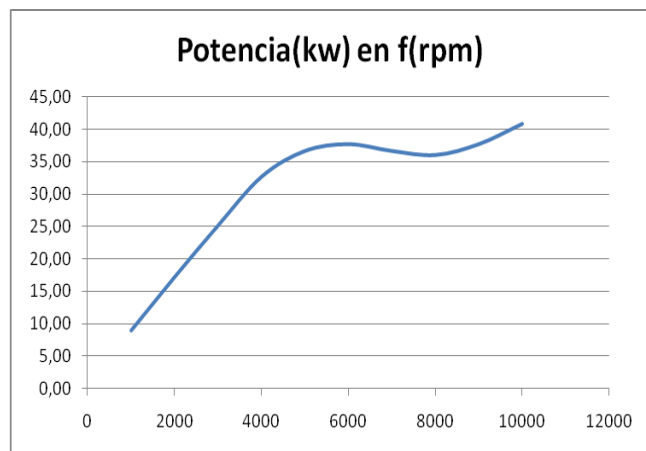
Tablas de las curvas de funcionamiento del motor:

A partir de la gráfica cedida por el fabricante, se han desarrollado unas tablas y gráficas de los diferentes modos de funcionamiento del motor. Estas tablas sobre la potencia desarrollada en función de las rpm nos ayudan en el cálculo de las relaciones de desmultiplicación.

- Curva azul (Modo nominal)

Hemos calculado las relaciones de desmultiplicación de tal forma que el motor trabaje el mayor tiempo posible en este modo.

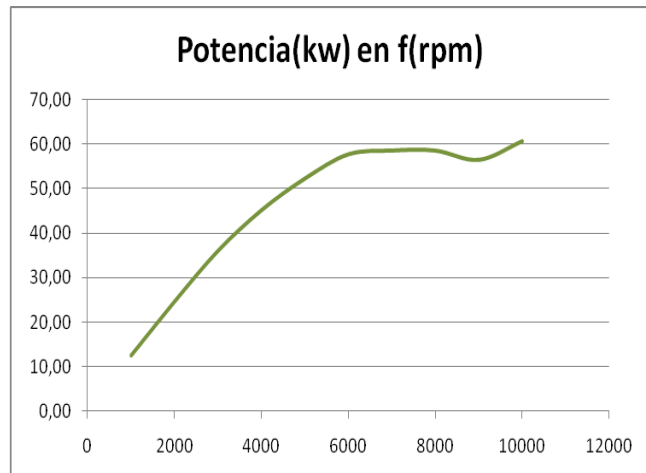
RPM	MOTOR PAR(Nm)	POTENCIA(Kw)
1000	85	8,90
2000	82	17,17
3000	80	25,13
4000	78	32,67
5000	70	36,65
6000	60	37,70
7000	50	36,65
8000	43	36,02
9000	40	37,70
10000	39	40,84



- Curva verde (Modo intermitente)

Esta curva representa el modo de trabajo en el que el motor puede trabajar de forma intermitente un mínimo de 60 segundos. Para nosotros representa la curva limite de funcionamiento. En ningún momento sobrepasaremos la potencia máxima de 60kw dada por esta curva.

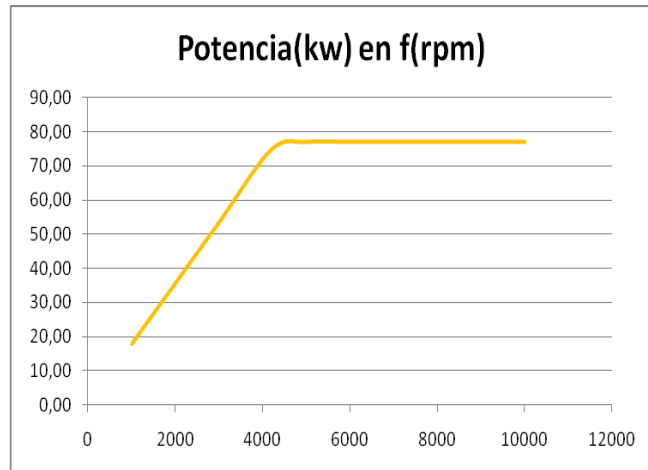
RPM	MOTOR PAR(Nm)	POTENCIA(Kw)
1000	120	12,57
2000	118	24,71
3000	115	36,13
4000	108	45,24
5000	100	52,36
6000	92	57,80
7000	80	58,64
8000	70	58,64
9000	60	56,55
10000	58	60,74



- Curva naranja (Modo transitorio)

Tanto la curva naranja como todo el sector naranja no lo hemos tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos. Esto es debido a que es un modo en el que el motor podría dañarse con facilidad si lo mantuviésemos más de 10 segundos. Para que esto no ocurra, se controlará electrónicamente impidiendo su uso.

MOTOR		
RPM	PAR(Nm)	POTENCIA(Kw)
1000	170,00	17,80
2000	170,00	35,60
3000	170,00	53,41
4200	170,00	74,77
5000	147,06	77,00
6000	122,55	77,00
7000	105,04	77,00
8000	91,91	77,00
9000	81,70	77,00
10000	73,53	77,00



Tablas de la resistencia a la marcha y potencia necesaria para vencerlas:

El fin de esta tabla es conocer la potencia mínima necesaria para vencer las fuerzas resistentes a la marcha del vehículo, en función de la velocidad.

Las características del vehículo utilizadas para el cálculo son:

- Peso1800kg
- Coeficiente de rodadura (μ_{rr}).....0,006
- Coeficiente aerodinámico(C_d).....0,28
- Superficie frontal (A).....2,4m²
- Densidad del aire (ρ).....1,225kg/m³
- Diámetro del neumático.....0,632m

Fórmulas utilizadas:

- Resistencia de rodadura (N)

$$F_{rr} = \mu_{rr} mg = 0,006 \times 1800 \times 9,8 = \mathbf{105,84 \text{ N}}$$

- Resistencia aerodinámica (N)

$$F_{ad} = (1/2) \rho A C_d v^2 = (1/2) \times 1,225 \times 2,4 \times 0,28 \times v^2 = \mathbf{0,4116 v^2}$$

Se puede observar que esta resistencia varía en función de la velocidad del vehículo en (m/s)

- Resistencia total al avance (N)

$$F_t = F_{rr} + F_{ad} = \mathbf{105,84 + 0,4116 v^2}$$

- Potencia mínima necesaria para el avance (kw)

$$Pot_{min} = F_t \cdot v = (\mathbf{105,84 + 0,4116 v^2}) \times v$$

Tablas de potencia mínima para el avance

Vel(km/h)	Vel(m/s)	F _{rr} (N)	F _{ad} (N)	F _t (N)	Pot _{min} (kw)
10	2,78	105,84	3,18	109,02	0,30
20	5,56	105,84	12,70	118,54	0,66
30	8,33	105,84	28,58	134,42	1,12
40	11,11	105,84	50,81	156,65	1,74
50	13,89	105,84	79,40	185,24	2,57
60	16,67	105,84	114,33	220,17	3,67
70	19,44	105,84	155,62	261,46	5,08
80	22,22	105,84	203,26	309,10	6,87
90	25,00	105,84	257,25	363,09	9,08
100	27,78	105,84	317,59	423,43	11,76
110	30,56	105,84	384,29	490,13	14,98
120	33,33	105,84	457,33	563,17	18,77
130	36,11	105,84	536,73	642,57	23,20
140	38,89	105,84	622,48	728,32	28,32
150	41,67	105,84	714,58	820,42	34,18
160	44,44	105,84	813,04	918,88	40,84
170	47,22	105,84	917,84	1023,68	48,34
180	50,00	105,84	1029,00	1134,84	56,74
190	52,78	105,84	1146,51	1252,35	66,10
200	55,56	105,84	1270,37	1376,21	76,46

Tablas de potencia sobrante:

Estas tablas muestran la potencia sobrante de que se dispone, según las distintas curvas de funcionamiento del motor, para acelerar el vehículo con una desmultiplicación para ciudad de (1/16) y para carretera de (1/7).

Fórmula utilizada:

$$\text{Potencia sobrante} = \text{Potencia disponible} - \text{Potencia mínima}$$

Tabla para la curva azul de modo nominal de funcionamiento

		DESMULTIPLICACION		POTENCIA DISPONIBLE		POTENCIA SOBRANTE	
Vel	Pot _{min}	Ciudad	Carretera	Ciudad	Carretera	Ciudad	Carretera
(km/h)	(kw)	Rpm	Rpm	(kw)	(kw)	(kw)	(kw)
10	0,30	1343	--	11,70	0	11,39	0,00
20	0,66	2686	1175	22,55	10,31	21,89	9,65
30	1,12	4029	1763	32,72	15,15	31,60	14,03
40	1,74	5372	2350	37,02	19,89	35,28	18,15
50	2,57	6715	2938	36,98	24,55	34,40	21,97
60	3,67	8058	3526	36,07	28,99	32,40	25,32
70	5,08	9402	4113	38,84	33,06	33,76	27,97
80	6,87	--	4701	0,00	35,39	0,00	28,52
90	9,08	--	5288	--	36,93	--	27,85
100	11,76	--	5876	--	37,54	--	25,78
110	14,98	--	6464	--	37,24	--	22,26
120	18,77	--	7051	--	36,64	--	17,86
130	23,20	--	7639	--	36,27	--	13,06
140	28,32	--	8226	--	36,35	--	8,02
150	34,18	--	8814	--	37,33	--	3,14
160	40,84	--	9402	--	38,84	--	-2,00
170	48,34	--	9989	--	40,68	--	-7,66
180	56,74	--	--	--	--	--	--

Tabla para la curva verde de modo intermitente de funcionamiento

		DESMULTIPLICACION		POTENCIA DISPONIBLE		POTENCIA SOBRANTE	
Vel	Pot _{min}	Ciudad	Carretera	Ciudad	Carretera	Ciudad	Carretera
(km/h)	(kw)	Rpm	Rpm	(kw)	(kw)	(kw)	(kw)
10	0,30	1343	--	16,67	0,00	16,37	0,00
20	0,66	2686	1175	32,42	14,64	31,77	13,98
30	1,12	4029	1763	45,33	21,75	44,21	20,63
40	1,74	5372	2350	54,27	28,61	52,53	26,87
50	2,57	6715	2938	58,38	35,29	55,81	32,71
60	3,67	8058	3526	58,59	40,79	54,92	37,12
70	5,08	9402	4113	58,07	45,93	52,99	40,84
80	6,87	--	4701	0,00	50,10	0,00	43,23
90	9,08	--	5288	0,00	53,82	0,00	44,74
100	11,76	--	5876	0,00	57,00	0,00	45,24
110	14,98	--	6464	0,00	58,17	0,00	43,19
120	18,77	--	7051	0,00	58,64	0,00	39,87
130	23,20	--	7639	0,00	58,64	0,00	35,44
140	28,32	--	8226	0,00	58,24	0,00	29,91
150	34,18	--	8814	0,00	57,01	0,00	22,83
160	40,84	--	9402	0,00	58,07	0,00	17,23
170	48,34	--	9989	0,00	60,53	0,00	12,18
180	56,74	--	--	0,00	0,00	0,00	0,00

Tablas de aceleración:

Finalmente, esta tabla muestra las aceleraciones disponibles trabajando en el modo nominal y en el modo intermitente de funcionamiento del motor con la desmultiplicación de (1/16) para ciudad y de (1/7) para carretera.

Las aceleraciones se han obtenido con ayuda de las tablas anteriores de potencia sobrante, mediante la siguiente fórmula:

$$Aceleración = (Pot_{sobrante} \times 1000) / (peso \times velocidad)$$

Unidades:

- Aceleración \rightarrow (m/s²)
- Potencia sobrante \rightarrow (kw)
- Peso \rightarrow (kg)
- Velocidad (m/s)

	DESMULTIPLICACION		ACELERACION		ACELERACION	
Vel	Ciudad	Carretera	Ciudad	Carretera	Ciudad	Carretera
(km/h)	Rpm	Rpm	(m/s ²)	(m/s ²)	(m/s ²)	(m/s ²)
10	1343	588	2,28	0,00	3,27	--
20	2686	1175	2,19	0,97	3,18	1,40
30	4029	1763	2,11	0,94	2,95	1,38
40	5372	2350	1,76	0,91	2,63	1,34
50	6715	2938	1,38	0,88	2,23	1,31
60	8058	3526	1,08	0,84	1,83	1,24
70	9402	4113	0,96	0,80	1,51	1,17
80	--	4701	0,00	0,71	0,00	1,08
90	--	5288	--	0,62	--	0,99
100	--	5876	--	0,52	--	0,90
110	--	6464	--	0,40	--	0,79
120	--	7051	--	0,30	--	0,66
130	--	7639	--	0,20	--	0,55
140	--	8226	--	0,11	--	0,43
150	--	8814	--	0,04	--	0,30
160	--	9402	--	-0,02	--	0,22
170	--	9989	--	-0,09	--	0,14
180	--	10577	--	0,00	--	0,00

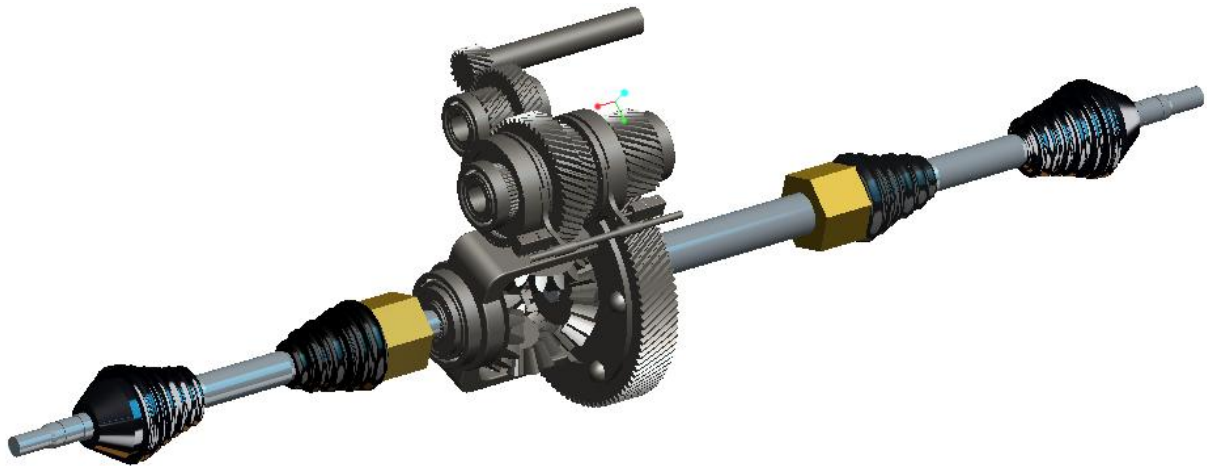
--	--	--	--	--	--	--

5.2.3 Diseño de componentes mecánicos

En este apartado se detallan las características de los componentes mecánicos diseñados y los coeficientes de seguridad obtenidos en el cálculo.

Como herramientas de ayuda se ha utilizado el programa de cálculo MITCALC y los programas de diseño en 3D Autodesk Inventor y Creo.

En la siguiente imagen se muestra el conjunto caja de cambios, diferencial y palieres:



Se incluye el Anexo 3 con las relaciones de desmultiplicación obtenidas en cada pareja de engranajes por los que pasa la potencia, así como el camino que sigue a través de la caja de cambios y diferencial en función de la marcha engranada.

5.2.3.1 Caja de cambios

La cadena de tracción consta de una caja de cambios semiautomática de dos relaciones de velocidad.

Es accionada por un piñón de ataque de dentado helicoidal dispuesto en un extremo del eje de salida del motor.

Este piñón actúa sobre uno de los dos engranajes helicoidales tallados en el eje primario, el cual se encuentra apoyado sobre dos rodamientos cónicos.

Estos dos engranajes actúan sobre otros dos engranajes helicoidales, los cuales giran locos en el eje secundario, que también se encuentra apoyado sobre dos rodamientos cónicos.

Para el cambio de velocidad, la caja dispone de dos sincronizadores situados en el eje secundario, en los laterales de los engranajes locos. Estos sincronizadores son desplazados axialmente a lo largo de un estriado debido a la acción de dos actuadores electromagnéticos, engranando o desengranando con los engranajes locos y transmitiendo el giro al eje.

Finalmente, dispone de un piñón de ataque de dentado helicoidal, tallado en el eje secundario y cuya función es la de actuar sobre la corona del diferencial.

Para el cálculo de los elementos de la caja de cambios se utilizó la condición inicial de mayor par, dada en la curva verde de funcionamiento del motor y previendo una duración de 3000 horas.

Potencia	12,57 Kw
Par	120 Nm
Revoluciones	1000 rpm

En la siguiente imagen se muestra una vista general de la caja de cambios:



- Piñón de ataque:

El piñón de ataque a la caja de cambios, consiste en un engranaje de dentado helicoidal, situado en el eje de salida del motor.

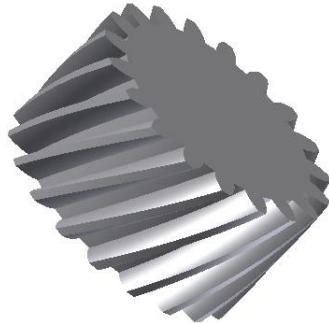


Tabla de datos de entrada al piñón de ataque (1)

Potencia	12,57 Kw
Par	120 Nm
Revoluciones	1000 rpm
Durabilidad	3000h
Factor de servicio	Uniforme

Tabla de características del piñón de ataque (1)

Material	15NiCr6
Nº de dientes	19
Módulo normal	2
Ancho del diente	24mm
Ángulo de presión (α)	20°
Ángulo de hélice (β)	30°
Coef. seguridad a flexión	1,82
Coef. seguridad a desgaste	1,13

- Eje primario:

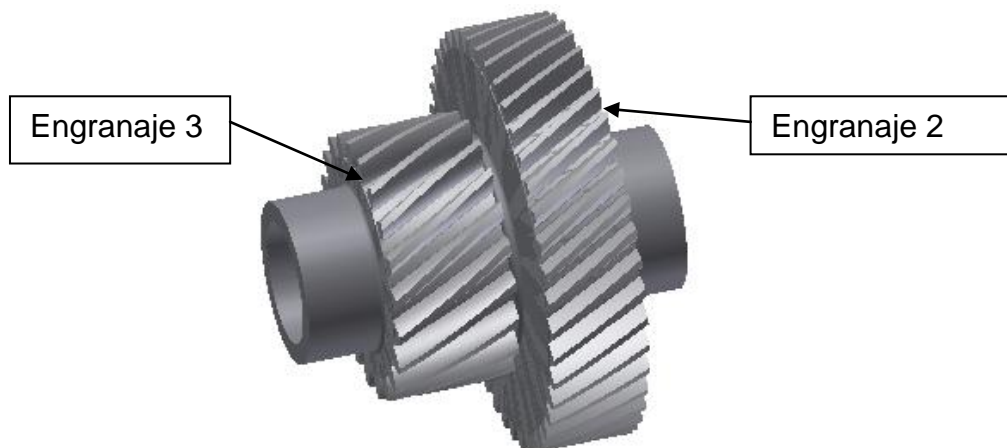
Este eje recibe la potencia a través del piñón de ataque situado en el eje de salida del motor. El piñón actúa sobre el engranaje 2, el cual está tallado en el propio eje, al igual que el engranaje 3.

Se apoya en dos rodamientos cónicos situados en sus extremos.



- Eje:

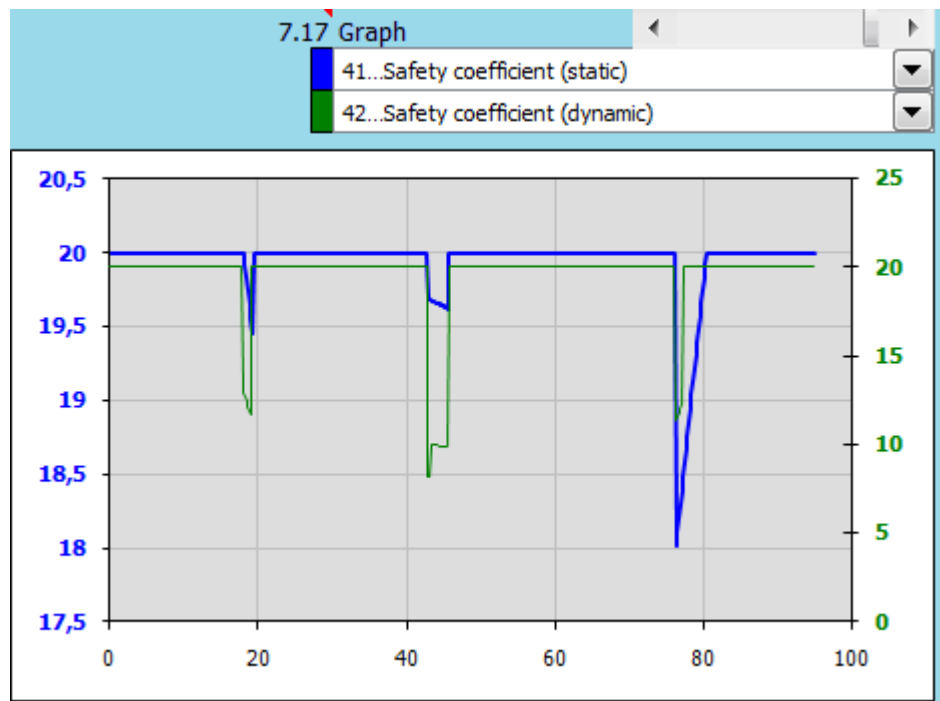
El eje está mecanizado en un acero 15NiCr6.



Las condiciones más desfavorables para las cuales ha sido calculado el eje son:

Potencia	12,57 Kw
Par	268 Nm
Revoluciones	442 rpm

El siguiente gráfico muestra los coeficientes de seguridad estática y dinámica en toda la longitud del eje para las anteriores condiciones de funcionamiento.



Los valores mínimos son de **18,2** para el coeficiente de seguridad estático y de **8,16** para el dinámico.

Se incluye el proceso de cálculo del eje primario en el Anexo 4. Para el cálculo del eje secundario se sigue la misma metodología.

- Engranajes:

Como ya hemos dicho, tenemos dos engranajes de dentado helicoidal tallados en el propio eje.

Las condiciones de funcionamiento más desfavorables para las que se han calculado son las mismas que para el eje:

Potencia	12,57 Kw
Par	268 Nm
Revoluciones	442 rpm
Durabilidad	3000h
Factor de servicio	Uniforme

Las características de los engranajes 2 y 3 son:

	Eng. 2	Eng. 3
Material	15NiCr6	15NiCr6
Nº de dientes	43	21
Módulo normal	2	2,5
Ancho del diente	24mm	30mm
Ángulo de presión (α)	20°	20°
Ángulo de hélice (β)	30°	30°
Coef. seguridad a flexión	1,93	1,8
Coef. seguridad a desgaste	1,22	1,27

Se incluye el proceso de cálculo de los engranajes helicoidales 1 y 2 en el Anexo 5.

Para el cálculo del resto de engranajes helicoidales se ha seguido la misma metodología.

- Rodamientos:

El eje se apoya en dos rodamientos cónicos DIN 720 32008X.



Los datos de entrada para el cálculo son:

Fuerza radial	7927N
Fuerza axial	1945N
Revoluciones	450rpm
Duración	3000h
Diámetro int.	40mm

Características del rodamiento DIN 720 32008X.

Designación	32008X.
Anchura	19mm
Diámetro ext.	68mm
Diámetro int.	40mm
Carga estática nom.	71 KN
Carga dinámica nom.	60KN
Coef. seguridad	6,79

Se incluye el proceso de cálculo de los rodamientos DIN 720 32008x en el Anexo 6.

Para el cálculo del resto de rodamientos cónicos se ha seguido la misma metodología.

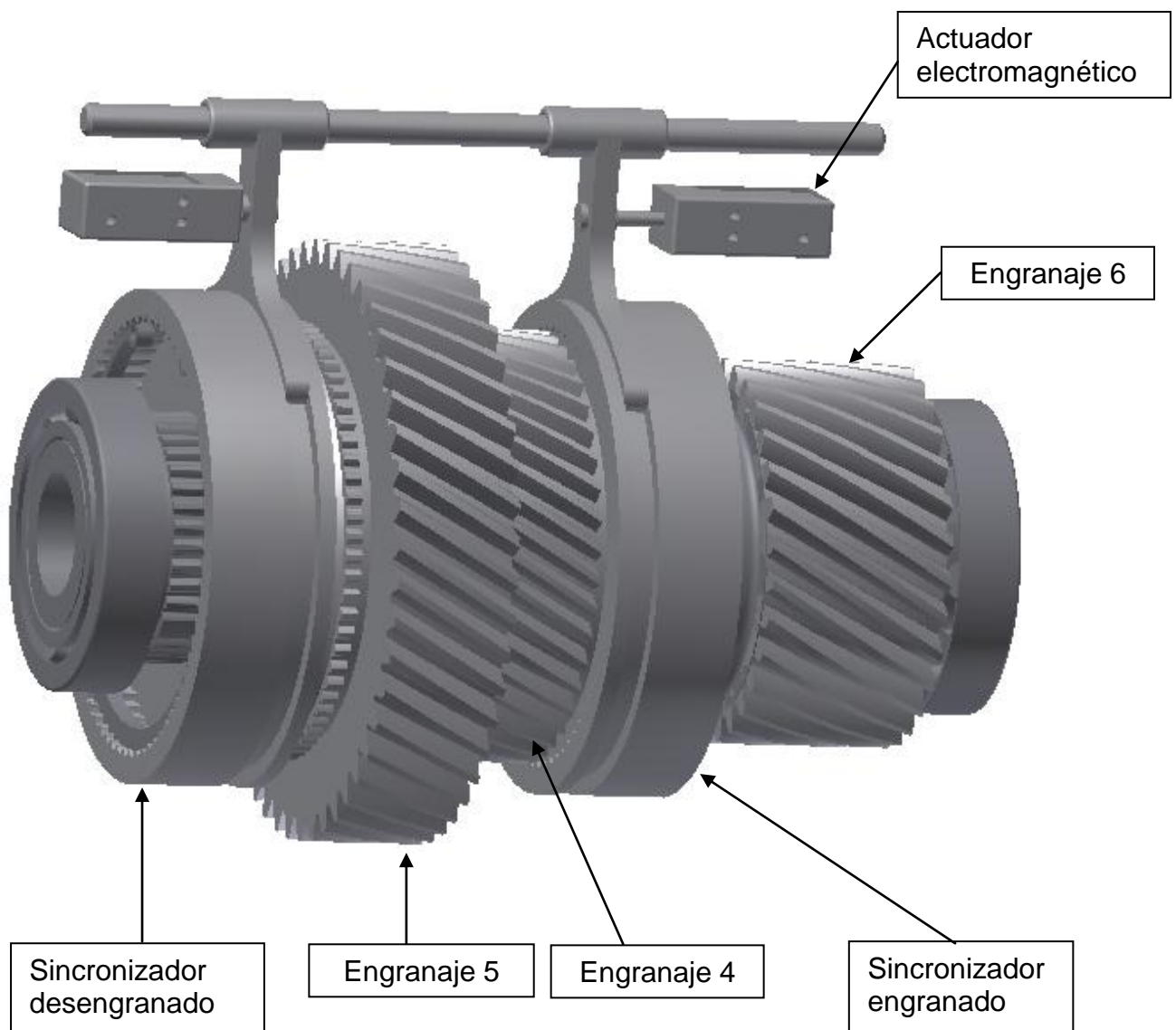
- Eje secundario:

Este eje sirve de soporte a dos engranajes (4 y 5), los cuales giran locos y son accionados permanentemente por los engranajes (2 y 3) solidarios al eje 1. Además dispone de dos sincronizadores encargados de efectuar el cambio de marcha, situados a los lados de los engranajes 4 y 5.

Tiene tallado en el propio eje un engranajes (6), o piñón de ataque al diferencial, es el encargado de transmitir el giro a la corona del diferencial.

Finalmente, el eje se apoya en dos rodamientos cónicos situados en sus extremos.

En la siguiente imagen se puede ver el eje secundario con la marcha de ciudad engranada.



- Eje:

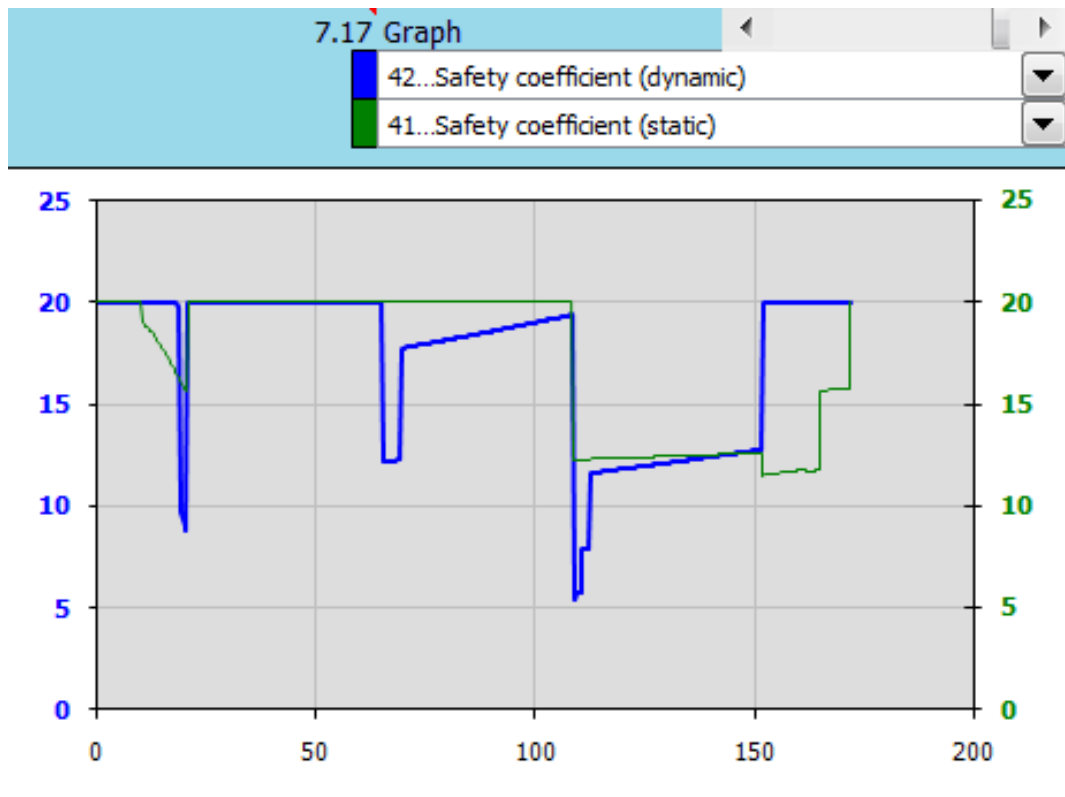
El eje está mecanizado en un acero 15NiCr6.



Las condiciones más desfavorables para las cuales ha sido calculado son:

Potencia	12,57 Kw
Par	612 Nm
Revoluciones	194 rpm

El siguiente gráfico muestra los coeficientes de seguridad estática y dinámica en toda la longitud del eje para las anteriores condiciones de funcionamiento.



Los valores mínimos son de **11,51** para el coeficiente de seguridad estático y de **5,36** para el dinámico.

- Engranajes:

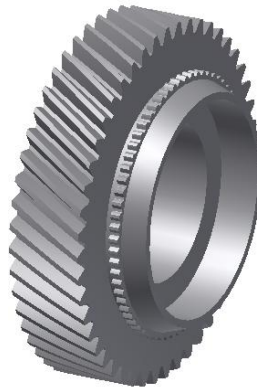
El eje secundario cuenta con dos engranajes que giran locos (4,5) y otro más tallado en el eje (6). Todos ellos helicoidales.

Los dos engranajes que giran locos, además poseen en uno de sus laterales una superficie cónica de fricción y un estriado para realizar la función de acople con los sincronizadores.

Engranaje 4.



Engranaje 5.



A continuación se muestra una tabla con los datos utilizado para el cálculo del dentado de cada uno de los engranajes 4, 5, 6:

	Engr. 4	Engr. 5	Engr. 6
Potencia	12,57 Kw	12,57 Kw	12,57 Kw
Par	268 Nm	612 Nm	612 Nm
Revoluciones	442 rpm	194 rpm	194 rpm
Durabilidad	3000h	3000h	3000h
Factor de servicio	Uniforme	Uniforme	Uniforme

A continuación se muestra una tabla con los datos utilizado para el cálculo de los estriados de los engranajes 4 y 5:

	Engr. 4	Engr. 5
Potencia	12,57 Kw	12,57 Kw
Par	268 Nm	612 Nm
Revoluciones	442 rpm	194 rpm
Durabilidad	3000h	3000h
Factor de servicio	Pequeños choques	Pequeños choques

Las características de los engranajes 4, 5, 6 y de los estriados de los engranajes 4 y 5 son:

	Engr.4	Engr.5	Engr.6
Material	15NiCr6	15NiCr6	15NiCr6
Nº de dientes	43	48	30
Módulo normal	2	2,5	2,5
Ancho del diente	24mm	30mm	45mm
Ángulo de presión (α)	20°	20°	20°
Ángulo de hélice (β)	30°	30°	30°
Coef. seguridad a flexión del diente	1,99	1,88	1,77
Coef. seguridad a desgaste del diente	1,6	1,38	1,69
Estriado de sincronización	DIN 5480 30° 105x1,5x68		No
Longitud del estriado	4mm	5mm	No
Coeficiente de seguridad del estriado	1,75	1,12	No
Inclinación del cono e fricción	20°	20°	No

Se incluye el proceso de cálculo del estriado del engranaje 4 en el Anexo 7.

Para el cálculo del resto de estriados se sigue la misma metodología.

- Rodamientos:

El eje secundario dispone de varios tipos de rodamientos los cuales deben cumplir distintas funciones y según las cuales agruparemos:

- Rodamientos soporte del eje:

El eje se apoya en dos rodamientos cónicos DIN 720 32009X.



Los datos de entrada para el cálculo son:

Fuerza radial	14506N
Fuerza axial	3189N
Revoluciones	194rpm
Duración	3000h
Diámetro int.	45mm

Características del rodamiento DIN 720 32009X:

Designación	32009X.
Anchura	20mm
Diámetro ext.	75mm
Diámetro int.	45mm

Carga estática	80 KN
Carga dinámica	67KN
Coef. seguridad	4,18

- Rodamientos partidos de agujas:

Disponemos de dos rodamientos de agujas partidos DIN 5405 - T1 K - 55 x 63 x 25, en los que se apoyan los dos engranajes locos.



Los datos de entrada para el cálculo son:

Fuerza radial	10960 N
Fuerza axial	0N
Revoluciones	194rpm
Duración	3000h
Diámetro int.	55mm

Características del rodamiento DIN 5405-T1 K55x63x25

Designación	K55x63x25
Anchura	25mm
Diámetro ext.	63mm
Diámetro int.	55mm
Carga estática nom.	98KN
Carga dinámica nom.	47,5KN
Coef. seguridad	3,97

- Rodamientos de soporte axial:

Debido al dentado helicoidal de los engranajes, se producen grandes fuerzas axiales, que unidas a la diferencia de velocidad de giro entre los dos engranajes locos hace necesario el uso de estos rodamientos de separación axial. Disponemos de dos rodamientos de soporte axial a lo largo del eje.

El rodamiento seleccionado para esta función es DIN 5405 AXK 6085.



Los datos de entrada para el cálculo son:

Fuerza radial	0 N
Fuerza axial	5104N
Revoluciones	194rpm
Duración	3000h
Diámetro int.	60mm

Características del rodamiento DIN 5405 AXK 6085:

Designación	AXK 6085
Anchura	3mm
Diámetro ext.	85mm
Diámetro int.	60mm
Carga estática nom.	232 KN
Carga dinámica nom.	37,5KN
Coef. seguridad	34,44

Se incluye el proceso de cálculo de los rodamientos de agujas de soporte axial DIN 5405 AXK 6085 en el Anexo 8.

Para el cálculo del resto de rodamientos de agujas de soporte axial se ha seguido la misma metodología.

- Circlips, arandelas y casquillos:

A lo largo del eje 2 disponemos de un circlip para impedir el desplazamiento axial y de varias arandelas y casquillos cuya función es la de separar y permitir el correcto asiento de los elementos.

El circlip seleccionado es el DIN 471 60x2, el cual se aloja en un acanalado realizado en el eje. Trabaja de forma axial y la fuerza axial máxima que debe resistir es de 5104N.



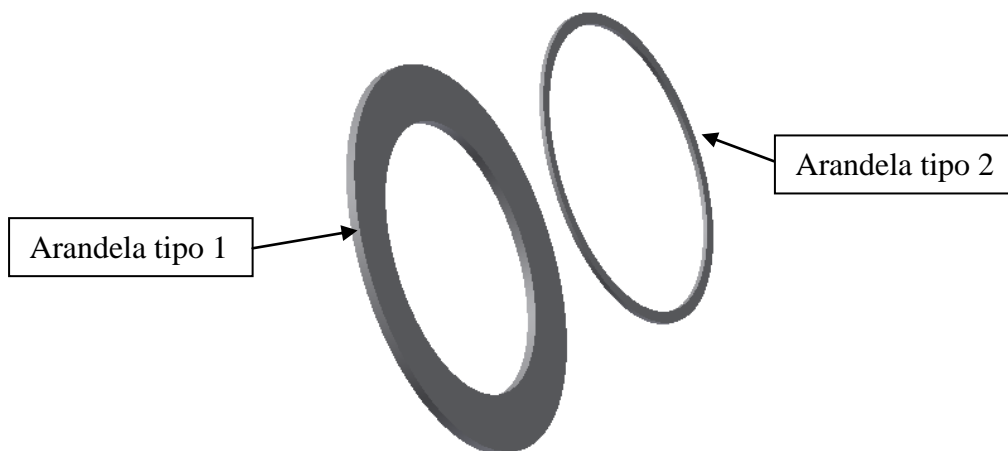
Características del circlip DIN 471 60x2:

Designación	60x2
Anchura	2mm
Diámetro ext.	65,266mm
Diámetro de eje	60mm
Diámetro int.	57mm

En cuanto a elementos de separación, disponemos de un casquillo partido encargado de separar los dos rodamientos partidos



y de dos arandelas de separación.



- Sincronizadores y horquillas:

Tenemos dos sincronizadores, uno para la marcha ciudad y otro para la marcha de carretera.

Ambos formados por un conjunto de elementos cuya función es la del engrane con los estriados de los engranajes locos, transmitiendo el giro al eje.

En cuanto a su funcionamiento, cuando las horquillas desplazan axialmente la corona, esta actúa sobre las cuatro bolas apoyadas en sus orificios semiesféricos, empujando al tambor hasta hacer contacto las superficies cónicas del mismo y del engranaje loco correspondiente.

Acto seguido, la fuerza de empuje de la corona sobrepasa la de los muelles alojados en los orificios del tambor, comprimiéndolos e introduciendo las bolas en los orificios. Esto permite a la corona el desplazamiento axial necesario para el engrane con el estriado del engranaje loco.

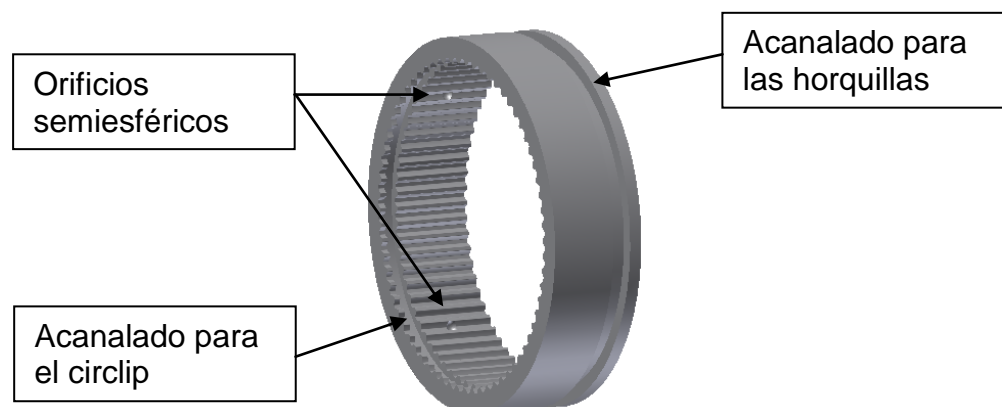
Los componentes del sincronizador son los siguientes:

- Corona.

La corona envuelve al tambor y gira solidaria a él debido a un estriado interior. Este mismo estriado es el que engrana con el estriado de los engranajes 4 o 5. Es idéntica para ambos sincronizadores

Dispone de un acanalado interior para alojar un circlip y de cuatro orificios semiesféricos donde se apoyan cuatro bolas.

También se le ha efectuado un acanalado en el diámetro exterior donde va alojada la horquilla.



Las características de la corona son:

Material	15NiCr6
Ancho	31mm
Diámetro exterior	118mm

El estriado interior es un DIN 5480- 105 x1,5 x 68. El coeficiente de seguridad mínimo para estos estriados se da en las uniones con los estriados de los engranajes 4 y 5, calculados anteriormente.

- Circlip.

El circlip va alojado en el interior de la corona.

Su función es la de impedir el desplazamiento axial del tambor cuando este está engranado con en el engranaje locos. No está solicitado por ninguna fuerza significativa.

El circlip seleccionado es el DIN 472 105x4.

Características del circlip DIN 472 105x4.

Designación	105x4
Anchura	4mm
Diámetro ext.	109
Diámetro de eje	105mm
Diámetro int.	95,95mm

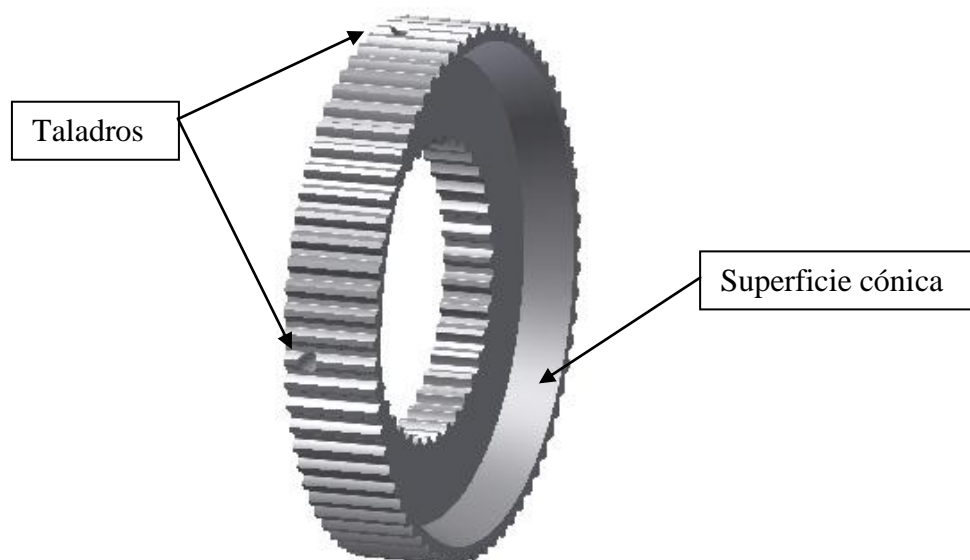
- Tambor.

Dispone de dos estriados, uno interior y otro exterior, una superficie cónica y unos taladros efectuados en el estriado exterior, donde se alojan cuatro muelles que empujan a las cuatro bolas mencionadas antes.

La función del tambor es la de sincronizar la velocidad de giro del sincronizador con su respectivo engranaje a través de la fricción producida entre sus superficies cónicas.

Una vez sincronizada la velocidad, la corona del sincronizador se acopla al engranaje, transmitiendo la potencia de giro al eje a través del tambor.

Son idénticos en ambos sincronizadores, a excepción del estriado interior.



Las características del tambor son:

Material	15NiCr6
Ancho	19mm

Las características del estriado exterior del tambor para cada sincronizador son:

	Sincronizador de ciudad	Sincronizador de carretera
Estriado	DIN 5480- 105x1,5x68	DIN 5480- 105x1,5x68
Longitud total	19mm	19mm
Longitud mínima de trabajo	15mm	15mm
Par soportado	612Nm	268Nm
Coefficiente de seguridad	10,06	19,65

Las características de los estriados interiores son:

	Sincro. de ciudad	Sincro. de carretera
Estriado	DIN 5480-60x1,5x38	DIN 5480-68x1,5x44
Longitud total	10mm	10mm
Longitud mínima de trabajo	10mm	10mm
Par soportado	612Nm	268Nm
Coefficiente de seguridad	1,01	5,44

- Esferas.

Disponemos de cuatro esferas en cada sincronizador, ocho en total.



Material	34CrMo4
Cantidad	8
Diámetro	4mm

- Muelles.

Disponemos de cuatro muelles en cada sincronizador, ocho en total.

Se incluye el cálculo y especificaciones del muelle en el Anexo 9.

Material	Acero inoxidable
Cantidad	8
Constante de rigidez	1,53N/mm

- Horquillas.

Se dispone de dos horquillas, una para cada sincronizador, apoyadas en el acanalado exterior de la corona de los mismos. Desplazan axialmente esta corona cuando son accionadas por el actuador.



Material	34CrMo4
Cantidad	2

- Eje guía:

Disponemos de un eje para el guiado de las horquillas.



Material	34CrMo4
Cantidad	1

- **Actuador electromagnético:**

Disponemos de dos actuadores electromagnéticos idénticos para accionar los sincronizadores y efectuar el cambio de marcha.



Características:

Fabricante	BLP
Ref. fabricante	67-120-610-730
Código RS	414-377
Ancho	19 mm
Largo	40 mm
Peso	56g
Acción	Biestable
Ciclo completo	Funcionamiento por pulsos
Fuerza magnética continua	10 N
Longitud max. De golpe	10 mm
Potencia cerrada continua	10W
Potencia nominal	10W
Rango de temperatura de funcionamiento	-5° → 75°
Tensión de alimentación	24V

Se incluye información en el Anexo 10.

5.2.3.2 Diferencial

El diferencial sigue el diseño de los diferenciales clásicos de engranajes cónicos.

Consta de una corona de dentado helicoidal (7), accionada por el piñón de ataque del eje secundario de la caja de cambios. La corona transmite el giro a la carcasa del diferencial, la cual aloja en su interior una pareja de engranajes cónicos rectos que llamaremos satélites y una pareja de engranajes cónicos rectos que llamaremos planetas.

En el eje de giro de estos últimos irán alojados los palieres a los cuales se les transmitirá el giro a través de un estriado.



- Conjunto carcasa-corona.



Los datos de entrada para el cálculo de la corona son:

Potencia	12,57 Kw
Par	1871 Nm
Revoluciones	64 rpm
Durabilidad	3000h
Factor de servicio	Uniforme

Las características de la corona son:

Material	15NiCr6
Nº de dientes	92
Módulo normal	2,5
Ancho	45mm
Ángulo de presión (α)	20°
Ángulo de hélice (β)	30°
Coef. seguridad a flexión	1,84
Coef. seguridad a desgaste	1,89

La corona transmite el giro a la carcasa a través de 6 remaches de diámetro 16mm, de un acero normalizado F1150.



Teniendo en cuenta la tensión de fluencia de la corona, los remaches y la carcasa y la forma de trabajo en la unión de cada uno de los tres elementos, el mínimo coeficiente de seguridad será para los remaches.

Este es de **12,57**, para el cálculo a cortadura.

El cálculo tanto de cortadura como de compresión está incluido en el Anexo 11.

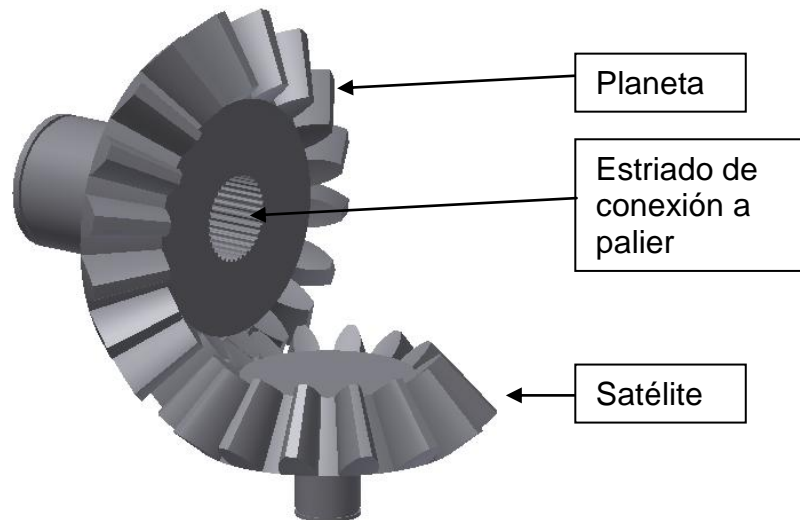
- Planetas y satélites

Los datos de entrada para el cálculo de los engranajes cónicos planetas y satélites son:

	Planetas	Satélites
Potencia	3,14 Kw	3,14Kw
Par	468 Nm	355 Nm
Revoluciones	64 rpm	82,3rpm
Durabilidad	3000h	3000h
Factor de servicio	Uniforme	Uniforme

Las características de los engranajes cónicos planetas y satélites son:

Material	15NiCr6	15NiCr6
Nº de dientes	18	14
Módulo normal	6	6
Ancho del diente	29 mm	29mm
Ángulo de presión (α)	20°	20°
Angulo entre ejes	90°	
Coef. seguridad a flexión	2,47	1,94
Coef. seguridad a desgaste	1,42	1,22



Se incluye el cálculo del engranaje cónico planeta en el Anexo 12.

Para transmitir el giro a los palieres, se ha efectuado un estriado en los planetas:

Estriado	DIN 5480 - 30x0,8x30
Longitud total	77mm
Longitud mínima de trabajo	77mm
Par soportado	937Nm
Coefficiente de seguridad	3,49

- Rodamientos

- Rodamientos cónicos:

En el diferencial disponemos de tres parejas de rodamientos cónicos.

Su tarea es la de soportar la carcasa, los engranajes planetas y los engranajes satélites.

Los datos de entrada para el cálculo son:

	Rodamientos Planeta	Rodamientos Satélite	Rodamientos Carcasa
Fuerza radial	0	17352N	12131N
Fuerza axial	4984	3876N	8293N
Revoluciones	64rpm	1rpm	64rpm
Duración	3000h	3000h	3000h
Diámetro int.	45mm	22mm	75mm

Las características de los rodamientos son:

	Rodamientos Planeta	Rodamientos Satélite	Rodamientos Carcasa
Designación	DIN 720 32009X	DIN 720 320/22X	DIN 720 32915
Anchura	20mm	15mm	20mm
Diámetro ext.	75mm	44mm	105mm
Diámetro int.	45mm	22mm	75mm
Carga estática nom.	80KN	29KN	116KN
Carga dinámica nom.	67KN	25,1KN	81,5KN
Coef. seguridad	15,2	1,27	6,12

- Rodamientos de agujas soporte axial:

Utilizaremos un rodamiento ISO 3031 22X37X2 de soporte axial en cada engranaje satélite como elemento de soporte y separación.

En cada engranaje planeta también usaremos un rodamiento DIN 5405 - T2 AXK 4565 de soporte axial como elemento de separación y soporte.

Estos rodamientos no soportan ningún tipo de carga significativa.

- Circlips y arandelas.

El uso de los circlips y arandelas, en este caso es idéntico al de los rodamientos de agujas anteriores y tampoco están sometidos a fuerzas significativas.

El conjunto circlip arandela encargado del soporte axial de los engranajes planetas está formado por un circlip DIN 471 45x1,75 y una arandela del tipo 3.

El conjunto circlip arandela encargado del soporte axial de los engranajes satélites está formado por un circlip DIN 471 22x1,2 y una arandela del tipo 4.

5.2.3.3 Palieres

Para el diseño de los palieres se ha partido del mismo Opel Zafira del que se ha utilizado los bujes, las llantas y los neumáticos.

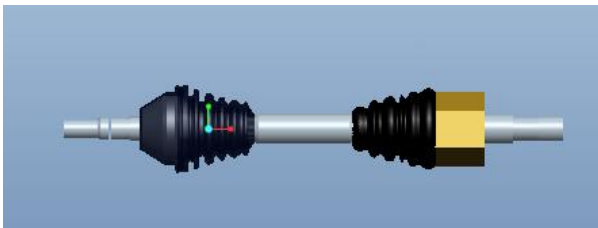
El proceso de diseño ha consistido en la adaptación de la longitud del palier largo con el fin de poder utilizar los dos palieres en nuestra cadena de tracción.

Para ello, una vez terminado el diseño de la caja de cambios y el diferencial, se ha posicionado en el subchasis del coche el conjunto rueda, acoplando a él los palieres originales.

En el siguiente paso se ha posicionado el conjunto motor, caja de cambios y diferencial en el subchasis. Para ello, se ha acoplado el diferencial al extremo libre del palier corto, pudiendo ahora medir la longitud que debía tener el palier largo.

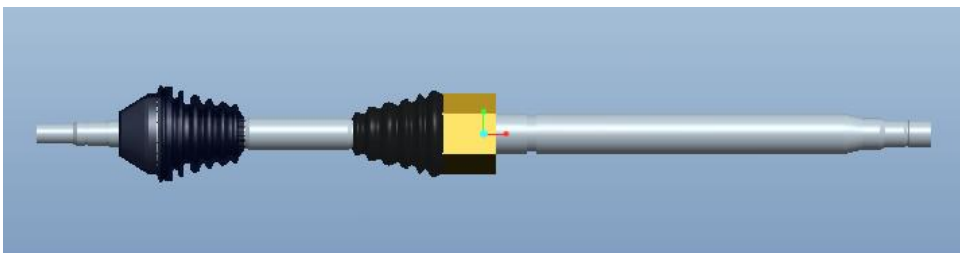
Palier corto:

Longitud 610 mm

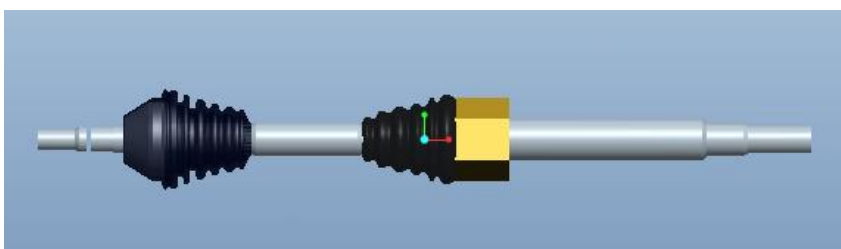


Adaptación de la longitud del palier largo:

Longitud inicial 1000mm



Longitud final 842mm



6. Resumen del presupuesto.

CONJUNTO	PRECIO TOTAL (€)
CAJA DE CAMBIOS	133,04
DIFERENCIAL	110,4
PALIERES	70
PRECIO TOTAL	313,44€

TOTAL PRESUPUESTO:

El presupuesto asciende 313,44€ (trescientos trece euros con cuarenta y cuatro céntimos).

7. Firma y fecha

Fdo: Víctor Fernández Alejandre

Zaragoza 30 de Agosto de 2011

8. Bibliografía

- “Manual de Automóviles 56ª edición”. Arias-Paz
- “Electric vehicle technology explained”. James Larminie.
- “Cálculo de la cadena de transmisión y de las prestaciones del automóvil” 1ª edición. Antonio Miravete Marco y Santiago Baselga Ariño.
- “Cálculo y construcción de maquinas”. Antonio Serrano Nicolás.
- Apuntes de clase: “Diseño de Maquinas”. Javier Abad Blasco, Paula Canalís Martínez y Marco Carrera Alegre.
- “Traité théorique et pratique des engrenages 1”. Georges Henriot.
- “Atlas de elementos de Máquinas y Mecanismos” 2ª edición. Editorial Ceac.
- “Diseño en Ingeniería Mecánica”. McGraw-Hill, 5ª edición. Shigley, J.E., Mischke, C.R. (1990)
- SKF (1989) Catálogo de rodamientos SKF.
- Catálogos de especificaciones de vehículos Opel.
- Direcciones Web:
http://www.skf.com/portal/skf_es/home
<http://www.km77.com>
<http://ww.vanel.com>
<http://es.rs-online.com/web/>
http://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf
http://www.thyssenkruppmaterials-iberica.es/htm/pdf_acionstruccion.pdf
<http://www.mecanicavirtual.com/>

ANEXOS:

ANEXO 1: BATERIAS

Dow Kokam Pack Technology

Dow Kokam's modular, advanced, liquid cooled high-energy lithium-ion battery pack is optimally designed for safety and reliability for use in fully electric and plug-in electric vehicles. Dow Kokam's compact, light design delivers maximum energy and power performance in all environmental conditions. The pack's modular architecture allows it to easily integrate into a variety of vehicles, from A-segment subcompact cars to Class 8 heavy trucks.

Equipped with advanced electronics which monitor the voltage and temperature of each cell, protecting them against overheating and over-charging, the pack also manages cell balancing and communication to the battery management system, providing interface for pack diagnostics.



Product Features:

- **Safety:** advanced electronic components and thermal management systems maintain uniform temperature within the pack while monitoring the health and voltage of each lithium-ion cell, resulting in unparalleled safety.
- **Durability:** 10 year lifetime and stable performance under expected use conditions.
- **Performance:** high energy density and good power/energy balance ensure excellent performance.
- **Range:** operates with consistent quality in wide-ranging temperatures/ climates with constant energy and power.
- **Availability:** 98 percent of embedded energy is available for vehicle traction at any given time.
- **Sustainability:** recyclable components and high value contribute to the product's sustainability.

Additional System Components:

- Battery management system
- Power box
- Thermal management system

TECHNICAL SPECIFICATIONS/CHARACTERISTICS

	Conditions	Unit	1 pk	2 pks	3 pks	4 pks	5 pks	6 pks	7 pks
Voltage									
Min.	–	V	64.8	129.6	194.4	259.2	324	388.8	453.6
Nominal	–	V	87.6	175.2	262.8	350.4	438	525.6	613.2
End of Charge	–	V	98.4	196.8	295.2	393.6	492	590.4	688.8
Max.	–	V	100.8	201.6	302.4	403.2	504	604.8	705.6
Current									
Max. Current in Charge (vehicle plugged)	@ 25°C	A	200	200	200	200	200	200	200
Max. Current in Regenerative (10 sec)	@ 25°C @ SOC = 50%	A	300	300	300	300	300	300	300
Max. Current in Continuous Discharge	@ 25°C	A	200	200	200	200	200	200	200
Max. Current in Peak Discharge (30 sec)	@ 25°C @ SOC = 50%	A	300	300	300	300	300	300	300
Power									
Continuous Power in Discharge	@ 25°C @ SOC = 50% @ BOL	kW	16.4	32.8	49.2	65.6	82.0	98.4	114.8
Peak Power in Discharge (10 sec)	@ 25°C @ SOC = 50% @ BOL	kW	23.6	47.2	70.7	94.3	117.9	141.5	165.1
Continuous Power in Charge	@ 25°C @ SOC = 50% @ BOL	kW	16.4	32.8	49.2	65.6	82.0	98.4	114.8
Peak Power in Charge (30 sec)	@ 25°C @ SOC = 50% @ BOL	kW	23.6	47.2	70.7	94.3	117.9	141.5	165.1
Energy									
Discharge	@ BOL @ C/2 @ 25°C	kWh	7.10	14.2	21.31	28.4	35.5	42.6	49.7
Specific Energy	@ BOL @ 25°C	Wh/Kg	84	84	84	84	84	84	84
Energy Density without Water	@ BOL @ 25°C	Wh/L	139	139	139	139	139	139	139
Self Discharge	@ 20°C @ 50% SOC	% per month	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
Dimensions									
Height	–	mm	280	–	–	–	–	–	–
Width	–	mm	280	–	–	–	–	–	–
Length without Connectors	–	mm	650	–	–	–	–	–	–
Length with Connectors	–	mm	730	–	–	–	–	–	–
Volume	–	L	51	–	–	–	–	–	–
Weight without Water	–	kg	85	170	255	340	425	510	595
Weight with Water	–	kg	90	180	270	360	450	540	630

ANEXO 2: TABLAS DE VEHÍCULOS ESTUDIADOS:

Los vehículos analizados son:

- Opel Zafira 1.7 CDTI (81Kw)
- Opel Meriva 1.4 gasolina (74Kw)
- Opel Astra 1.6 gasolina (85Kw)

Obtención de la velocidad de cada vehículo con el motor a 1000rpm en función de la marcha engranada de la web <http://www.km77.com>

	Velocidad del vehículo en Km/h a 1000rpm del motor en función de la marcha engranada		
MARCHA	ZAFIRA	MERIVA	ASTRA
1ª	8,3	7,3	8,1
2ª	15,4	13,8	14,2
3ª	24,3	20,5	21,4
4ª	33	28,6	27
5ª	42,6	35,8	34
6ª	51,6		
R	8,9	8,1	9,2

Obtención de la reducción en cada marcha para cada vehículo:

$$\text{Reducción} = 1000\text{rpm} / (V / 2 * 3,14 * R)$$

V → Velocidad del vehículo en m/min.

R → Radio de la rueda en m.

	REDUCCIONES		
MARCHA	ZAFIRA	MERIVA	ASTRA
1ª	14	16	15
2ª	8	9	9
3ª	5	6	6
4ª	4	4	5
5ª	3	3	4
6ª	2		
R	13	15	13

Con estos datos y las gráficas de potencia de cada motor en función de las rpm, proponemos velocidades medias usadas en cada marcha y obtenemos los siguientes datos para esas velocidades:

- Par en motor
- Rpm del motor
- Par en rueda
- Velocidad del vehículo
- Potencia

ZAFIRA					
	RUEDA		MOTOR		
	Par (Nm)	Velocidad(Km/h)	Par (Nm)	Rpm	Potencia(Kw)
1ª	3732	15	260	1807	49,2
2ª	2011	30	260	1948	53
3ª	1275	55	260	2263	61,6
4ª	939	80	260	2424	66
5ª	727	105	260	2465	67,1
6ª	600	130	260	2519	68,59
R	2142	10	160	1124	18,83

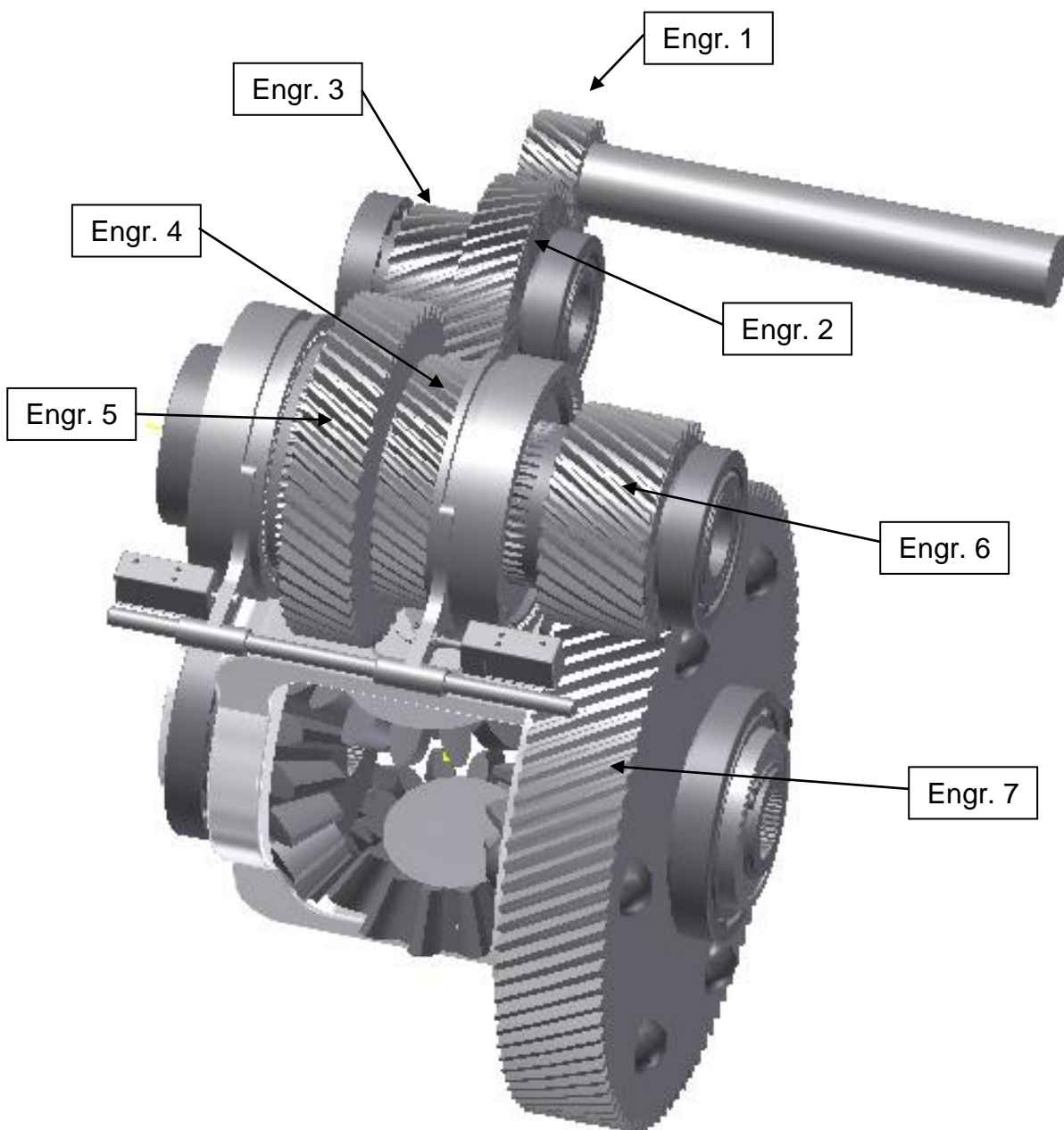
MERIVA					
	RUEDA		MOTOR		
	Par (Nm)	Velocidad(Km/h)	Par (Nm)	Rpm	Potencia(Kw)
1ª	1866	15	114	2055	24,5
2ª	1005	35	116	2536	30,8
3ª	682	65	117	3171	38,8
4ª	501	95	120	3322	41,7
5ª	417	130	125	3631	47,5
R	1446	10	98	1235	12,67

ASTRA					
	RUEDA		MOTOR		
	Par (Nm)	Velocidad(Km/h)	Par (Nm)	Rpm	Potencia(Kw)
1ª	1898	15	125	1852	24,2
2ª	1169	35	135	2465	34,8
3ª	822	65	143	3037	45,4
4ª	683	95	150	3519	55,3
5ª	597	130	165	3824	66
R	1497	10	112	1087	12,7

ANEXO 3: RELACIONES DE DESMULTIPLICACION:

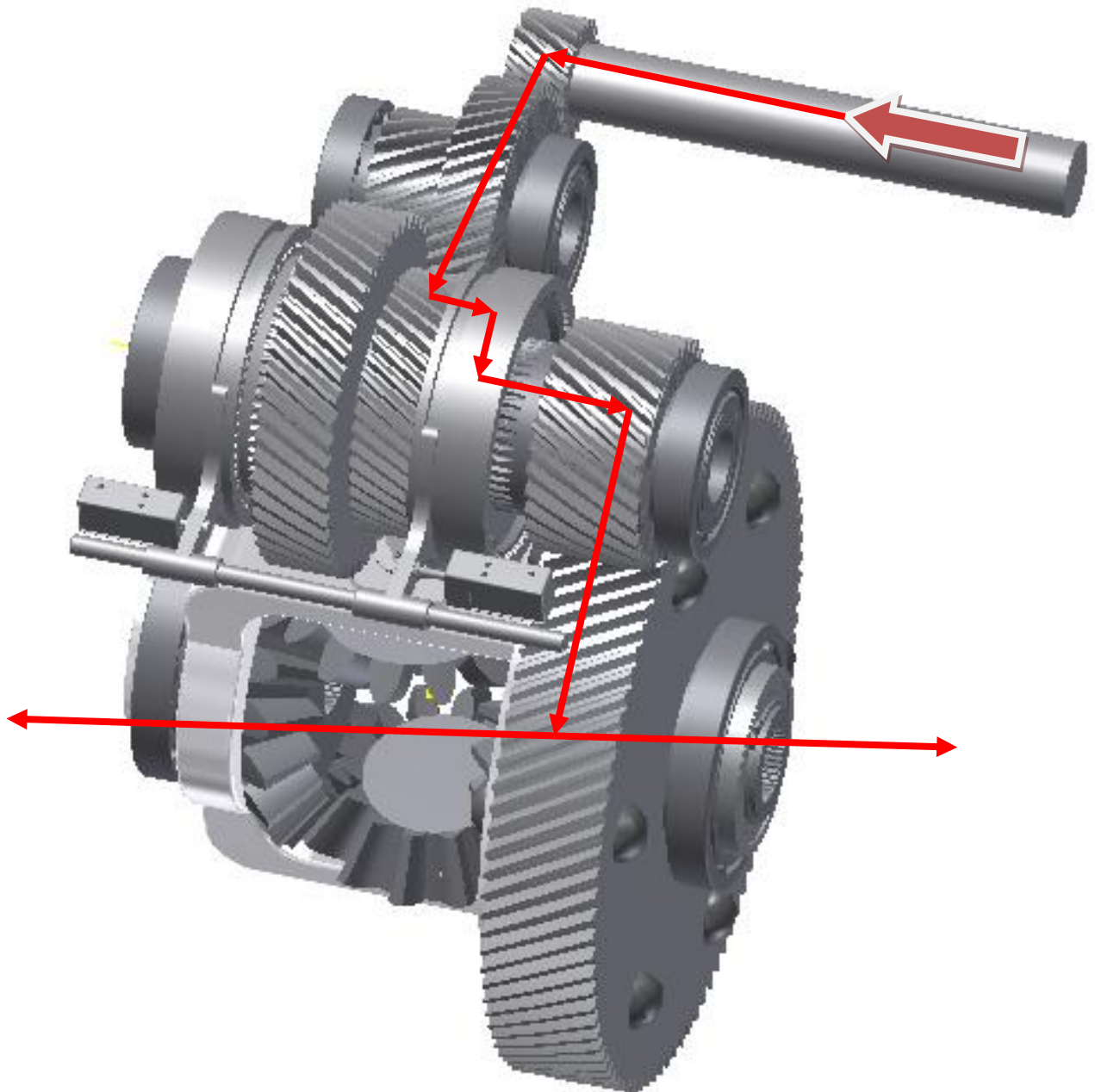
Aquí se incluye un esquema identificando los engranajes de la caja de cambios y diferencial por los que pasa la potencia obteniendo una desmultiplicación en la velocidad de giro. También se incluye una tabla con las relaciones de desmultiplicación obtenidas entre cada pareja de los anteriores engranajes. Finalmente se incluye dos esquemas con los caminos recorridos por la potencia a lo largo de la caja de cambios y diferencial.

- Identificación de engranajes y relaciones de desmultiplicación:



- Marcha de carretera engranada:

La relación de desmultiplicación obtenida en esta marcha es de 6,87.



ANEXO 4: Cálculo de ejes.

Cálculo del eje primario

- Datos de entrada:

Input section

☒ **Preliminary shaft diameter design**

Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

Transmitted power: 12,57 [kW]

Shaft speed: 442 [/min]

Torsion moment: 271,59 [Nm]

Preliminary min. diameter: 33,37 [mm]

1.6 Type of shaft load: B...Static torsion + bending

1.7 Material of the shaft: C...High-strength structural steel (1200)

☒ **Shaft shape and dimensions**

The scale of the displayed shaft diameter: ☐ Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

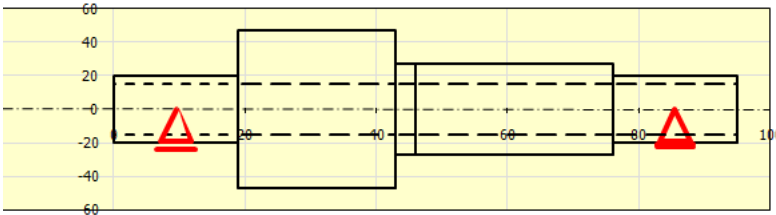
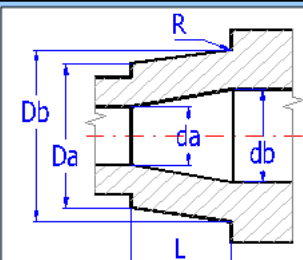



Table	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Origin	0,00	19,00	43,00	46,00	76,00	95,00	95,00	95,00	95,00	95,00
L	19,000	24,000	3,000	30,000	19,000					
ø Da	40,000	94,300	54,000	54,000	40,000					
ø Db	40,000	94,300	54,000	54,000	40,000					
ø da	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000					
ø db	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000					
R	1,000	2,500	2,500	1,000	0,000					

Total length of the shaft: 95,00 [mm]

X-coordinate of the left support (bearing): Free 9,50 [mm]

X-coordinate of the right support (bearing): Fixed 85,50 [mm]

2.6 The shaft surface (Roughness Ra): B...Fine ground (0,2)

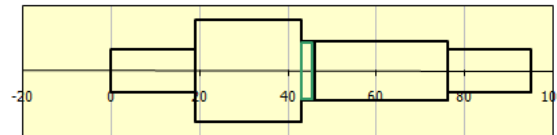
☒ **Notches and necking-down on the shaft**

☒ The ultimate tensile strength (Su, Rm): 875,0 [MPa]

Notch sensitivity factor (q): 0,5

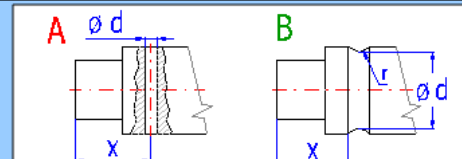
A. Transverse hole

X[mm]	d[mm]	β c	β b	β t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00



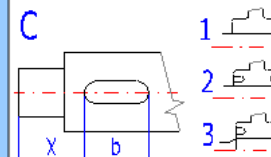
B. Necking-down

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β c	β b	β t
43,00	51,00	3,00	1,62	1,56	1,29
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00



C. General notch

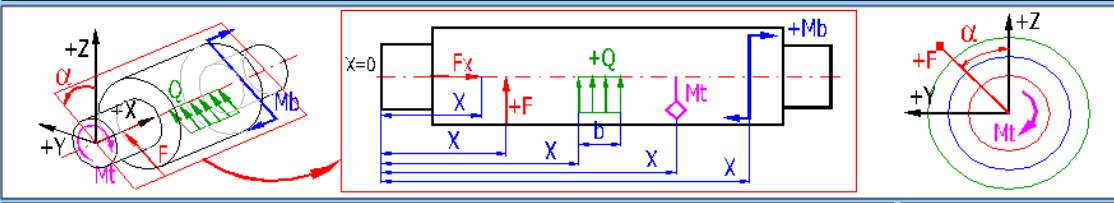
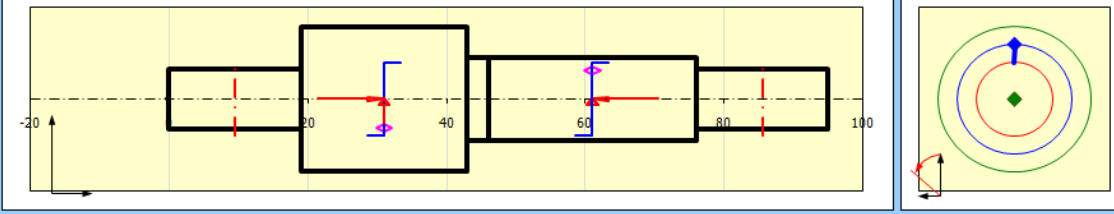
X[mm]	b[mm]	β c	β b	β t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00



D. Rounding between cylindrical sections of the shaft

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β c	2,08	1,73	1,00	1,94	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β b	1,85	1,59	1,00	1,78	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β t	1,46	1,31	1,00	1,40	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

4.0 Loading of the shaft

4.1 Loading

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	31,00	3159,0	0,0	0	268,00	156,00	0			
2	31,00	0,0	2300,0	180	0,00					
3	31,00	0,0	5471,0	90	0,00					
4	61,00	-5104,0	0,0	0	-268,00	156,00	0			
5	61,00	0,0	3748,0	0	0,00					
6	61,00		8945,0	90	0,00					
7										
8										
9										
10										

☒ **Material and the type of loading**

Shaft material (Ultimate tensile strength min-max)
e-hardened steel (700 - 1200) 875 [MPa]

Ultimate tensile strength S_u/R_m 875 [MPa] ☒
Yield strength in tension S_y/Re 525 [MPa]
Yield strength in bending S_{yb}/Re_b 683 [MPa]
Yield strength in shear S_{ys}/Re_s 315 [MPa]

For reversed loading

Fatigue limit - tension-press σ_C 368 [MPa]
Fatigue limit - bending σ_{eC} 403 [MPa]
Fatigue limit - torsion τ_C 263 [MPa]

For cyclic loading

Fatigue limit - tension-press σ_{hC} 551 [MPa]
Fatigue limit - bending σ_{ehC} 604 [MPa]
Fatigue limit - torsion τ_{hC} 341 [MPa]
Specific mass R_o 7850,0 [kg/m³]
Modulus of elasticity in tensi E 210000 [MPa]
Modulus of elasticity in shea G 80000 [MPa]

6.17 Dead load Yes ☐
6.18 Max. displayed coefficient of safety 20 ☐
6.19 Stress ratio factor α_0 0,70 ☒

6.20 Coefficient of maximum loading

6.21 Bending 1,00
6.22 Radial load 1,00
6.23 Torsion 1,00
6.24 Tension/Compression 1,00

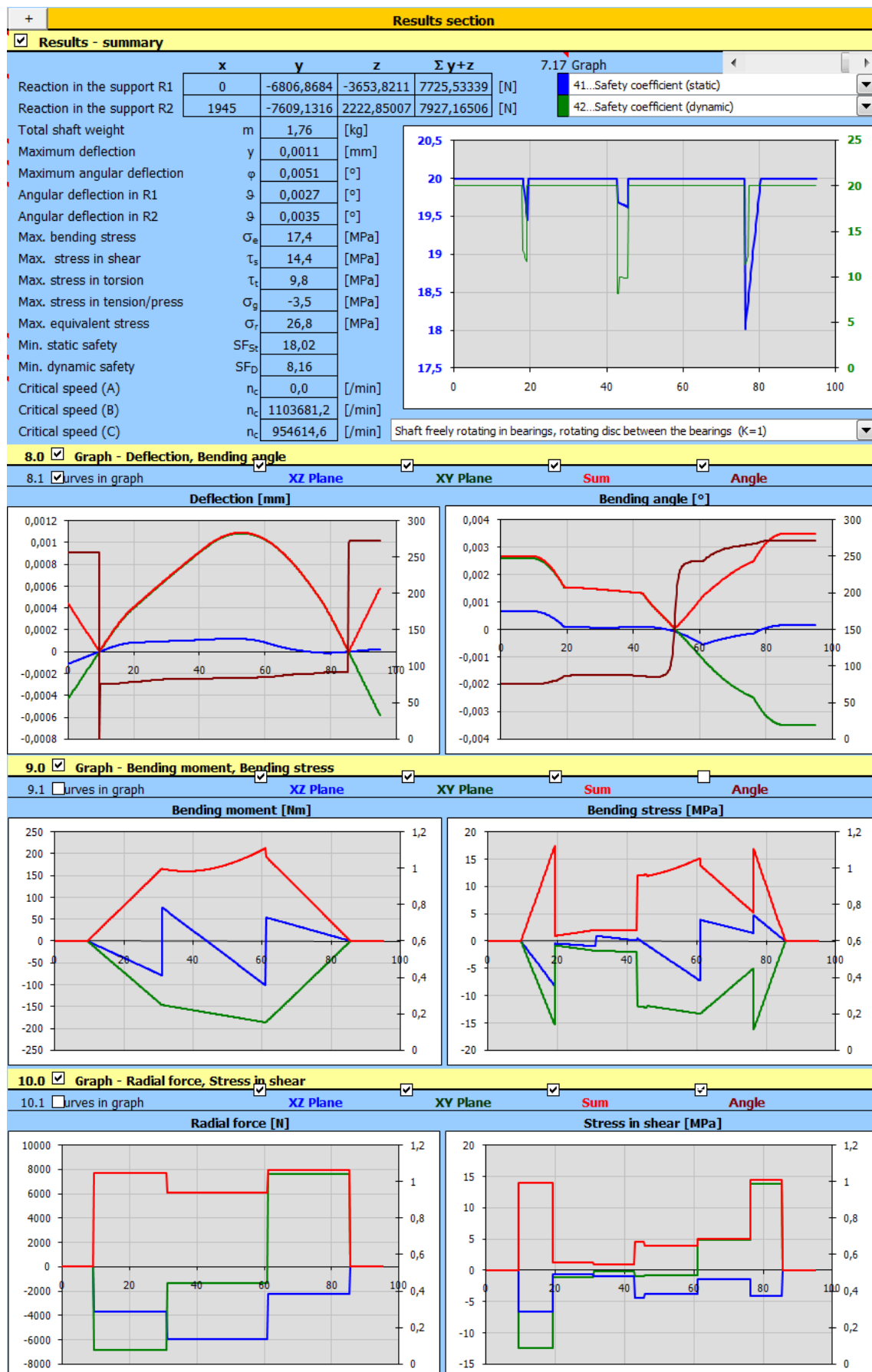
6.25 Loading conditions

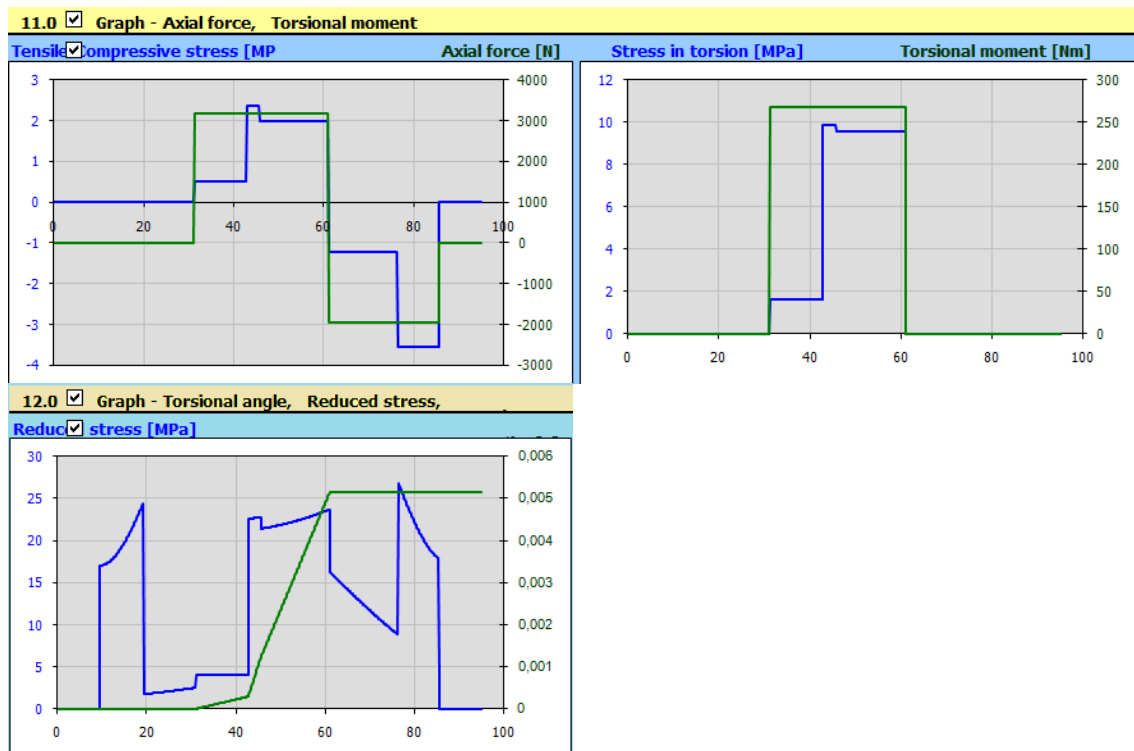
6.26 Loading from bending moment C...Reversed ☐
6.27 Loading from radial force A...Static ☐
6.28 Load from torsional moment A...Static ☐
6.29 Loading from tension/pressure force B...Repeated ☐

6.30 Dynamic strength check

6.31 Impact from shaft surface Yes ☐
6.32 Impact from shaft size Yes ☐
6.33 Impact from stress concentration (not Yes ☐

- Resultados obtenidos:





Para el cálculo del eje secundario se ha seguido el mismo procedimiento.

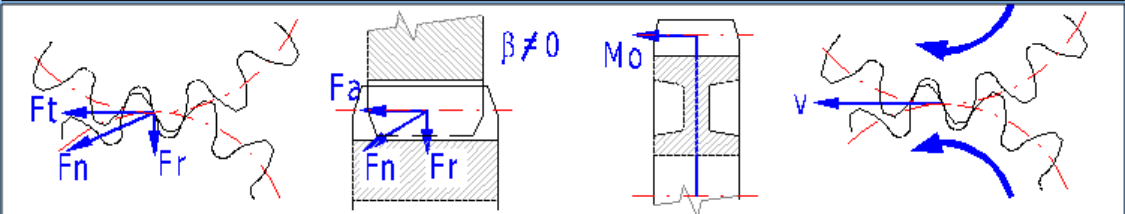
ANEXO 5: Cálculo de engranajes helicoidales.

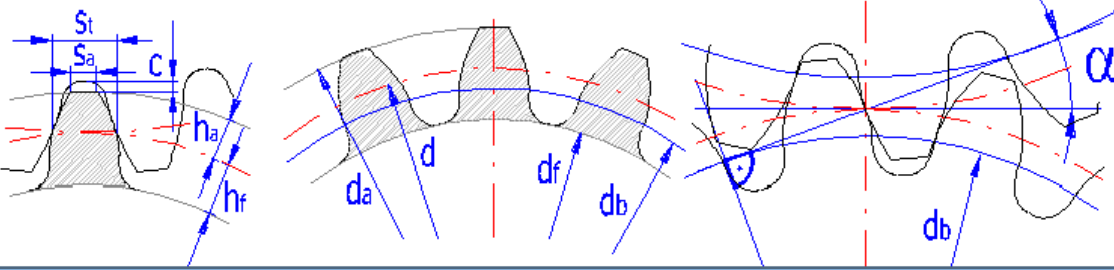
Cálculo de los engranajes 1 y 2

- Datos de entrada:

Input section					
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Options of basic input parameters					
1.1	Transferred power	Pw [kW]	12,570	12,429	<= Max. Pw
1.2	Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	1000,0	441,9	i <= n1,n2
1.3	Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	120,04	268,63	Pw <= Mk,n
1.4	Transmission ratio / from table	i	2,24	*2.24	
1.5	Actual transmission ratio / deviation	i	2,26	1,02%	
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Options of material, loading conditions, operational and production parameters					
2.0	Material identification according standard :	DIN			
2.1	Material of the pinion :	G...Alloy structural steel 15NiCr6 (Rm=880 MPa) case-hardened			
2.2	Material of the gear :	G...Alloy structural steel 15NiCr6 (Rm=880 MPa) case-hardened			
2.3	Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
2.4	Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous			
2.5	Type of gearing mounting	Double-sided symmetrically supported gearing - type 1			
2.6	Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max	6.....(Ra max. = 1,6 / v max. = 30)			
2.7	Coefficient of one-off overloading	KAS	1,50		
2.8	Desired service life	Lh	3000		[h]
4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Design of a module and geometry of toothing					
4.1	Number of teeth Pinion / Gear	z	19	43	i <= z1,z2
4.2	Normal pressure angle	α	20		[°]
4.3	Base helix angle	β	30		[°]
4.4	Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter				
4.5	The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	1,05	< 1,1	Design gearing
4.6	Module / Standardized value	mn	2	2	[mm]
4.7	Reference diameter Pinion / Gear	d1/d2	43,88	99,30	[mm]
4.8	Recommended width of gearing		25,9 - 48,3		[mm]
4.9	Face width (Pinion / Gear)	b1/b2	24,00	24,00	[mm]
4.10	Working face width	bw	24		<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11	The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,55	< 1,1	
4.12	Working center distance	aw	71,591		[mm]
4.13	Approximate weight of the gearing	m	1,727		[kg]
4.14	Minimum coefficient of safety	SH / SF	1,13	1,82	

- Resultados obtenidos:

✓ Supplemental parameters of gearing				
Number of teeth	z	19	43	
Virtual number of teeth of a helical gear	zn	28,155	63,718	
Minimum number of teeth:				
- Permissible undercutting	zmin1	9	9	
- Without undercutting	zmin2	11	11	
- Without tapering	zmin3	15	15	
✓ Qualitative indices of gearing				
Transverse contact ratio / overlap ratio	$\varepsilon_\alpha \mid \varepsilon_\beta$	1,3456	1,9099	
Total contact ratio	ε_γ	3,2554		
Coefficient of gear unloading	Cdi/df	0,00	0,00	
Resonance speed	nE1	26277,49		[/min]
Resonance ratio	N	0,04		
Approximate weight of the gearing	m	1,7273		[kg]
Efficiency of the gearing	μ	98,88%		
Recommended lubricant viscosity	v50	438	438	✓ [mm2/sec]
12.0 ✓ Force conditions (forces acting on the toothing)				
				
12.1 Tangential force	Ft	5471,62		[N]
12.2 Normal force	Fn	6723,56		[N]
12.3 Axial force	Fa	3159,04		[N]
12.4 Radial force	Fr	2299,59		[N]
12.5 Bending moment	Mo	69,31	156,85	[Nm]
12.6 Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	2,30	< 30	[m/s]
12.7 Specific load / Unit load	wt wt*	227,98	113,99	[N/mm MPa]
✓ Safety coefficients				
Safety coefficient for surface durability	SH	1,13	1,22	
Safety coefficient for bending durability	SF	1,82	1,93	
Safety in contact in one-time overloading	SHst	2,06	2,06	
Safety in bending in one-time overloading	SFst	3,73	3,92	

Results section			
6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Basic dimensions of gearing			
			
6.1 Number of teeth Pinion / Gear	z	19	43
6.2 Face width (Pinion / Gear)	b	24	24
6.3 Normal module	mn	2	[mm]
6.4 Transverse module	mt	2,3094	[mm]
6.5 Circular pitch	p	6,283	[mm]
6.6 Transverse circular pitch	pt	7,255	[mm]
6.7 Base circular pitch	ptb	6,689	[mm]
6.8 Center distance (pitch)	a	71,5914	[mm]
6.9 Center distance (production)	av	71,5914	[mm]
6.10 Center distance (working)	aw	71,5914	[mm]
6.11 Pressure angle	α	20,00	[°]
6.12 Transverse pressure angle	α_t	22,7959	[°]
6.13 Pressure angle at the pitch cylinder	α_{wn}	20,0000	[°]
6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder	α_{wt}	22,7959	[°]
6.15 Helix angle	β	30,00	[°]
6.16 Base helix angle	β_b	28,0243	[°]
6.17 Tip diameter	da	47,8786	103,3042 [mm]
6.18 Reference diameter	d	43,8786	99,3042 [mm]
6.19 Base diameter	db	40,4513	91,5477 [mm]
6.20 Root diameter	df	38,8786	94,3042 [mm]
6.21 Operating pitch diameter	dw	43,8786	99,3042 [mm]
6.22 Addendum	ha	2,0000	2,0000 [mm]
6.23 Dedendum	hf	2,5000	2,5000 [mm]
6.24 Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,4731	1,5818 [mm]
6.25 Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,7410	1,8452 [mm]
6.26 Tooth thickness on the pitch diameter	sn	3,1416	3,1416 [mm]
6.27 Tooth thickness on the pitch diameter	st	3,6276	3,6276 [mm]
6.28 Tooth thickness on the root diameter	sb	4,0856	5,5586 [mm]
6.29 Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,8705	0,9226 [modul]
6.30 Unit correction	dY	0,0000	[modul]
6.31 Total unit correction	x1+x2	0,0000	[modul]
6.32 Addendum modification coefficient	x	0,0000	0,0000 [modul]

<input checked="" type="checkbox"/> Coefficients for safety calculation			
Common for the gearing			
Stiffness of a tooth pair	c'	12,197	
Meshing stiffness per unit face width	$C\gamma$	15,359	
Application factor	K_A	1,000	
Dynamic factor	K_V	1,027	
Number of cycles	N_K	1,80E+08	7,95E+07
For pitting safety calculation			
Face load factor (contact stress)	$K_{H\beta}$	1,092	
Transverse load factor (contact stress)	$K_{H\alpha}$	1,100	
Total factor of additional loads	K_H	1,233	
Elasticity factor	Z_E	189,81	
Zone factor	Z_H	2,223	
Helix angle factor	Z_{β}	0,931	
Contact ratio factor	$Z_{\epsilon\psi}$	0,862	
Work hardening factor	Z_W	1,000	
Lubricant factor	Z_L	1,098	1,098
Peripheral speed factor	Z_V	0,966	0,966
Roughness factor affecting surface durability	Z_R	0,911	0,911
Life factor for contact stress	Z_N	0,943	1,023
Single pair tooth contact factor	Z_B/Z_D	1,000	1,000
For bending safety calculation			
Face load factor (root stress)	$K_{F\beta}$	1,076	
Transverse load factor (root stress)	$K_{F\alpha}$	1,100	
Total factor of additional loads	K_F	1,215	
Helix angle factor	Y_{β}	0,750	
Contact ratio factor	$Y_{\epsilon\psi}$	0,684	
Notch sensitivity factor	Y_{Δ}	0,990	0,996
Size factor	Y_X	1,000	1,000
Tooth-root surface factor	Y_R	0,969	0,969
Alternating load factor	Y_A	1,000	
Production technology factor	Y_T	1,000	
Life factor for bending stress	Y_N	0,850	0,850
Form factor (bending)	Y_{Fa}	2,784	2,466
Stress correction factor	Y_{Sa}	1,579	1,698
Tip factor, equal ($Y_{Fa} Y_{Sa}$)	Y_{FS}	4,396	4,187

Se ha seguido el mismo procedimiento para el cálculo del resto de engranajes helicoidales.

ANEXO 6: Cálculo de rodamientos cónicos.

Cálculo de los rodamientos 32008x de apoyo del eje primario

- Datos de entrada:

Input parameters section

1.0 ☒ Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Taper roller bearings, single row

1.3 Bearing design: Single bearing

1.4 Single bearing

1.5

1.6

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: n = 450,0 [1/min]

1.9 Radial load: Fr = 7927,0 [N]

1.10 Axial load: Fa = 1945,0 [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1,32

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: Lh = 3000 [h]

1.14 Static safety factor: s0 = 2,00

1.15 Additional dynamic forces

1.16 ☐ None

1.17 ☒ From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: fk = 1,1 - 1,3 1,20 ☒

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: fd = 1 - 1,2 1,10 ☒

1.22 ☐ From belt drives

1.23 V-belts

1.24 Factor: fb = 1,9 - 2,5 2,20 ☒

- Datos obtenidos:

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Bearing
45	40,0	68,0	19,0	60000	71000	7500	9500	32008 X/Q *

2.2 Bearing parameters			
2.3 Basic dynamic load rating	C	60000	[N]
2.4 Equivalent dynamic load	P	10463,6	[N]
2.5 Basic rating life	L10h	12499	[h]
2.6 Basic static load rating	C0	71000	[N]
2.7 Equivalent static load	P0	10463,6	[N]
2.8 Static safety factor	s0	6,79	
2.9 Permissible radial load	Fmax	-	[N]
2.10 Permissible axial load	Famax	-	[N]
2.11 Reference speed	nr	7500	[1/min]
2.12 Limiting speed	nmax	9500	[1/min]
2.13 Power loss	NR	17,75	[W]
2.14 Bearing mass	g	0,27	[kg]

d	40
D	68
T	19
C	14,5
B	19
ramax	1
rbmax	1
Damax	62
Damin	60
damax	46
dbmin	46
Dbmin	65

Se ha usado el mismo procedimiento para el cálculo del resto de rodamientos cónicos.

ANEXO 7: Cálculo de estriados:

Cálculo del estriado del engranaje 4:

- Datos de entrada:

Common input data

Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

Transferred power P : 12,57 [kW]

Shaft speed n : 442,0 [/min]

Torque T : 271,57 [Nm]

Loading conditions, operational parameters

Power source: Uniform

Loading conditions: Light shock

Character of operation: Unidirectional

Number of start-ups in thousands: 100

Desired service life of the coupling: 3000 [h]

Coupling type, preliminary design of the shaft diameter

Coupling design: Sliding coupling during loading

Hollow shaft inner diameter d_h : 95,000 [mm]

Desired safety S_F : 1,70

Shaft minimum diameter d_{min} : 95,5 [mm]

Shaft material (min. tensile strength) [hardness]

1.16 E...Case-hardened steel (850) [HRC 55-63]

1.17 Ultimate tensile strength S_{Umin} : 850 [MPa]

1.18 Permissible pressure p_A : 300 [MPa]

1.19 Permitted stress in shear τ_A : 340 [MPa]

Hub material (min. tensile strength) [hardness]

1.21 E...Case-hardened steel (850) [HRC 55-63]

1.22 Ultimate tensile strength S_{Umin} : 850 [MPa]

1.23 Permissible pressure p_A : 300 [MPa]

1.24 Permitted stress in shear τ_A : 340 [MPa]

Operational coefficients

1.26 Coupling design factor K_d : 9,0

1.27 Application factor K_s : 1,2

1.28 Fatigue-life factor K_f : 0,5

1.29 Wear life factor K_w : 1,2

Calculation of shaped couplings of shafts with hubs

Calculation: A = Error; B = Error; C = Error; D = OK

2. | 1.50 | 68 | 104.7 | 101.7 | 3.9 | 63.0 | 25.71 | 27.51

8.11 Coupling dimensions

8.12 Min. shaft diameter D_{min} : 95,5 [mm]

8.13 Spline: 104.7 - 1.5 x 68

8.14 Module / Number of teeth m / n : 1,5 / 68 [mm]

8.15 Pitch / base diameter D / D_b : 102 / 88,33 [mm]

8.16 Reference diameter / shift D_d / x_m : 105 / 0,68 [mm]

8.17 Diameters of external spline D_o / D_{se} : 104,7 / 101,7 [mm]

8.18 Diameters of internal spline D_i / D_{si} : 102 / 105 [mm]

8.19 Tooth thickness / groove width t_w / s_w : 3,14 / 3,14 [mm]

8.20 Circular pitch / form clearance p / c : 4,71 / 0,15 [mm]

8.21 Min. functional spline length L_{min} : 3,9 [mm]

8.22 Chosen spline length L : 4,000 / 45 [mm]

9.0 Strength checks of the coupling

9.1 Check of shaft for torsion

9.2 Permitted stress in shear τ_A : 340 [MPa]

9.3 Comparative stress τ : 13,2 [MPa]

9.4 Safety: 25,71

9.5 Check of deformation of grooving sides

9.6 Permissible pressure p_A : 300 [MPa]

9.7 Comparative pressure p : 171,7 [MPa]

9.8 Safety: 1,75

10.0 Comparative table

11.0 Graphical output, CAD systems

Coupling parameters, dimensional design

Coupling parameters

Splines: N ... DIN 5480 - 30°

Load distribution factor K_L : 0,75

Total service factor K_S : 9,00

Automatic design of the coupling

Filter for spline design: Complete series

Assort design results according to: Outer diameter

☐ Hub maximum length L_{max} : 30,000 [mm]

Start of design: Automatic design

2. | 1.50 | 68 | 104.7 | 101.7 | 3.9 | 63.0 | 25.71 | 27.51

- Datos obtenidos:

☑ Strength checks of the coupling				
Check of shaft for torsion			9.5	Check of deformation of grooving sides
Permitted stress in shear	τ_A	340 [MPa]	9.6	Permissible pressure p_A 300 [MPa]
Comparative stress	τ	13,2 [MPa]	9.7	Comparative pressure p 171,7 [MPa]
Safety		25,71	9.8	Safety 1,75

Para el cálculo del resto de los estriados se ha seguido la misma metodología.

ANEXO 8: Cálculo de rodamientos de agujas axiales.

Cálculo de los rodamientos de agujas de soporte axial DIN 5405 AXK 6085:

- Datos de entrada:

Input parameters section

1.0 ☒ Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Needle roller thrust bearings

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: n = 194,0 [1/min]

1.9 Radial load: Fr = 0,0 [N]

1.10 Axial load: Fa = 5104,0 [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1,32

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: Lh = 3000 [h]

1.14 Static safety factor: s0 = 2,00

1.3 Bearing design

1.4 Washer 1 - none

1.5 Washer 2 - none

1.6

1.15 Additional dynamic forces

1.16 ☐ None

1.17 ☒ From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: fk = 1,1 - 1,3 | 1,20 ☒

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: fd = 1 - 1,2 | 1,10 ☒

1.22 ☐ From belt drives

1.23 V-belts

1.24 Factor: fb = 1,9 - 2,5 | 2,20 ☒

- Datos obtenidos:

2.0 ☒ Selection of bearing size

2.1 Bearing size

Find first Find next

ID	d	D	Dw	C	C0	nr	nmax	Bearing
17	60,0	85,0	3,0	37500	232000	2200	4300	AXK 6085 [AS 6085, LS 6085, WS 81112, GS 81112]

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	37500	[N]	d	60
2.4 Equivalent dynamic load	P	6737,3	[N]	D	85
2.5 Basic rating life	L10h	26254	[h]	Dw	3
2.6 Basic static load rating	C0	232000	[N]	B1	1
2.7 Equivalent static load	P0	6737,3	[N]	B2	5
2.8 Static safety factor	s0	34,44		B3	5
2.9 Permissible radial load	Frmax	0	[N]	D1	62
2.10 Permissible axial load	Famax	-	[N]	d1	85
2.11 Reference speed	nr	2200	[1/min]		
2.12 Limiting speed	nmax	4300	[1/min]		
2.13 Power loss	NR	20,53	[W]		
2.14 Bearing mass	g	0,033	[kg]		

Se ha usado el mismo procedimiento para el cálculo del resto de rodamientos de agujas de soporte axial.

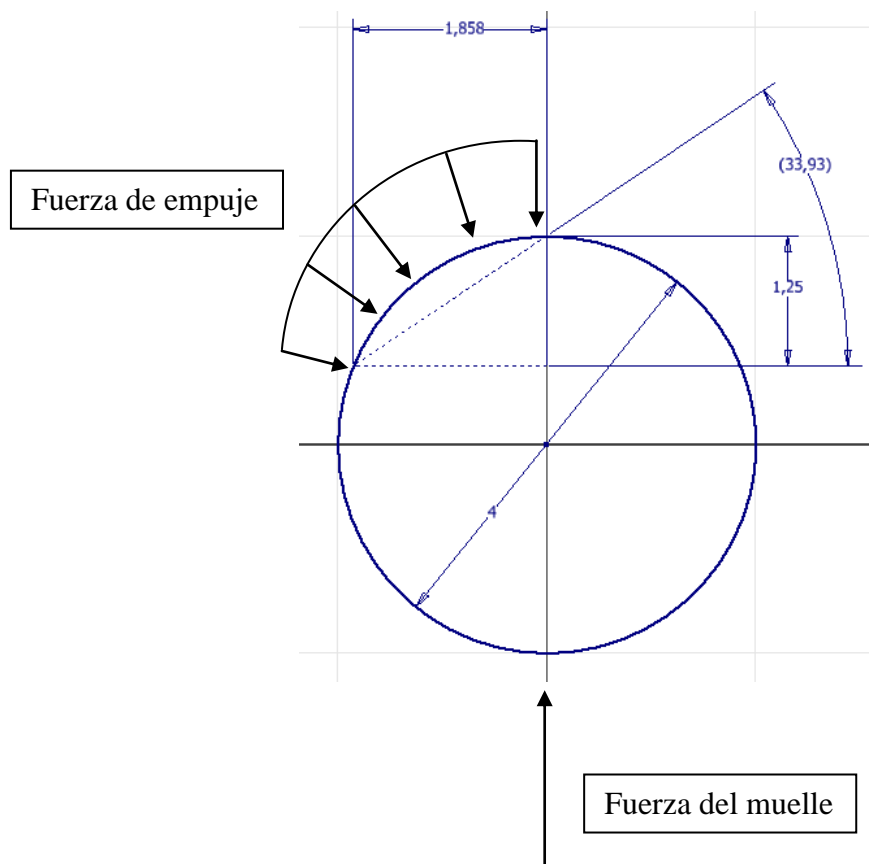
ANEXO 9: Cálculo de los muelles del sincronizador:

Estos muelles tienen dos funciones.

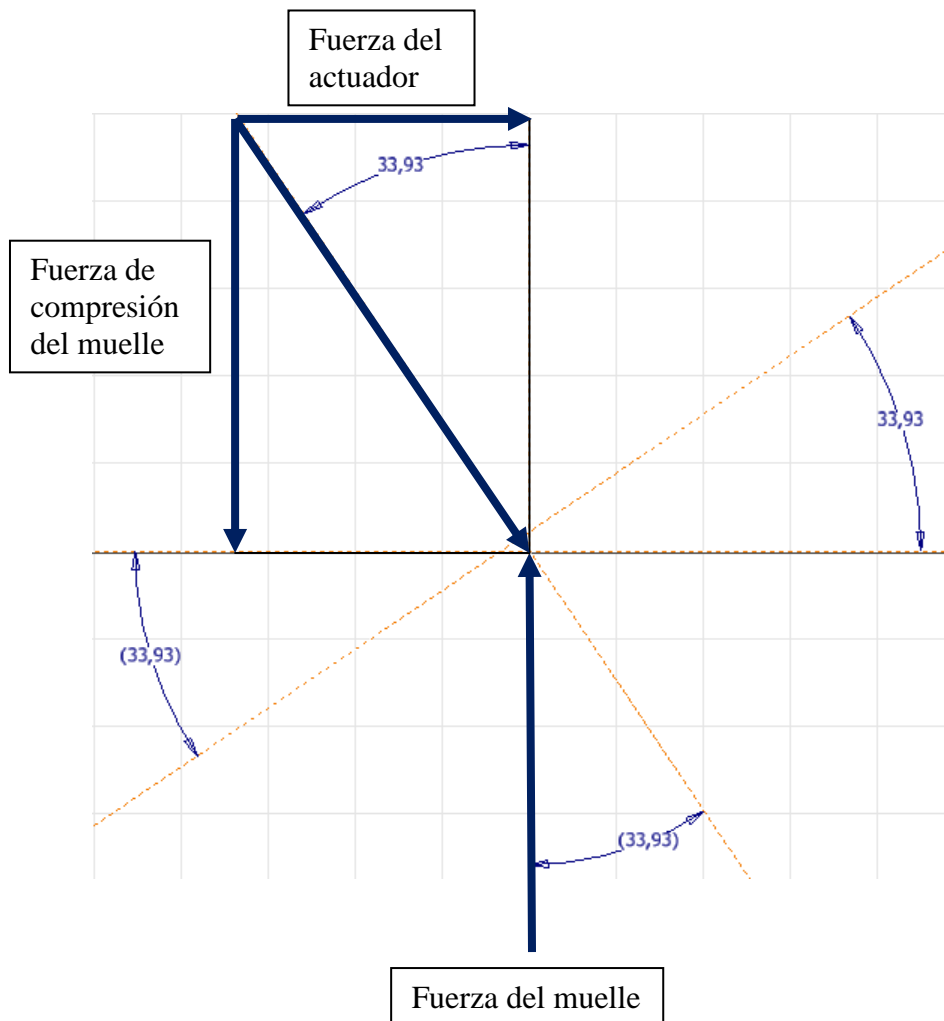
En primer lugar, son los encargados de empujar las bolas contra la corona del sincronizador para que la corona y el tambor se desplacen axialmente como un solo conjunto.

La segunda función es la de comprimirse cuando el tambor se sincroniza por rozamiento con su respectivo engranaje, dejando así introducir las bolas dentro del tambor permitiendo el desplazamiento axial de la corona y su posterior engrane con el estriado del engranaje.

El esquema de fuerzas es el siguiente:



Simplificamos el esquema:



Dividimos la fuerza del actuador entre cuatro, ya que tenemos cuatro bolas:

$$Fuerza\ del\ actuador = 10N / 4 = 2,5N$$

Obtenemos la fuerza que comprime al muelle:

$$Fuerza\ de\ compresión = 2,5N / \tan(33,93^\circ) = 3,71N$$

Sumatorio de fuerzas en el eje Y para obtener la fuerza máxima del muelle:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{muelle} = F_{compresion\ del\ muelle} = 3,71N$$

Obtenemos la constante de rigidez:

La distancia que la bola se debe desplazar y comprimir el muelle es de $\rightarrow x = 2 \text{ mm}$

$$F_{\text{muelle}} = K * x \rightarrow K = F_{\text{muelle}} / x$$

$$K = 3,71 \text{ N} / 2 \text{ mm} = \mathbf{1,855 \text{ N/mm}}$$

Seleccionamos el muelle en el catálogo de muelles de compresión de la empresa VANEL.

Las características que debe cumplir son:

- Diámetro exterior $\rightarrow 4 \text{ mm}$
- Longitud libre $\rightarrow 10 \text{ mm}$
- $K < 1,855$, ya que la fuerza del muelle debe ser inferior a la fuerza de compresión, para que las bolas se introduzcan en los agujeros.

Las características del muelle seleccionado son:

Nº de referencia	C.040.045.0100.A
Diámetro ext.	4mm
Diámetro del alambre	0,45mm
Longitud libre	10mm
K	1,53N/mm
Longitud de bloqueo	3,87
Material	Acero inoxidable
Código de tarifa	4B

ANEXO 10: Actuador electromagnético:

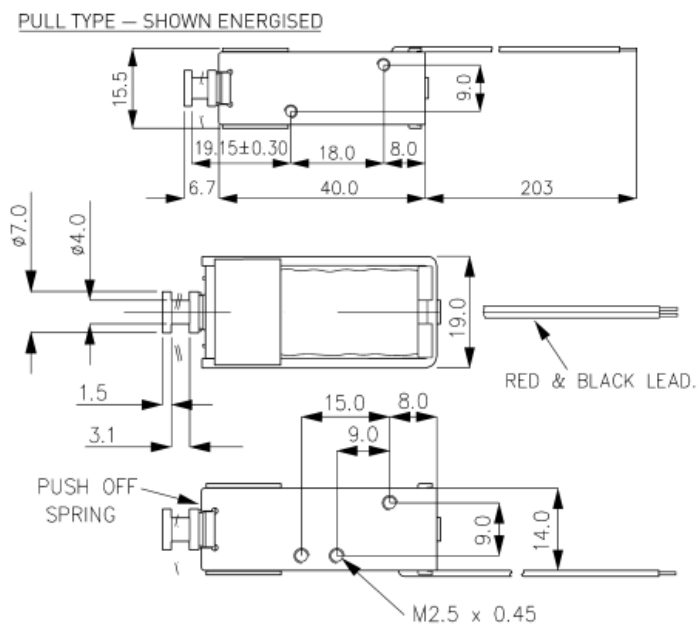


Especificaciones

✓ Acción	Biestable
✓ Anchura	19mm
✓ Ciclo completo	Funcionamiento por pulsos
✓ Fuerza magnética continua	1,0 Kgf
✓ Longitud máxima de golpe	10mm
✓ Peso	56g
✓ Potencia cerrada continua	10W
✓ Potencia nominal	10W
✓ Profundidad de cuerpo	40mm
✓ Rango de temperaturas de funcionamiento	-5 → 75°C
✓ Tensión de alimentación	24Vd.c.

Extracción e Inserción por Enclavamiento
Acción de extracción, alimentación dc accionada por pulsos
El émbolo se mantiene en posición mediante imanes permanentes
Impulso para liberar de polaridad inversa

Nota
Solenoid arm pins are not included.



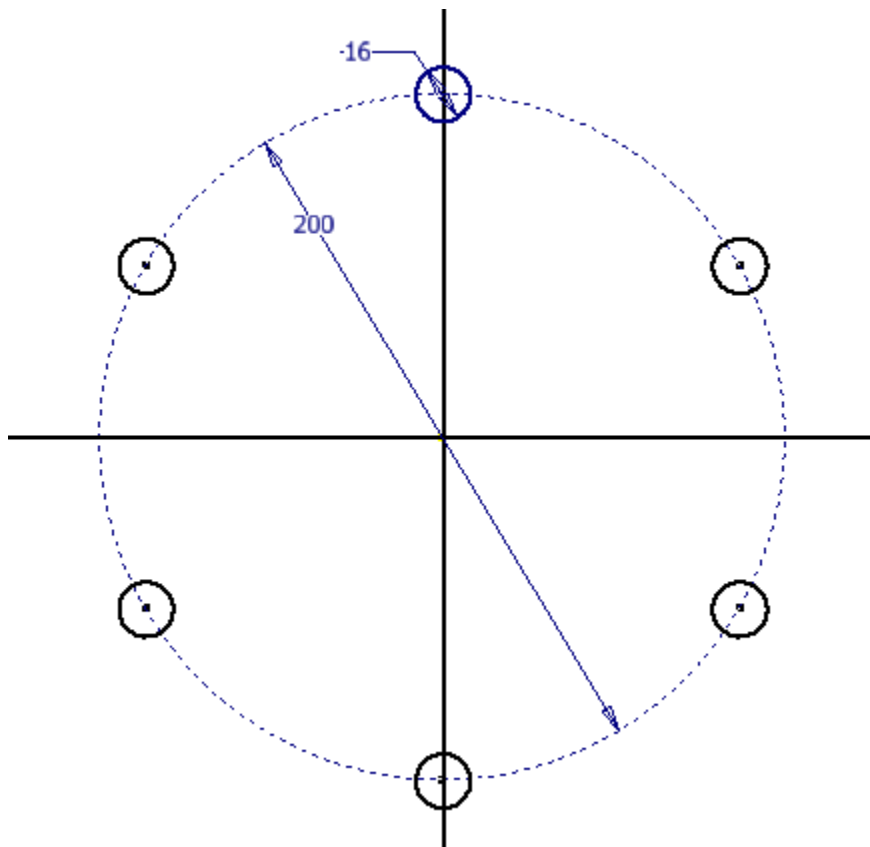
ANEXO 11: Cálculo de la unión remachada.

El elemento más solicitado en la unión es el remache, ya que tanto la corona como la carcasa tienen tensiones de fluencia mucho mayores.

Cálculo a cortadura:

Datos:

- Tensión de fluencia a compresión del remache = 390 Mpa
- Tensión de fluencia a cortadura del remache = 195 MPa
- Planos de cortadura = 1
- Diámetro = 16mm
- Número de remaches = 6 remaches
- Distancia al eje = 100 mm
- Momento de torsión a transmitir = 1871000 Nmm



Obtenemos la fuerza tangencial en cada remache:

$$F = Mt / (N \times d)$$
$$F = 1871000 / (6 \times 100) = 3118 \text{ N}$$

F → Fuerza de cortadura en cada remache.(N)

Mt → Momento torsor. (Nmm)

N → Número de remaches.

d → Distancia al eje.(mm)

Obtenemos la tensión de cortadura en cada remache:

$$t = F / (n \times A)$$
$$t = 3118 / (1 \times 201\text{mm}^2) = 15,51 \text{ Mpa}$$

t → Tensión de cortadura

n → Número de planos de cortadura

A → Área resistente del remache (mm²)

Obtenemos el coeficiente de seguridad a cortadura:

$$Cs = (Tensión \text{ de fluencia a cortadura} / t)$$
$$Cs = 195 / 15,51 = \underline{\underline{12,57}}$$

Cálculo a compresión:

Calculamos a compresión la unión del remache con la carcasa.

Espesor en contacto = 7mm

Como ya conocemos la fuerza tangencial en cada remache, calculamos la tensión a compresión en cada uno de ellos:

$$\sigma = F / (e \times D)$$
$$\sigma = 3118 / (7 \times 16) = 27,83 \text{ Mpa}$$

$\sigma \rightarrow$ Tensión a compresión. (Mpa)

$D \rightarrow$ Diámetro del remache. (mm)

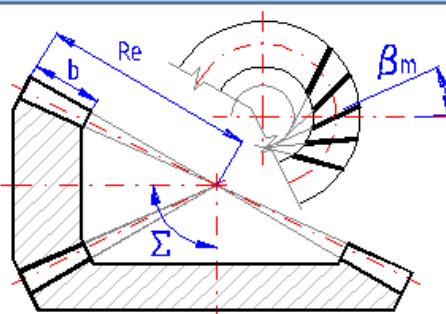
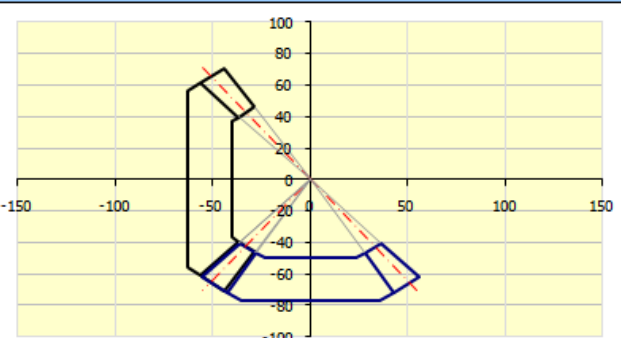
Finalmente el cálculo del coeficiente de seguridad a compresión:

$$Cs = (\text{Tensión de fluencia a compresión} / \sigma)$$
$$Cs = 390 / 27,83 = 14$$

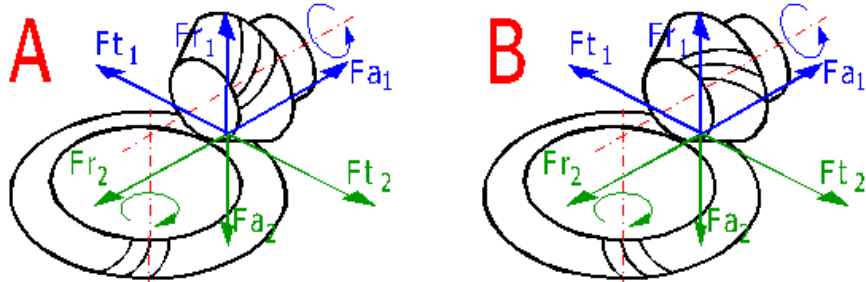
El mínimo coeficiente de seguridad obtenido es de 12,57 a cortadura.

ANEXO 12: CÁLCULO DE ENGRANAJES CÓNICOS:

- Datos de entrada:

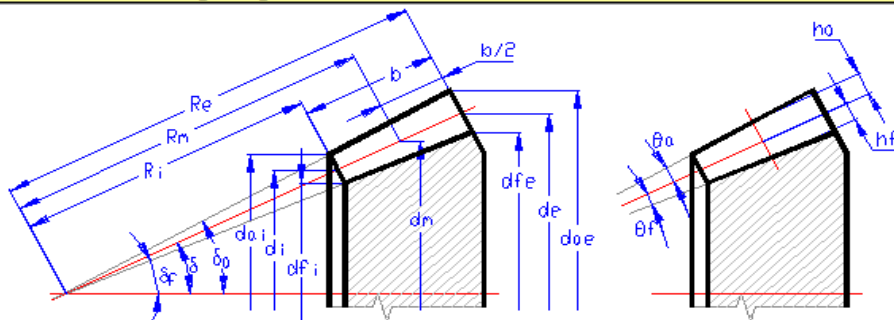
Input section			
<input checked="" type="checkbox"/> Options of basic input parameters			
Transferred power	Pw [kW]	3,140	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	64,0	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	468,55	
<input checked="" type="checkbox"/> Options of material, loading conditions, operational and production parameters			
Material identification according standard :		DIN	
Material of the pinion :		G...Alloy structural steel 15NiCr6 (Rm=880 MPa) case-hardened	
Material of the gear :		G...Alloy structural steel 15NiCr6 (Rm=880 MPa) case-hardened	
Loading of the gearbox, driving machine - examples		A...Continuous	
Loading of gearbox, driven machine - examples		A...Continuous	
Type of gearing mounting		A...Overhung both wheels - type 1	
Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max		6 / 7.....(Ra max. = 1,6 / v max. = 5)	
Coefficient of one-off overloading	KAS	1,50	[h]
Desired service life	Lh	3000	
Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,30 1,60	
Automatic design	A. Spur gearing		Run
<input checked="" type="checkbox"/> Design of a module (Diametral Pitch) and geometry of toothing			
Number of teeth Pinion / Gear	z	18	
Angle of shaft axes	Σ	90	
B. Normal pressure angle	α	20,0	
Base helix angle	β_m	0,0	
Direction of the teeth pitch (pinion)		Left-Hand	
Width of toothing to the surface straight line of the cone (b/Re)	Re/b	0,35	
Width of toothing to the surface straight line of the cone (b/F)	mmn	6,000	
B. Normal module (mean)	b	29	
Face width / max. recommendet value			
			

- Datos obtenidos:

✓ Safety coefficients		
Safety coefficient for surface durability	SH	1,42
Safety coefficient for bending durability	SF	2,47
Safety in contact in one-time overloading	SHst	2,12
Safety in bending in one-time overloading	SFst	4,75
Nominal contact stress	SigmaH0	830
Contact stress	SigmaH	1076,44
Pitting stress limit	SigmaHG	1523,27
Permissible contact stress	SigmaHP	1171,75
Nominal tooth-root stress	SigmaF0	144,67
Tooth-root stress	SigmaF	243,33
Tooth-root stress limit	SigmaFG	600,93
Permissible bending stress	SigmaFP	375,58
11.0 ✓ Force conditions (forces acting on the toothing)		
		
Tangential force	Ft	8676
Normal force	Fn	9233
Axial force - (rotation acc. to the picture)	Fa	2492,85
Radial force (rotation acc. to the picture)	Fr	1938,88
Axial force (rotation opposite to the picture)	Fa	2492,85
Radial force (rotation opposite to the picture)	Fr	1938,88
Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	0,36
Specific load / Unit load	wt wt*	352,00
✓ Parameters of the chosen material		
Density	Ro	7870
Young's Modulus (Modulus of Elasticity)	E	206
Tensile Strength, Ultimate	Rm	880
Tensile Strength, Yield	Rp0.2	635
Poisson's Ratio		0,3
Contact Fatigue Limit	SHlim	1270
Bending Fatigue Limit	SFlim	700
Tooth Hardness - Side	VHV	650
Tooth Hardness - Core	JHV	285
Base Number of Load Cycles in Contact	NHlim	1,00E+08
Wohler Curve Exponent for Contact	qH	10
Base Number of Load Cycles in Bend	NFlim	3,00E+06
Wohler Curve Exponent for Bend	qF	9

✓ Coefficients for safety calculation			
Common for the gearing			
Stiffness of a tooth pair	c'	11,7	
Meshing stiffness per unit face width	$C\gamma$	16,9	
Application factor	K_A	1,00	
Dynamic factor	K_V	1,00	
Number of cycles	N_K	1,15E+07	
For pitting safety calculation			
Face load factor (contact stress)	$K_{H\beta}$	1,67	
Transverse load factor (contact stress)	$K_{H\alpha}$	1,00	
Total factor of additional loads	K_H	1,68	
Elasticity factor	Z_E	189,8	
Zone factor	Z_H	2,49	
Helix angle factor	Z_{β}	1,00	
Contact ratio factor	Z_{ϵ}	0,89	
Size factor	Z_X	1,000	
Lubricant factor	Z_L	1,112	
Peripheral speed factor	Z_V	0,945	
Roughness factor affecting surface durability	Z_R	0,920	
Bevel gear factor (flank)	Z_K	0,85	
Life factor for contact stress	Z_N	1,241	
Single pair tooth contact factor	Z_B / Z_D	1,000	
For bending safety calculation			
Face load factor (root stress)	$K_{F\beta}$	1,678	
Transverse load factor (root stress)	$K_{F\alpha}$	1,000	
Total factor of additional loads	K_F	1,682	
Helix angle factor	Y_{β}	1,000	
Contact ratio factor	Y_{ϵ}	0,720	
Notch sensitivity factor	Y_{δ}	1,006	
Size factor	Y_X	0,990	
Tooth-root surface factor	Y_R	1,001	
Alternating load factor	Y_A	1,000	
Production technology factor	Y_T	1,000	
Life factor for bending stress	Y_N	0,861	
Tip factor, equal ($Y_{Fa} Y_{Sa}$)	Y_{FS}	4,031	

6.0 Basic dimensions of gearing



Number of teeth Pinion / Gear		z	18
Transverse module (outer, middle, inner)	met, mmt, mit	7,2717	6,0000
Normal module (outer, middle, inner)	men, mmn, min	7,2717	6,0000
Cone length (outer, middle, inner)	Re, Rm, Ri	82,911	68,411
Pitch cone angle		δ	52,1250
Addendum cone angle		δ_a	58,0834
Dedendum cone angle		δ_f	47,0628
Tip diameter (outer)		dae	141,517
Tip diameter (middle)		dam	116,767
Tip diameter (inner)		dai	92,018
Pitch diameter (outer)		de	130,891
Pitch diameter (middle)		dm	108,000
Pitch diameter (inner)		di	85,109
Root diameter (outer)		dfe	121,873
Root diameter (middle)		dfm	100,559
Root diameter (inner)		dfi	79,245
Addendum angle		θ_a	5,9584
Dedendum angle		θ_f	5,0622
Addendum (outer)		hae	8,6534
Addendum (middle)		ha	7,1400
Addendum (inner)		hai	5,6266
Dedendum (outer)		hfe	7,3445
Dedendum (middle)		hf	6,0600
Dedendum (inner)		hfi	4,7755
Normal pressure angle		α_n	20,0
Transverse pressure angle		α_t	20,0
Helix angle		β	0,0
Base helix angle		β_b	0,00
Pressure angle at the pitch cylinder		α_{wn}	20,0
Transverse pressure angle at the pitch cylinder		α_{wt}	20,0
Circular pitch		pe	22,8
Transverse circular pitch		pte	22,8
Tooth thickness on the pitch diameter		sne	12,4282
Tooth thickness on the pitch diameter		sn	10,2546
Tooth thickness on the pitch diameter		sni	8,0811
Tooth thickness on the tip diameter		sae	8,2306
Tooth thickness on the tip diameter		sa	6,7912
Tooth thickness on the tip diameter		sai	5,3518
Unit tooth thickness on the tip diameter		sae*	1,1319



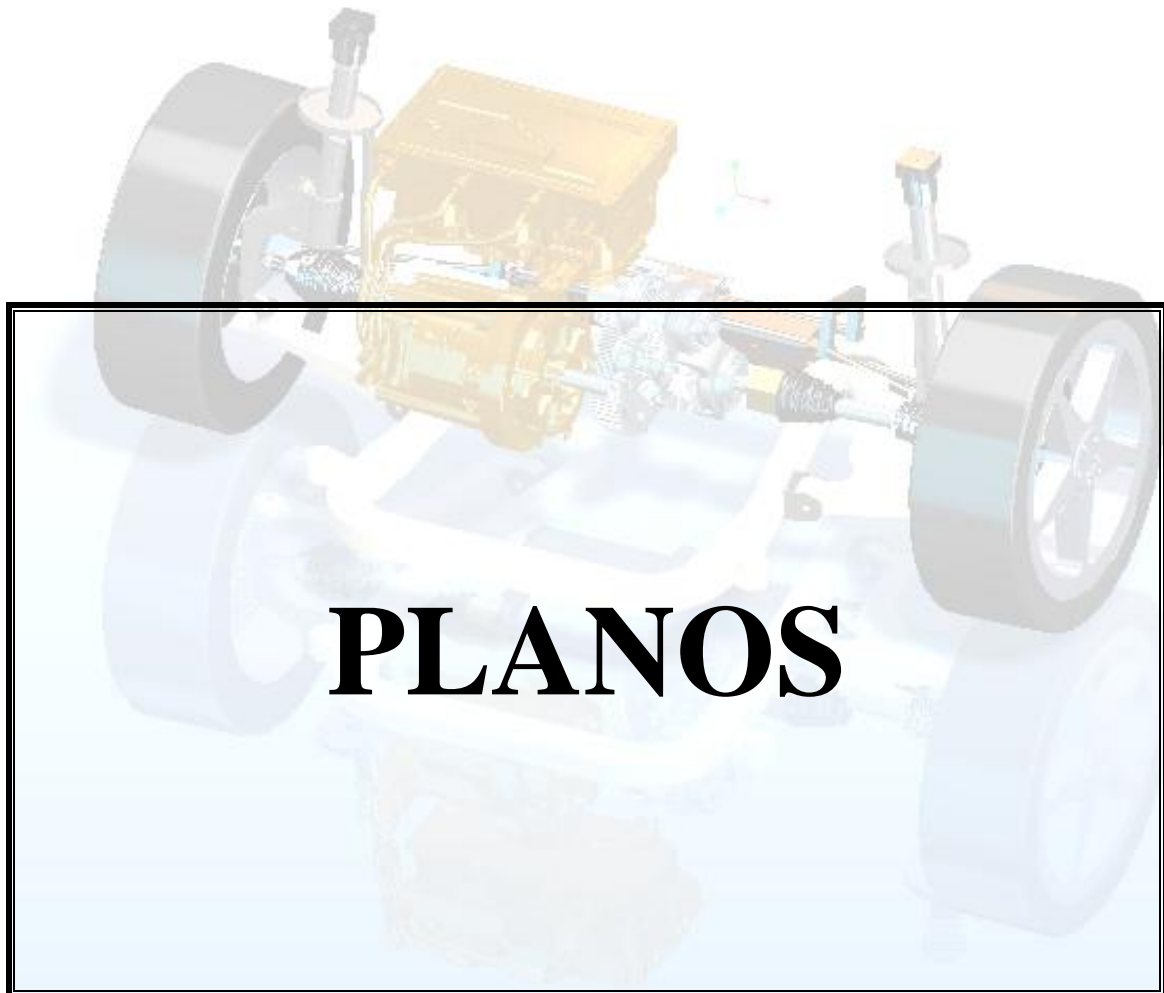
UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

ESCUELA UNIVERSITARIA DE
INGENIERIA TÉCNICA
INDUSTRIAL



Escuela Universitaria
de Ingeniería Técnica
Industrial de Zaragoza

DISEÑO DE LA CADENA CINEMÁTICA DE TRACCION DE UN VEHICULO ELÉCTRICO



Autor: Víctor Fernández Alejandre

Septiembre 2010/2011

INDICE:

TITULO.....Nº DE PLANO

Tabla de despiece.....	1
Despiece piñón de ataque y eje primario.....	2
Despiece eje secundario.....	3
Despiece diferencial.....	4
Medidas generales.....	5
Eje secundario.....	6
Horquilla.....	7
Engranaje cónico.....	8

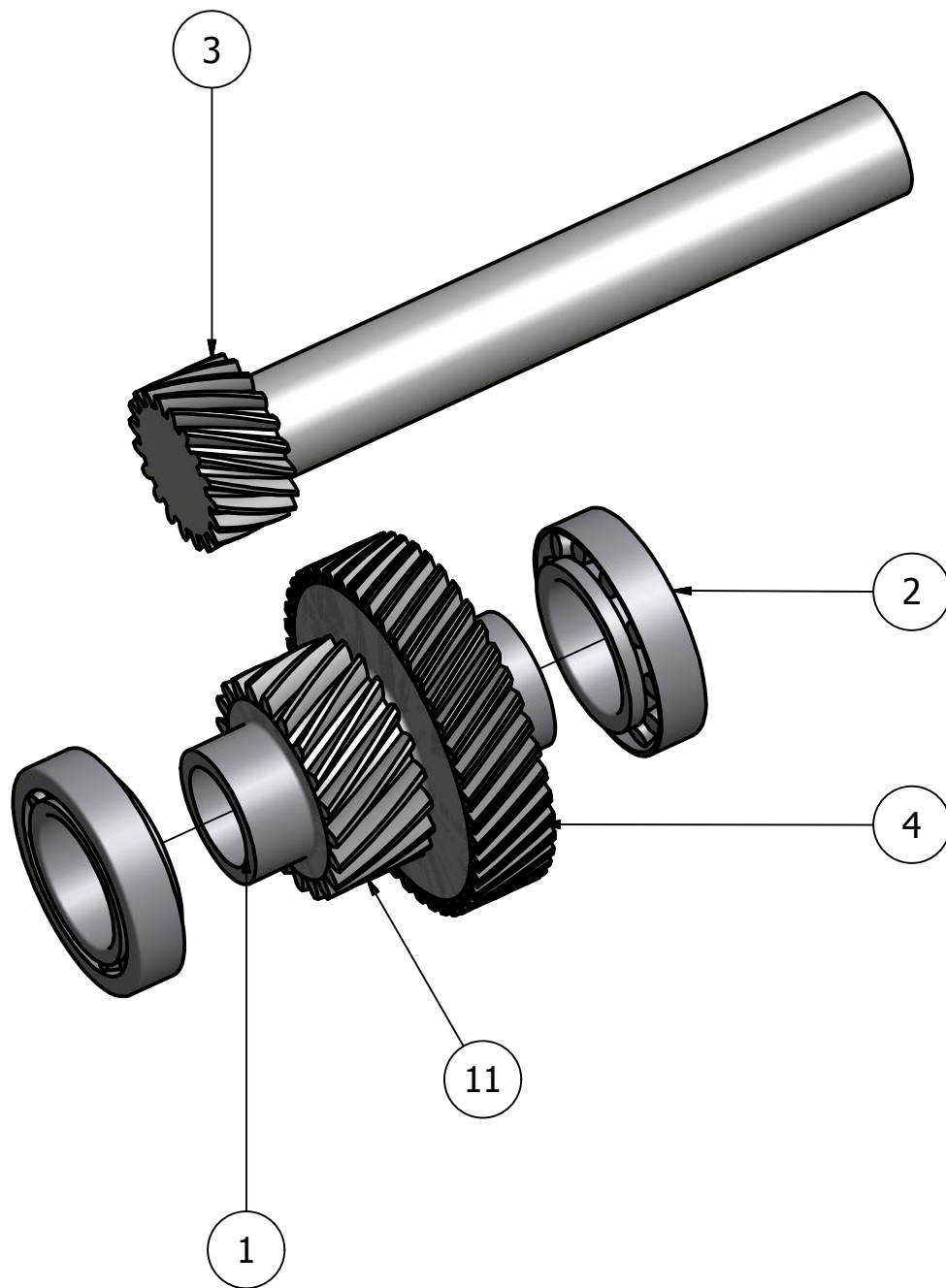
30	2	DIN 471 - 22x1,2
29	2	DIN 471 - 45x1,75
28	2	DIN 720 - 320/22X - 22 x 44 x 15
27	2	ENGRANAJE PLANETA
26	2	ENGRANAJE SATELITE
25	2	HORQUILLA
24	2	DIN 472 - 105 x 4
23	1	CARCASA
22	6	DIN 124 - A 16 x 80
21	2	CORONA DEL SINCRONIZADOR
20	8	BOLA
19	1	ARANDELA TIPO 2
18	1	ENGRANAJE 7
17	1	ENGRANAJE 6
16	1	TAMBOR CARRETERA
15	1	TAMBOR CIUDAD
14	1	ARANDELA TIPO 1
13	2	DIN 5405 T1 - K - 55 x 63 x 25
12	1	ENGRANAJE 5
11	1	ENGRANAJE 3
10	2	DIN 5405 T2 - AXK6085 - 60 x 85 x 3
9	1	CASQUILLO PARTIDO
8	4	DIN 720 - 32009X - 45 x 75 x 20
7	1	DIN 471 - 60x2
6	1	EJE SECUNDARIO
5	1	ENGRANAJE 4
4	1	ENGRANAJE 2
3	1	ENGRANAJE 1
2	2	DIN 720 - 32008X - 40 x 68 x 19
1	1	EJE PRIMARIO
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN DE PIEZA

LISTA DE PIEZAS

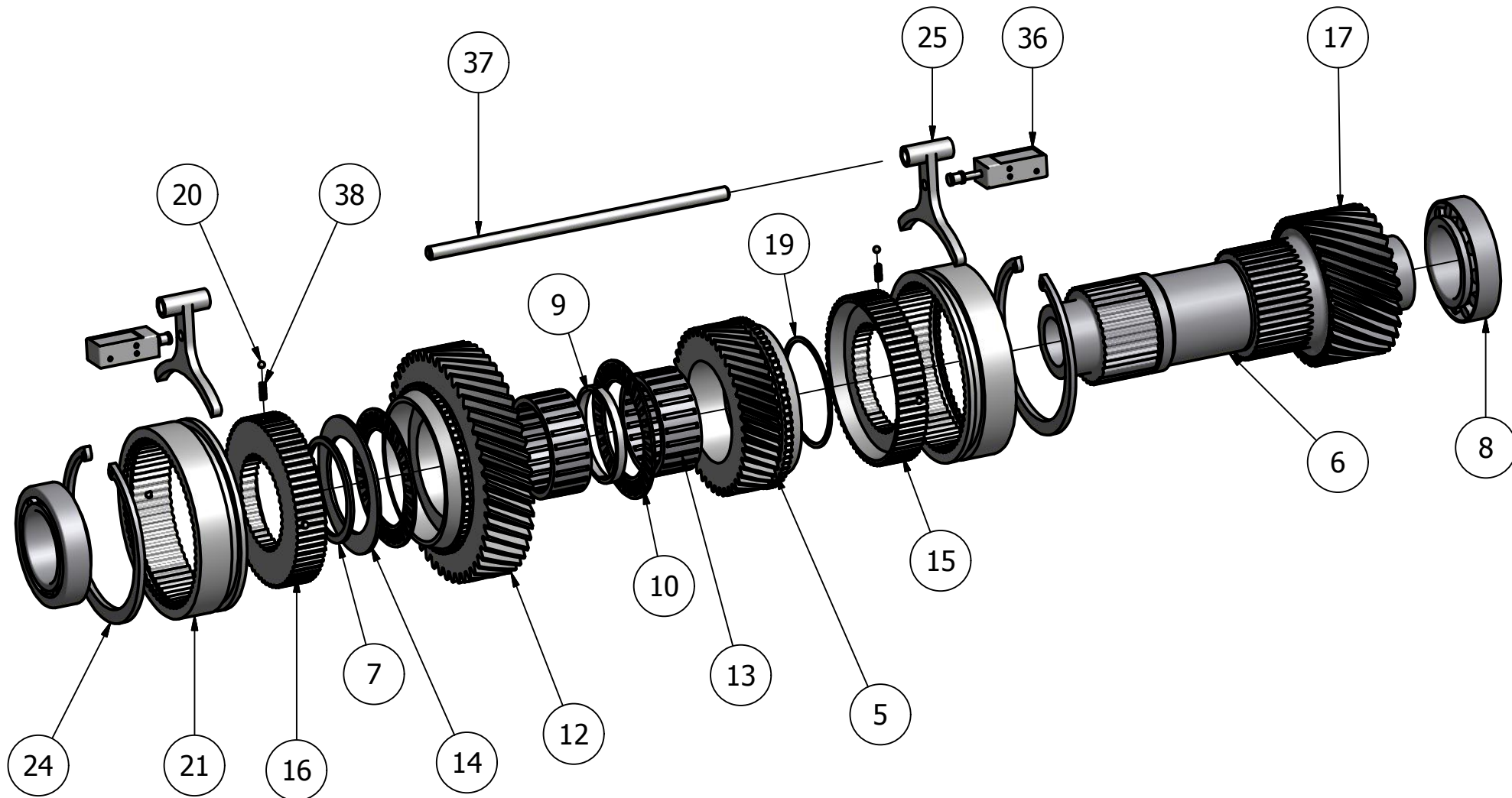
Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1	Titulo: TABLA DE DESPIECE	Firma:	Plano: 1
			Hoja: 1

38	8	MUELLE
37	1	EJE GUÍA
36	2	ACTUADOR
35	2	ARANDELA TIPO 3
34	2	ARANDELA TIPO 4
33	2	DIN 720 - 32915 - 75 x 105 x 20
32	2	DIN 5405 T2 - AXK4565 - 45 x 65 x 3
31	2	ISO 3031 - 22 x 37 x 2
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN DE PIEZA
LISTA DE PIEZAS		

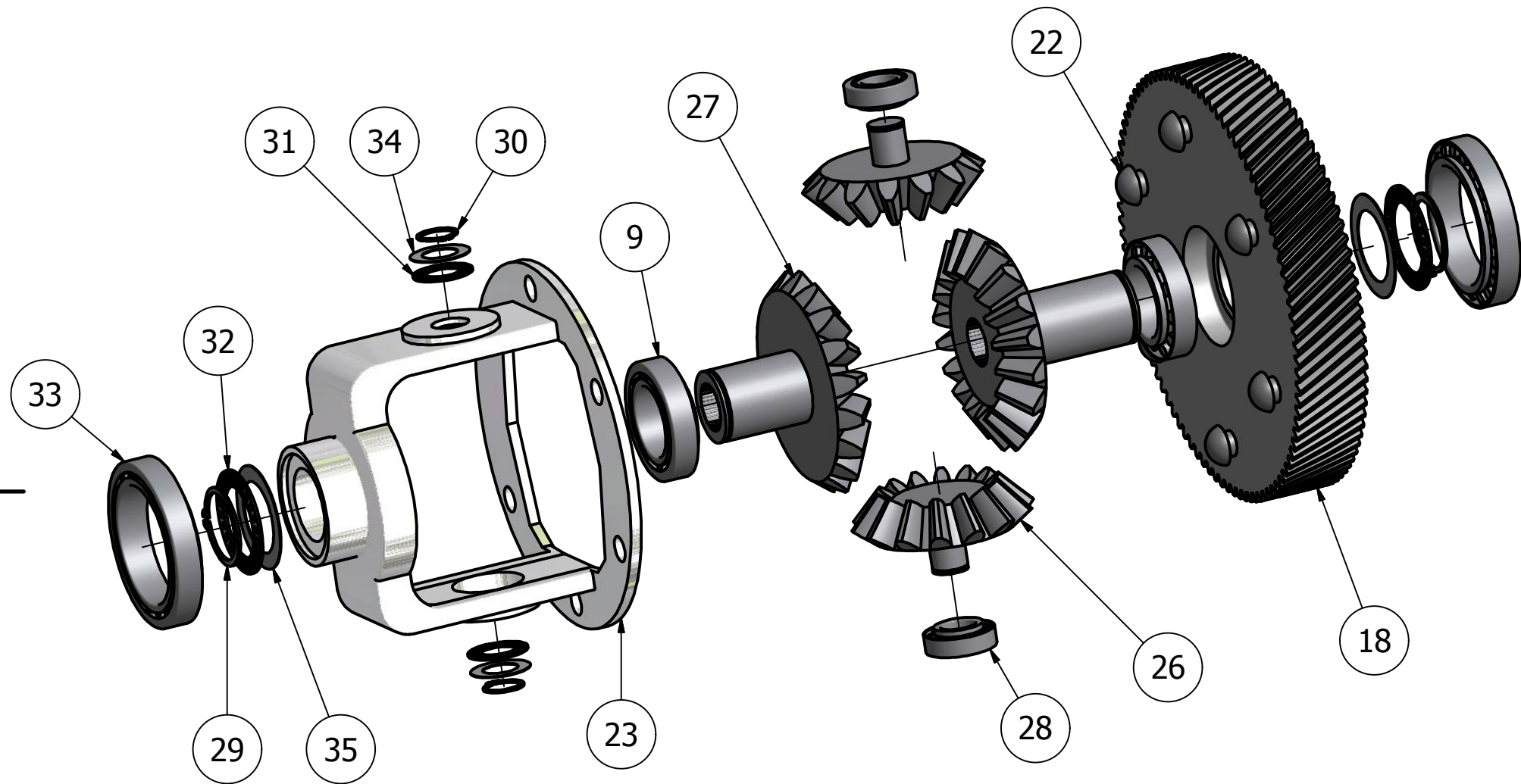
Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1	Titulo: TABLA DE DESPIECE	Firma:	Plano: 1
			Hoja: 2



Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ	
Escala: 1:2	Titulo: DESPIECE PIÑON DE ATAQUE Y EJE PRIMARIO	Firma:	Plano: 2	
			Hoja: 1	



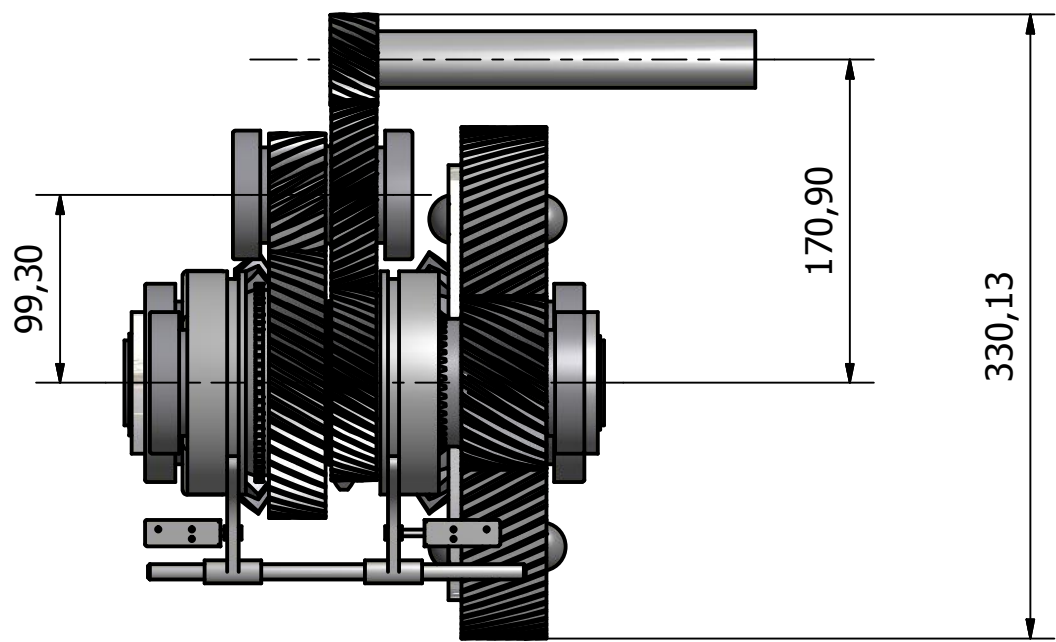
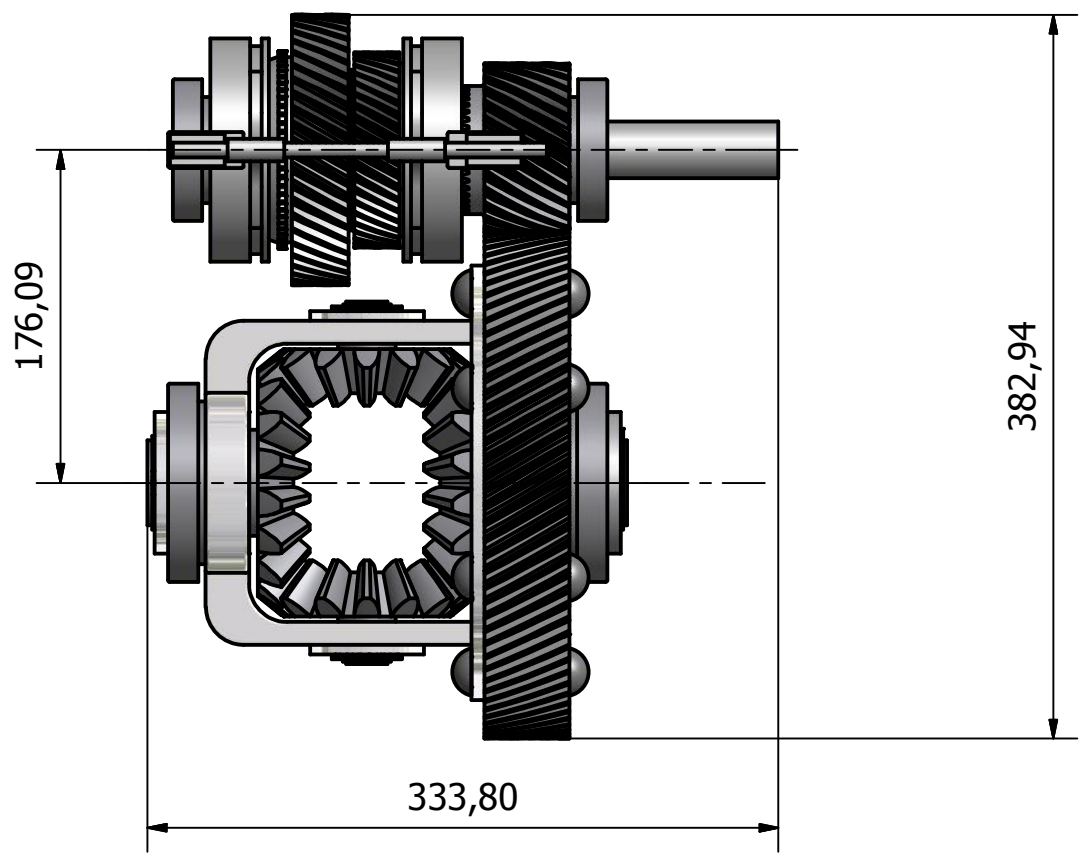
Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1:1,35	Titulo: DESPIECE EJE SECUNDARIO	Firma:	Plano: 3
			Hoja: 1



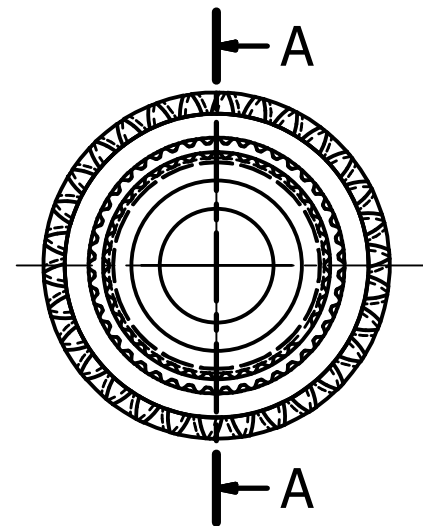
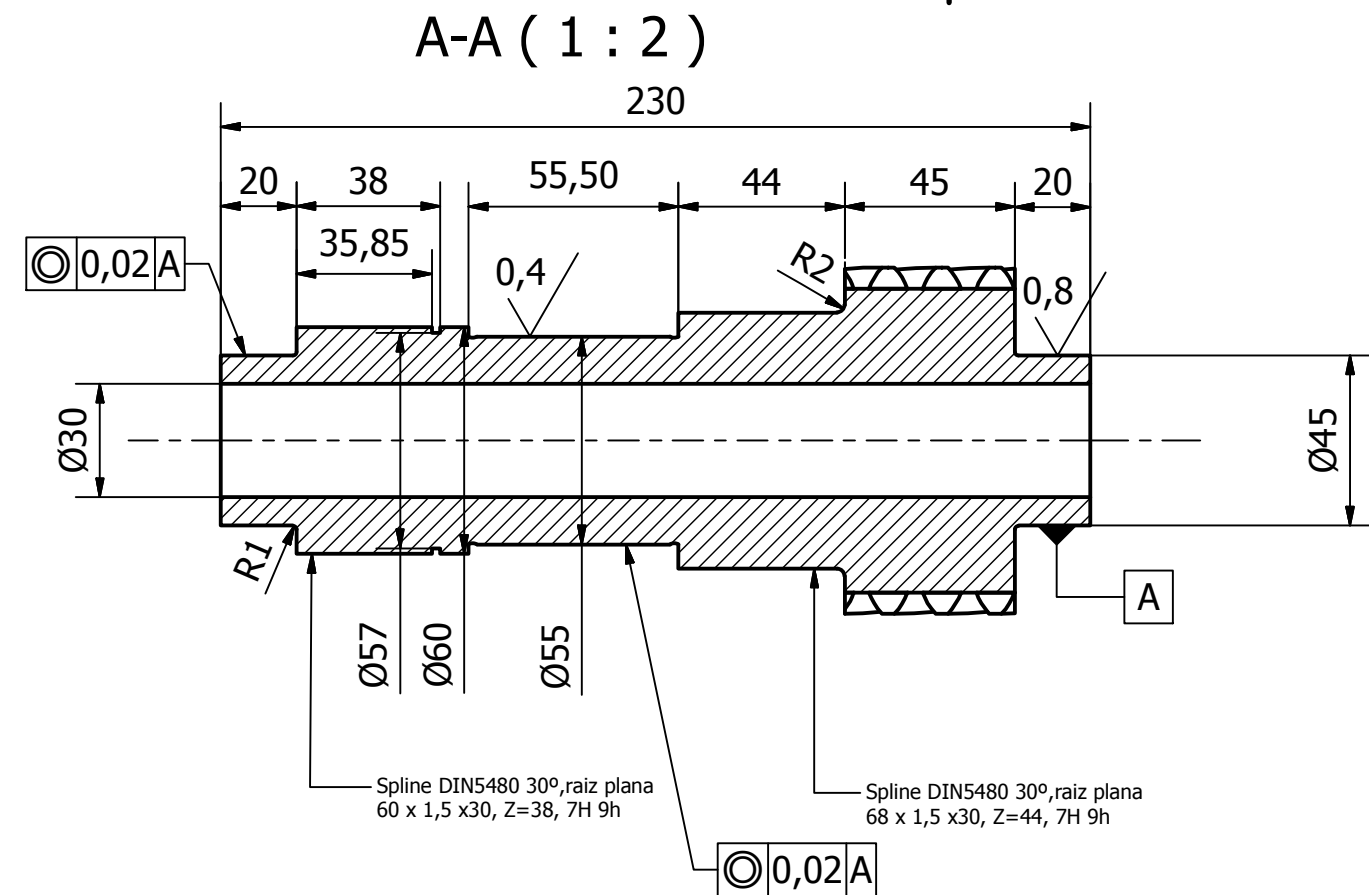
Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1:1,35	Titulo: DESPIECE DIFERENCIAL	Firma:	Plano: 4
			Hoja: 1

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

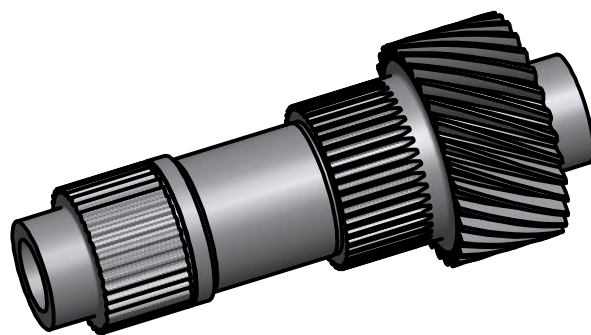


Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ	
Escala: 1:4	Titulo: MEDIDAS GENERALES	Firma:	Plano: 5	
			Hoja: 1	



CARACTERÍSTICAS ENGR.6

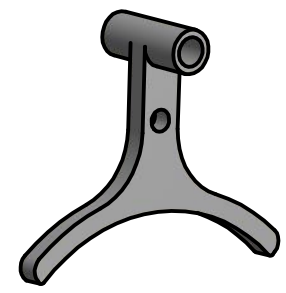
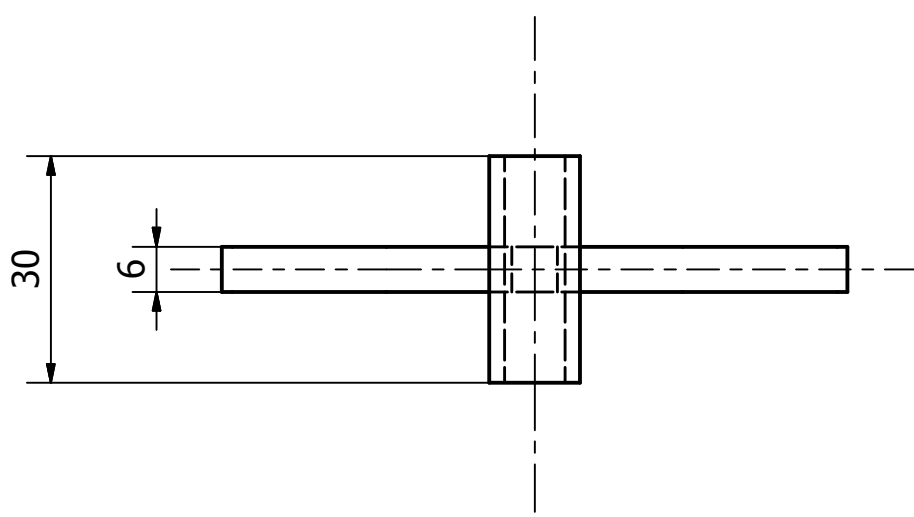
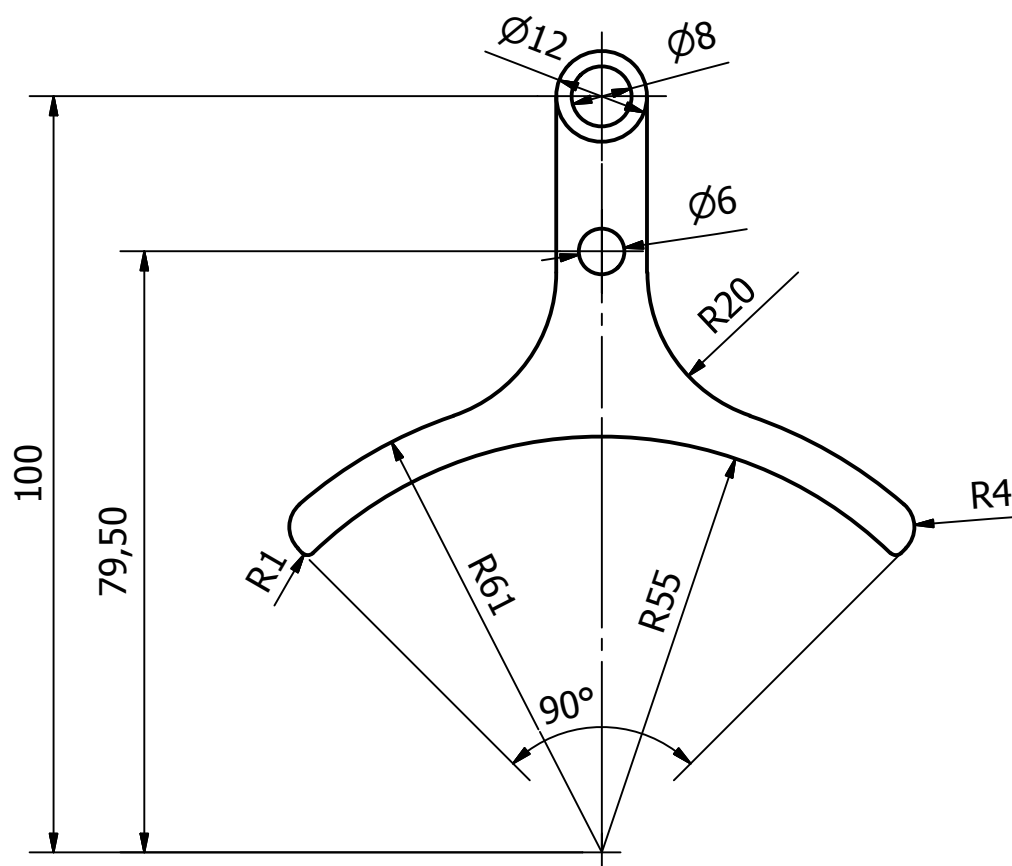
Nº de dientes	30
Diámetro primitivo	86,6mm
Módulo normal	2,5
Angulo de presion	20º
Angulo de helice	30º
Distancia entre ejes	176,092mm
Sentido de helice	Derechas



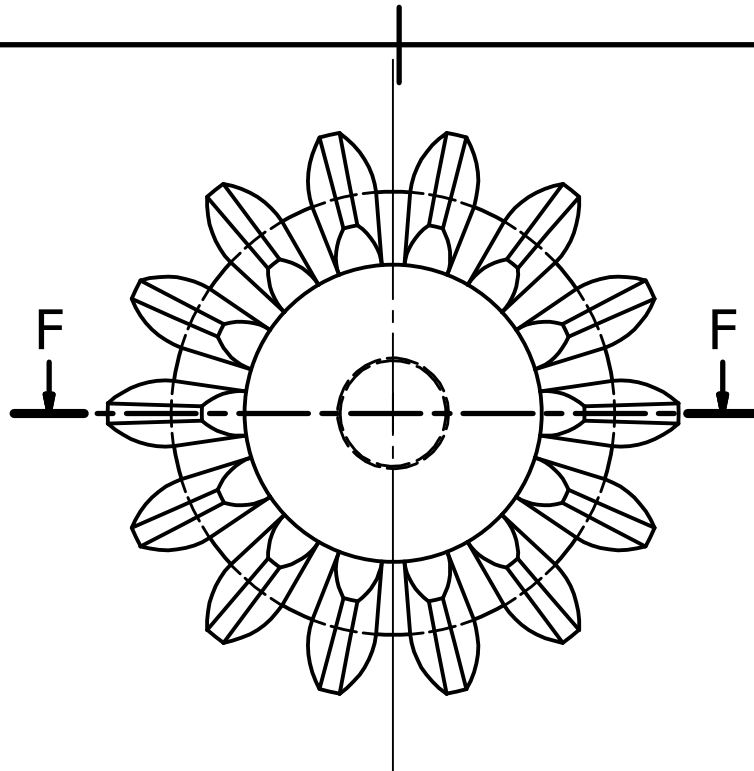
Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1:2	Titulo: EJE SECUNDARIO	Firma:	Plano: 6
			Hoja: 1

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

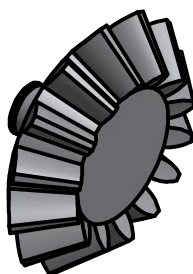
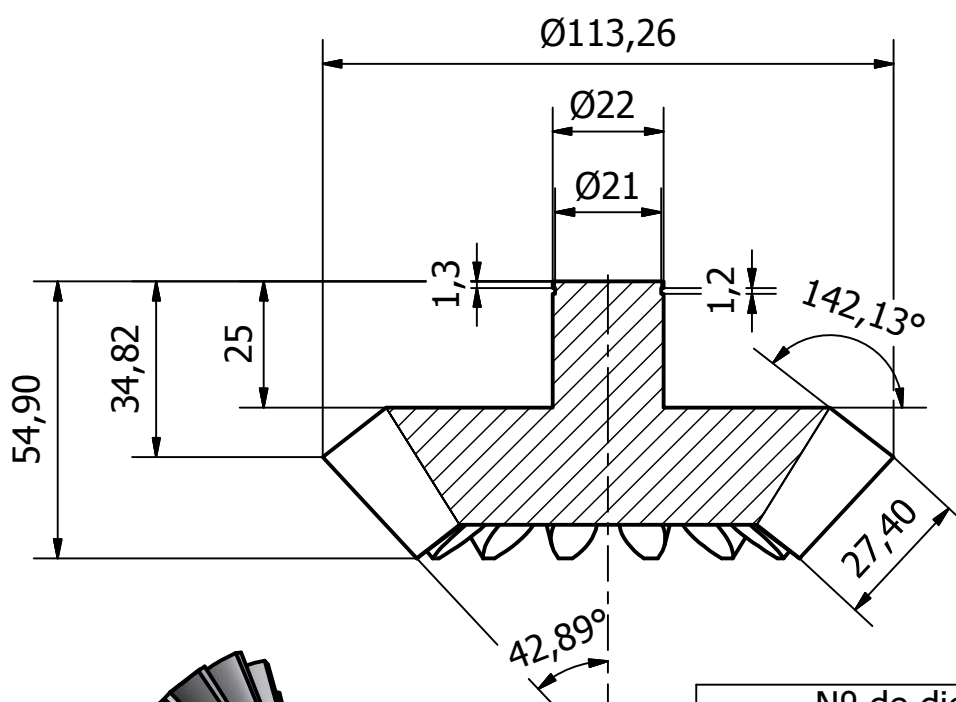
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1:1	Titulo: EJE SECUNDARIO	Firma:	Plano: 7
			Hoja: 1



F-F (1 : 1,5)



Nº de dientes	14
Diámetro primitivo medio	84mm
Módulo normal medio	6
Angulo de presion	20°
Angulo primitivo	37,875°
Angulo cono pie	30,9243°
Angulo entre ejes	90°

Autor: VÍCTOR FERNÁNDEZ ALEJANDRE			EUITIZ
Escala: 1:1,5	Titulo: EJE SECUNDARIO	Firma:	Plano: 8
			Hoja: 1