



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Ander Ayesa Perez

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

ÍNDICE GENERAL

1. Memoria
2. Cálculos
3. Planos
4. Pliego de condiciones
5. Presupuesto
6. Bibliografía



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

MEMORIA

Ander Ayesa Perez

Vanesa Estremara Carrera

Pamplona, Julio de 2012

ÍNDICE

1. Resumen	5
1.1. Objeto del proyecto	6
1.2. Antecedentes	6
1.3. Definiciones	6
1.3.1. Kart.....	6
1.3.2. La caja de cambios. Definición y evolución.....	9
1.3.3. Cajas de cambio manuales, mecánicas o sincrónicas	10
1.3.4. Cajas de cambio automáticas o hidromáticas.....	11
1.3.5. Embrague. De fricción o hidráulico	12
1.4. Datos de partida	15
1.5. Diseño de la caja de cambios	17
1.5.1. Requisitos técnicos del diseño.....	17
1.5.2. Caja de cambios elegida	18
1.5.3. Método de trabajo.....	19
1.5.3.1. Esbozo de diseños	19
1.5.3.2. Búsqueda de información	20
1.5.3.3. Obtención del modelo.....	20
1.5.3.4. Modelado de la caja	20
1.5.3.5. Cálculos realizados	20
1.5.3.6. Mallado del conjunto	21
1.5.3.7. Análisis de resultados y conclusiones.....	22
1.6. Constitución	23
1.6.1. Ejes	23
1.6.1.1. Árbol primario	24
1.6.1.2. Árbol secundario.....	25
1.6.2. Engranajes	25
1.6.3. Rodamientos.....	26
1.6.3.1. Introducción	26
1.6.3.2. Descripción de los rodamientos	27

1.6.3.3. Capacidad de carga básica estática	30
1.6.4. Resumen de elementos de transmisión.....	30
1.6.5. Configuración de las marchas	31
1.6.6. Movimiento de los ejes.....	33
1.6.7. Mecanismos de sincronización.....	33
1.6.8. Mecanismo selector	35
1.6.9. Componentes principales del Kart	35
1.6.9.1. Chasis.....	36
1.6.9.2. Sistema de dirección	37
1.6.9.3. Ruedas.....	38
1.6.9.4. Motor	40
1.6.9.5. Cadena de transmisión	42
1.6.10. Otros componentes	42
1.6.10.1. Sistema de frenos	42
1.6.10.2. Sistema de refrigeración	44
1.7. Resultado final y valoración personal	47

1.- Resumen

El siguiente proyecto tiene por objeto el cálculo y diseño de la transmisión de un súper kart a partir del motor y elementos de la transmisión, que son: piñón, cadena y corona de una Honda CBR 600F.

En concreto la parte de la transmisión que se va a calcular y a diseñar es el embrague y una caja de cambios de cuatro marchas hacia adelante manual tanto del punto de vista resistente como de funcionamiento.

Lo primero es exponer las características técnicas del tipo de vehículo que se pretende diseñar y explicar las hipótesis de calculado que se han tomado hasta la elección del embrague y caja de cambios adecuada.

Una vez calculado todos los datos del embrague y de los elementos de la caja de cambios, se pasa al diseño de los mismos mediante el programa de diseño en 3D, **CATIA V5**. Una vez calculado y diseñado, se comienza a proponer y a modificar los elementos para un mejor diseño y optimización del producto.

Una vez diseñado en **CATIA V5**, se tiene que validar el diseño y los cálculos obtenidos mediante la técnica de elementos finitos con el programa **MARC-MENTAT**.

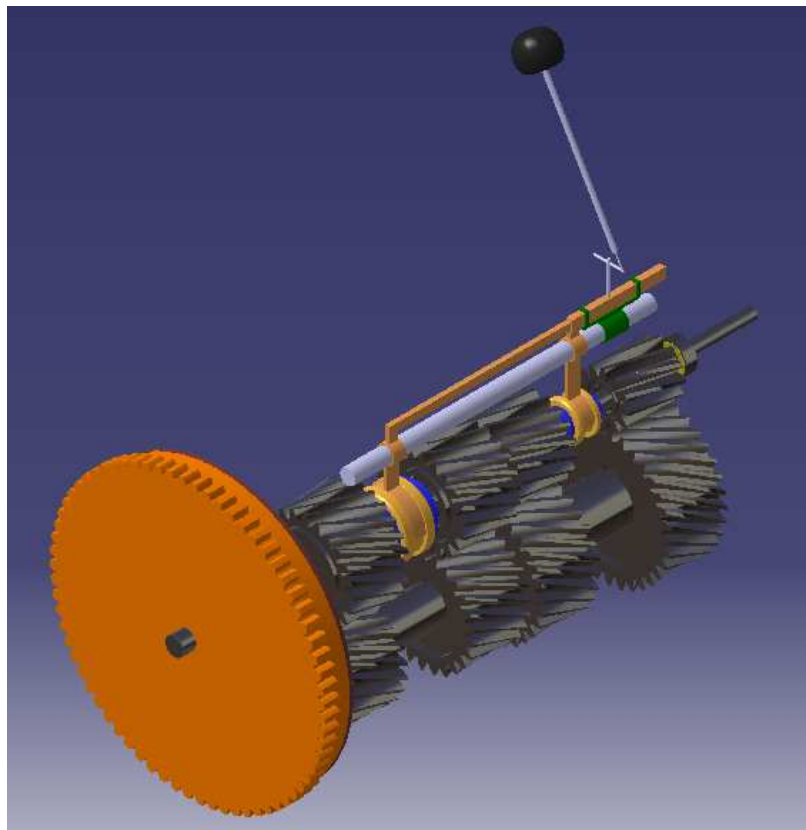


Imagen 1.1 Esquema de la caja de cambios

1.1.- Objeto del proyecto:

En el siguiente proyecto se tiene como objeto el calcular, diseñar y analizar el embrague y la caja de cambios de un vehículo tipo Súper Kart.

La composición de la caja de cambios puede darle a un mismo Kart, una capacidad mayor de aceleración, mayor velocidad y una conducción más suave y cómoda, todo ello con un mismo motor montado.

El Súper Kart diseñado no está pensado para la competición, sino para el entretenimiento, pero para obtener una mayor seguridad, se ha decidido homologarlo según la normativa de Súper Kart de Europa CIK-FIA (Comisión Internacional de Karting de la Federación Internacional de Automovilismo).

Primero se tendrá que calcular y realizar los bocetos del embrague monodisco y de la caja de cambios manual para después poder realizarlo en CATIA V5. Una vez dibujado se tendrá que exportar a MARC-MENTAT para comprobar por elementos finitos, que los esfuerzos calculados con anterioridad son los correctos.

Una vez el pre diseño haya terminado, se procederá a realizar un estudio más detallado mediante elementos finitos del comportamiento de los ejes y de los engranajes de la caja de cambios.

1.2.- Antecedentes:

Este proyecto surge de la idea de fabricar un Kart para dar uso a un motor de una Honda CBR 600F ya obtenido con anterioridad. Puesto que la caja de cambios es fundamental para un vehículo, se ha decidido diseñarla acorde con las especificaciones señaladas.

1.3.- Definiciones:

En primer lugar se comenzará con una breve introducción al mundo del Kart, explicando un poco en qué consiste un Kart. Se comentará también los diferentes componentes que componen la transmisión del Kart y los diferentes tipos de cada componente.

1.3.1.- Kart:

El Kart es un término de origen norteamericano derivado del vocablo “cart”, que significa literalmente carretilla o carreta, e indica genéricamente un vehículo de estructura rústica. El Kart es un pequeño vehículo de motor, con bastidor rígido y carente de

carrocería y suspensión que surgido en Estados Unidos como juguete para satisfacer las aspiraciones automovilísticas de los más jóvenes, fue extendiéndose por todo el mundo hasta convertirse en uno de los deportes de moda ya en los años sesenta.

El primer Kart comercial fue construido en agosto de 1956 por Arte Ingels en California con un motor de un cortacésped. Como ejemplo este sería uno de los primeros Karts comercializados para la competición.



Imagen. 1.2 Arte Ingels

En los primeros años de su difusión en Europa era conocido con el nombre de go-kart, tomando la expresión que definió los primeros ejemplares y que fue posteriormente convertida en la marca industrial de una firma especializada en la construcción de tales vehículos. Los karts se desarrollaron en los primeros tiempos bajo formas diversas en cada nación, estando su construcción condicionada, bien a las tradiciones motorísticas como a los materiales de que se disponía.

De este modo, mientras en Estados Unidos, incluso desde el principio, se dispuso de bastidores ligeros con ruedas pequeñas movidas por motores industriales ligeros, en Europa, los primeros ejemplares se caracterizaron por un aspecto macizo, con ruedas de scooter y accionadas por motores de motocicleta con cambio de velocidades.

En España, el Karting comenzó a coger fuerza en los años 70 de la mano de Jorge Fuentes. Este fue el primer kart con el que Jorge Fuentes comenzó a competir.



Imagen. 1.3 Jorge Fuentes

Posteriormente, con la disputa de carreras internacionales (el primer Trofeo Internacional se desarrolló en las Bahamas, en 1959), se establecieron reglamentaciones precisas y fue universalmente adoptado una subdivisión en categorías: 100 y 200 cc con transmisión directa y 155 cc con cambio.

Más tarde, la categoría superior fue suspendida, por las notables prestaciones posibles con los karts de 100 cc sin cambio, mucho más rápido gracias a la manejabilidad y a la potencia de los motores, los cuales llegaron a rozar la potencia específica de 200 CV conservando una notable elasticidad, indispensable por la carencia del cambio.

Con su gran difusión, el kart logró atraer la atención de las marcas de motocicletas, que construyeron bastidores y motores diseñados expresamente. Más adelante, con la mayor especialización y la aparición del profesionalismo, estos vehículos perdieron sus características de simplicidad y economía y de este modo en el periodo de mayor esplendor, este deporte entró en crisis.

Técnicamente, el kart presenta numerosas características particulares: la carencia de suspensiones y el eje trasero rígido sin diferencial obligan a una equilibrada conducción en las curvas, caracterizada por una sucesión de derrapes controlados. Normalmente, sólo llevan un freno de disco montado sobre el eje trasero. La dirección, aunque conserva los ángulos característicos de los automóviles, está privada de desmultiplicación.

No obstante su estructura esencial y las particulares características mecánicas, el kart ha representado para muchos técnicos y pilotos, un banco de pruebas y una introducción a las más refinadas formas del automovilismo deportivo.

Un ejemplo curioso de herencia que el automóvil ha recibido del kart está representado por el uso de los neumáticos slick (cubiertas sin dibujo) que usados tan sólo anteriormente por los dragsters, tuvieron en los karts su primera difusión internacional.

1.3.2.- La caja de cambios. Definición y evolución:

El motor desarrolla su fuerza dentro de una gama de régimen limitada. Por otra parte, el conductor ha de poder regular la marcha del automóvil en una amplia gama de velocidades, desde el arranque hasta la velocidad máxima. La caja de cambios, permite seleccionar diferentes marchas para adaptar el régimen del motor a la velocidad del vehículo y a las diferentes circunstancias. La primera caja de cambios, se construyó hace varios siglos por Leonardo da Vinci, que llegó a diseñar lo que sería el precursor de las cajas de cambios de los modernos coches. Leonardo da Vinci un cambio de velocidad compuesto por dos piezas, una cilíndrica y otra cónica que mediante una serie de engranajes convertía el mecanismo en un cambio de velocidades.



Imagen 1.4 1ª Caja de Leonardo da Vinci

Las primeras cajas de cambios automáticas, se empezaron a popularizar en Estados Unidos durante los años 40. Hasta entonces, solo existían las cajas de cambio manuales no sincronizadas, por lo que para poder cambiar de marcha, era necesario conocer la técnica del doble embrague, que consiste en igualar las revoluciones por minuto del motor y la caja de cambios.

Las primeras cajas de cambios sincronizadas se montaron en los años 50 y uno de los primeros coches en estrenarla fue el Porsche 356.

Para entonces, las cajas automáticas, ya eran mayoría en EEUU, el entonces mayor mercado automovilístico mundial con diferencia. El uso de las cajas de cambios automáticas era tan elevado que muchos fabricantes ni si quiera ofrecían cajas manuales en sus modelos.

Sin embargo, en Europa, se seguía utilizando las cajas automáticas. Las cajas automáticas que se empezaron a vender en Europa, en un principio eran para vehículos de lujo, por lo que su coste era elevado. En definitiva, en EEUU se conducía con cajas automáticas y en Europa con cajas manuales.

1.3.3.- Cajas de cambio manuales, mecánicas o sincrónicas:

Las cajas de cambio manuales, son aquellas que se componen de elementos estructurales, funcionales y rodamientos entre otros de tipo mecánico.



Imagen 1.5 Caja de cambios manual

En este tipo de cajas de cambio, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico, aunque este puede estar automatizado.



Imagen. 1.6 Palanca de cambios manual

Los elementos sometidos a rozamiento como ejes, engranajes o sincronizadores, están lubricados mediante baño de aceite en el cárter, aislados del exterior mediante juntas que garantizan la estanqueidad.

Los acoplamientos en el interior se realizan mediante mecanismos compuestos de balancines y ejes guiados por cojinetes. El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja, realizado por el conductor, se realizan mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas.

Las distintas velocidades de la caja están sincronizadas. Esto quiere decir, que disponen de mecanismos de sincronización que permiten igualar las velocidades de los distintos ejes durante el cambio de una a otra.

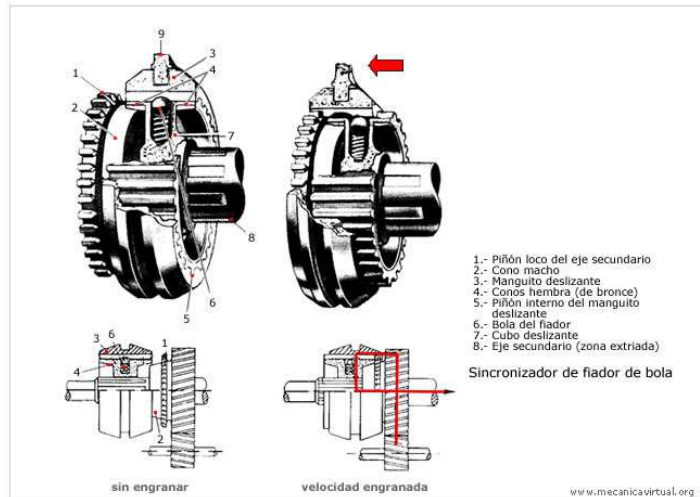


Imagen. 1.7 Esquema de un sincronizador

La conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios, se realiza mediante el embrague.

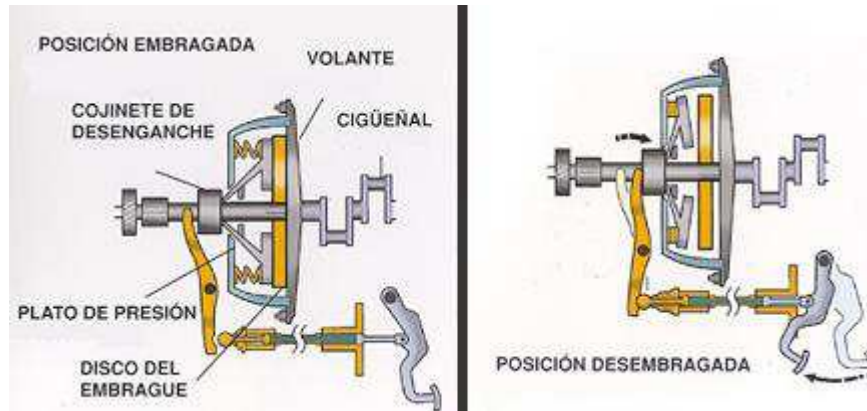


Imagen. 1.8 Esquema de un embrague

1.3.4.- Cajas de cambio automáticas o hidromáticas:

La caja automática es un sistema que, de manera autónoma, determina la mejor relación entre los diferentes elementos, como la potencia del motor, la velocidad del vehículo, la presión sobre el acelerador y la resistencia a la marcha entre otros. Se trata de un dispositivo electro hidráulico que determina los cambios de velocidad. En el caso de las cajas de última generación, el control lo realiza un calculador electrónico.

Mientras que la caja de cambios manual se compone de pares de engranajes cilíndricos, la caja automática funciona con trenes epicicloidales en serie o paralelo que conforman las distintas relaciones de transmisión.

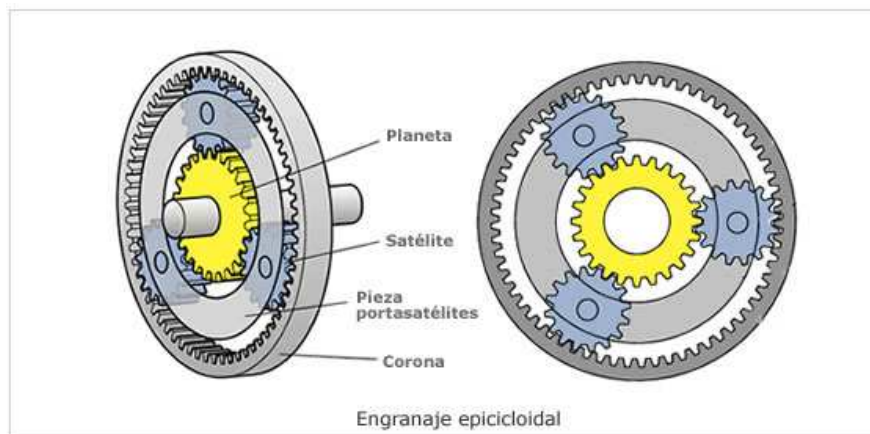


Imagen. 1.9 Caja de cambios automática

Comparación entre sistemas:

Tipo	Ventajas	Desventajas
De trenes epicicloidales	<ul style="list-style-type: none"> - Comodidades - Alto poder de tracción - Economía de mantenimiento 	<ul style="list-style-type: none"> - Peso elevado - Bajo rendimiento mecánico
Manual	<ul style="list-style-type: none"> - Cambios muy rápidos - Durabilidad mecánica - Alto rendimiento mecánico 	<ul style="list-style-type: none"> - Brusquedad en cambios rápidos

Tabla I.1. Comparativa entre caja de cambios manual y automática

1.3.5.- Embrague. De fricción o hidráulico:

El movimiento de rotación producido por los motores, pasa por el embrague y de este, a través de árboles, se transmite la potencia hasta los puntos que es necesaria. La misión del embrague es conectar o desconectar el movimiento que transmite el motor.

Cuando el pedal del embrague está en la posición normal, suelto o sin pisar, el embrague transmite el movimiento del motor. Al pisar el pedal, el embrague deja de transmitir dicho movimiento.

Según sus características, los embragues pueden clasificarse en:

- Embrague de fricción
- Embragues hidráulicos

Los embragues de fricción a su vez, se clasifican de la siguiente manera:

- Monodiscos
- Centrífugos
- Multidiscos

Embragues de fricción monodiscos:

Un embrague monodisco está constituido por un disco de embrague, una prensa o placa de embrague, volante motor, cojinete de desembrague y un mecanismo para accionar el embrague.

El disco es de forma circular de diferentes diámetros, de acuerdo con el vehículo, y está constituido por un disco de acero forrado en su exterior por un material antifricción. En su interior tiene un hoyo estriado donde acopla con la directa de la caja de cambios.

La prensa de embrague es de acero estampado, una cara de ella la tiene rectificada donde se apoya el disco de embrague y la otra presenta un diafragma que es el que le da la fuerza para mantener oprimido el disco.

El volante contiene el conjunto disco y prensa.

El cojinete de desembrague es el encargado de oprimir el diafragma de la prensa y liberar al disco para poder poner los cambios, es accionado por una horquilla. La horquilla es accionada por un cable que va del pedal de embrague hasta ella o por un cilindro hidráulico que es el que recibe la presión de una bomba accionada por el pedal.



Imagen. 1.10 Embrague monodisco

En el momento que se oprime el pedal de embrague, la horquilla es accionada y empuja al cojinete contra la prensa. La prensa libera al disco (en éste momento el motor no transmite torsión a las ruedas del vehículo) para poder introducir los cambios. En el instante que se suelta el pedal, la horquilla vuelve a su estado de reposo inicial, el cojinete no oprime más a la prensa y ésta vuelve a presionar al disco contra el volante (en éste momento el motor transmite la torsión a las ruedas del vehículo).

Embragues de fricción centrífugos:

Estos embragues funcionan por las fuerzas que aparecen sobre unas masas debido a la rotación de las mismas.

Con estos tipos de embragues es imposible que el motor se cale y permiten arrancar en segunda e incluso en tercera en llano. También, en conducción urbana, es posible no cambiar de velocidad. El embrague automático efectúa todo el proceso en el arranque y en el cambio de marchas de forma automática, es decir, el conductor del vehículo no necesita accionar el pedal.



Imagen. 1.11 Embrague centrífugo

Embragues de fricción multidisco:

Los embragues de discos múltiples, se suelen usar en coches grandes y de gran potencia, así como en camiones.

Existen varios discos, un grupo de los cuales gira solidario al volante de inercia y el otro con el primario de la caja de cambios.

El funcionamiento es análogo al de los monodisco pero permite la transmisión de pares mayores debido a la mayor superficie de rozamiento entre los discos.



Imagen 1.12 Embrague multidisco

Embragues hidráulicos:

El embrague hidráulico se compone de dos piezas, una impulsora o bomba y una turbina encerradas en una carcasa estanca rellena de aceite.

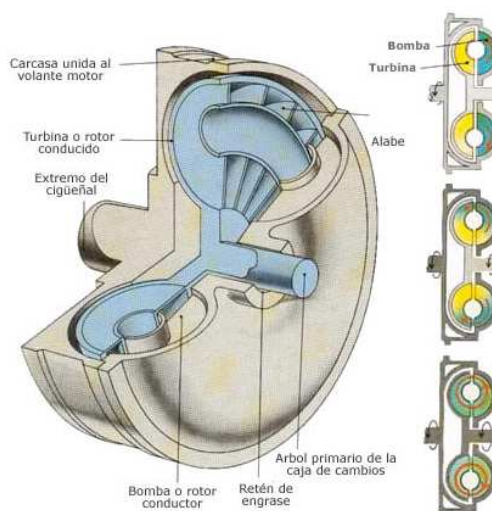


Imagen. 1.13 Embrague hidráulico

La bomba está unida al motor y gira con él, mientras que la turbina está unida al primario de la caja de cambios. Tanto el impulsor como la turbina tienen álabes, aunque normalmente el impulsor tiene menos para evitar vibraciones en el embrague.

La transmisión del movimiento se logra por el movimiento del aceite, en concreto por un movimiento circunferencial en la dirección de giro de la bomba y por un movimiento vorticial. La combinación de ambos hace que el aceite describa una trayectoria espiral giratoria.

Cuando el coche está parado, la bomba gira y la turbina no. El movimiento circunferencial es mucho menor que el vorticial. Al acelerar, comienza a moverse la turbina y el movimiento pasa a ser circunferencial.

1.4.- Datos de partida:

En el siguiente apartado se comentará brevemente los datos con los que se parten desde un principio para su posterior diseño.

El diseño de una caja de cambios funcional y económicamente competente es un proceso largo, costoso y lleno de contratiempos. Las grandes compañías dedican equipos enteros de ingenieros sólo a este cometido. Por ello, se ha decidido basar el presente proyecto, en una caja de cambios homologada por la normativa CIK-FIA.

En la siguiente imagen se puede observar la caja de cambios.

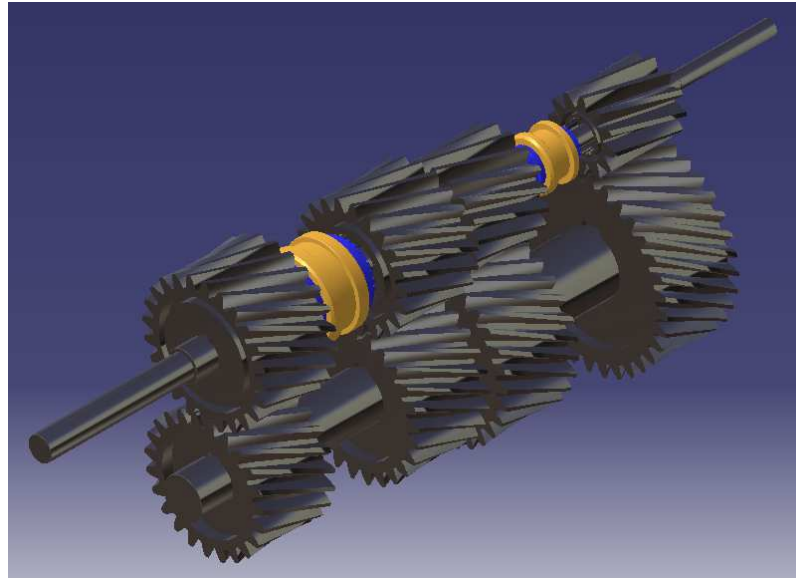


Imagen. 1.14 Diseño Caja de cambios

A continuación se mostrará una tabla con los datos de partida utilizados:

Tabla 1.1 Datos de partida

DATOS DE PARTIDA	
Motor	Honda CBR 600f año 1987-1988
Relación 1ª velocidad	34-12
Relación 2ª velocidad	29-17
Relación 3ª velocidad	26-21
Relación 4ª velocidad	23-24
Distancia entre ejes	120 mm

El motor utilizado es el siguiente:

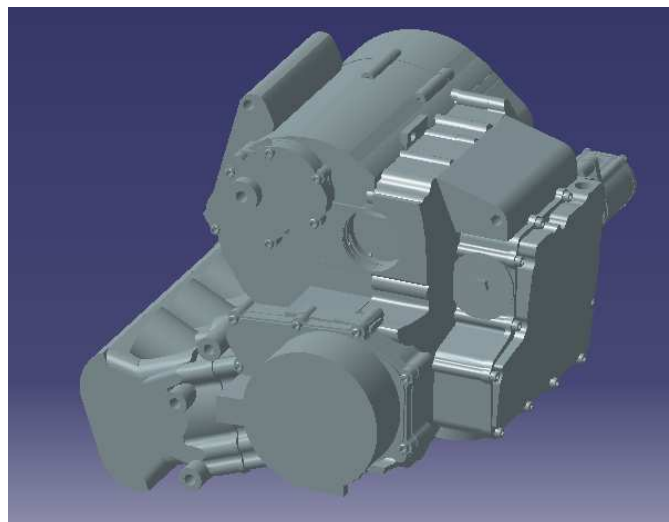


Imagen 1.15 Motor Honda CBR 600F

1.5.- Diseño de la caja de cambios:

La caja de cambios de un vehículo, en este caso de un kart, es la encargada de transmitir la velocidad al propio vehículo.

Los componentes de la caja de cambios son los ejes, los engranajes y los sincronizadores, que tienen que soportar los esfuerzos y sollicitaciones mecánicas a los que estarán sometidos durante su utilización, por lo que estos componentes tendrán que cumplir una serie de valores de resistencia.

Para comprobar si cumplen estos valores de resistencia, se recurre a las normas AGMA donde quedan establecidos unos requisitos mínimos de funcionamiento.

1.5.1.- Requisitos técnicos del diseño:

Antes de comenzar con el diseño de la caja de cambios, se debe establecer una serie de requisitos que una vez finalizado el diseño, se deben cumplir, para así asegurarse el buen rendimiento del mismo.

Los requisitos establecidos son tres:

- Funcionalidad:

Las dimensiones de la caja de cambios tanto de longitud como de altura deben ser lo mínimas posibles para poder montarse dentro del chasis del kart. Además de cumplir este requisito, también debe estar montado de la manera que si fuera necesario realizar algún tipo de arreglo o simple mantenimiento se pueda acceder con facilidad y con un fácil despiece.

Este dimensionado de la caja, se transforma en un ahorro de peso y coste, por lo que el kart será más ligero, pero todo ello, garantizando la seguridad del conductor.

- Rigidez:

Lo más importante de la caja, es que tanto los engranajes como los ejes donde van montados los engranajes, soporten las cargas producidas, para optimizar el funcionamiento de la caja. Para ello, antes de comenzar con el cálculo, se debe realizar un primer diseño de aproximación de las dimensiones de cada elemento.

Los dientes de los engranajes, deben soportar una serie de fuerzas tangenciales, radiales y axiales, que producen un desgaste prematuro de los dientes, por lo que se deberá calcular los esfuerzos por flexión y por fatiga en los dientes.

En cambio, en los ejes se producen tensiones debidas a flexión y a torsión, por lo que las dimensiones del eje tanto de longitud como de diámetro, deben ser las adecuadas para soportarlas.

- Ligereza:

Mediante la ligereza del conjunto, se conseguirá un menor peso global del kart, por lo que la velocidad máxima del kart será mayor, pero habrá que tener cuidado con el aligeramiento de la caja de cambios puesto que si los ejes son demasiado finos o los engranajes demasiado pequeños y estrechos, se podría correr el riesgo de que no soportasen las reacciones generadas.

1.5.2.- Caja de cambios elegida:

Finalmente, la caja de cambios elegida y escogida para diseñar y analizar es una caja de cambios manual con cuatro velocidades hacia adelante y cambio de marchas mediante un embrague monodisco.

Se ha elegido este tipo de caja de cambios por su mayor facilidad de montaje, para una futura creación del kart para uso particular, frente a una caja de cambios automática. Se he escogido una caja de cambios de cuatro marchas, puesto que para su uso en circuito no es necesario el uso de más marchas y por el seguimiento de la normativa de Súper Kart de Europa CIK-FIA. Normalmente, los karts no suelen tener marcha atrás, por lo que se ha decidido prescindir de ella.

El embrague monodisco es el tipo de embrague más usado en karts y económicamente el más barato.

A continuación, se mostrará una imagen de la caja de cambios inicial desarrollado en el presente proyecto.

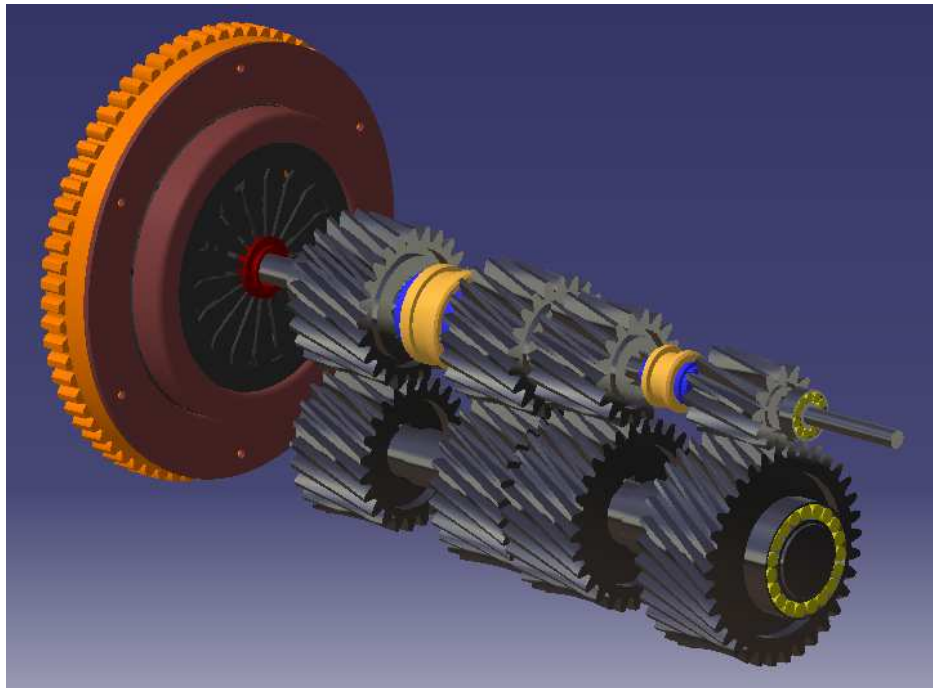


Imagen 1.16 Embrague y caja de cambios

1.5.3.- Método de trabajo:

En este apartado se hace referencia al conjunto de procesos y métodos de trabajo que se llevan a cabo para calcular y diseñar una caja de cambios.

Para el cálculo y diseño de este proyecto, se ha seguido el siguiente proceso:

1.5.3.1.- Esbozo de diseños:

Como anteriormente se ha mencionado, la caja de cambios ha sido diseñada mediante el programa Catia, pero antes de comenzar con el diseño en ordenador, se tuvo que realizar varios bocetos dibujados a mano alzada para poder hacerse una idea de cómo iba a ser la estructura.

A continuación, se muestra la imagen del boceto.

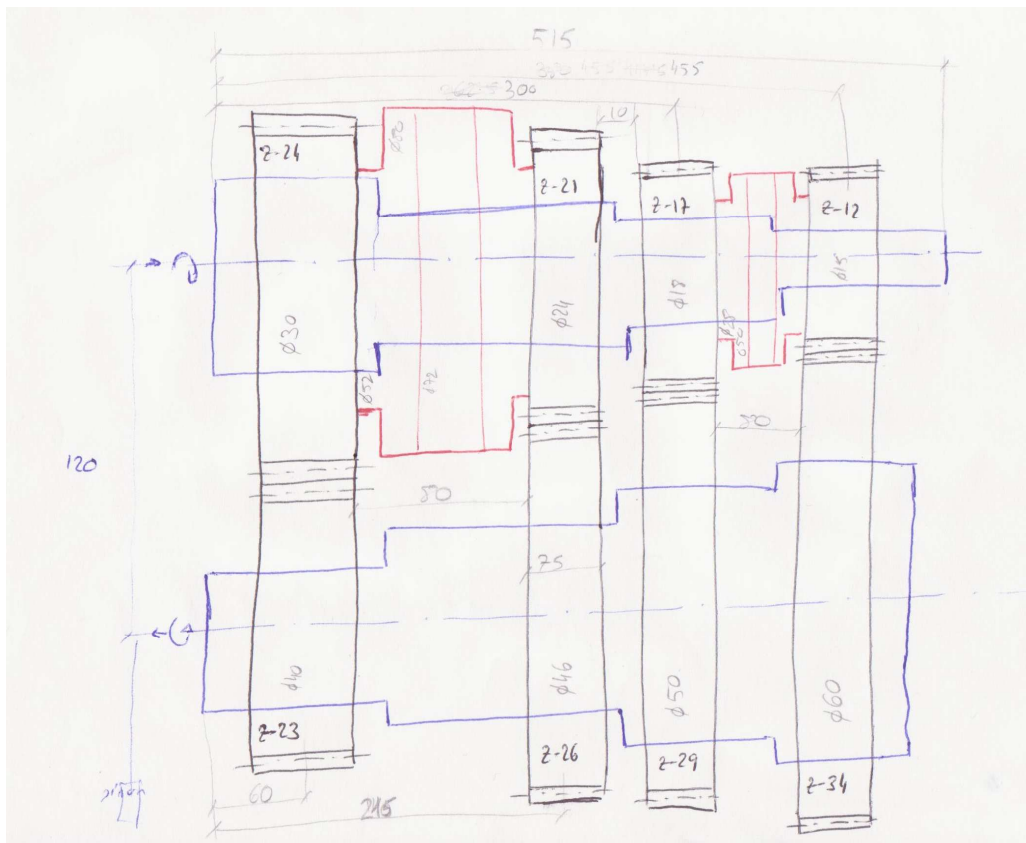


Imagen 1.17 Diseño preliminar

Una vez que se tiene el boceto principal del conjunto, se empieza a pensar las medidas que se necesitan para su diseño.

1.5.3.2.- Búsqueda de información:

Una vez decidido el tipo de caja de cambios a diseñar, se comienza a buscar información en la red, en revistas especializadas y en libros, para homologar la caja y así tener una idea de las medidas necesarias para el cálculo, como, las relaciones de transmisión, pesos normalizados, materiales...

Tras recopilar la información necesaria, se comienza con el cálculo.

1.5.3.3.- Obtención del modelo:

Gracias a toda la información recogida y las ideas adquiridas anteriormente, se decide por la realización de una caja de cambios de cuatro marchas hacia adelante con un cambio de marchas mediante un embrague monodisco.

Se parte de un modelo inicial que posteriormente podrá ser modificado según los condicionantes de cargas y/o parámetros de diseño utilizados.

1.5.3.4.- Modelado de la caja:

En este punto del proyecto era necesario un programa que sirviera de ayuda para el desarrollo por ordenador de la estructura. El programa elegido fue el CATIA V5.

Antes de comenzar a dibujar directamente en el ordenador se realizaron algunas hipótesis de las medidas de los elementos estructurales con la ayuda de la información recopilada anteriormente y que posteriormente podría ser modificada por la necesidad de un rediseño tras la obtención de los resultados de los análisis que más adelante se detallarán.

Mediante CATIA, se fueron creando uno a uno todos los elementos que componen tanto la caja de cambios como el embrague y posteriormente se ensamblaron juntos.

1.5.3.5.- Cálculos realizados:

Para comenzar con el diseño, lo primero fue, una vez que se ha recopilado la información necesaria, es decidir cuáles son las relaciones de transmisión y el tipo de embrague. Para ello, se siguió la normativa CIK-FIA y se escogió tres relaciones de transmisión diferentes. Posteriormente, se calculó las diferentes velocidades, aceleraciones...en cada caja de cambios, y se escogió la más adecuada para el presente proyecto.

Una vez calculado esto se continuó con el cálculo de los engranajes, calculando todas las dimensiones y por supuesto, calculando las resistencias de dichos engranajes a las fuerzas creadas, el desgaste de los dientes...

Tras calcular los engranajes, se continuó con el cálculo de los ejes de la caja de cambios. Calculando en ellos los esfuerzos producidos, tipo de materiales aconsejables, vida útil de cada sección de los ejes...

Y por último, se calcularon las uniones y los elementos de fijación, como son las chavetas y los rodamientos.

Esquema seguido para el cálculo de la caja de cambios:

- Cálculo del embrague
- Determinación de la caja de cambios
- Cálculo de los engranajes que la componen
- Análisis de los ejes
- Uniones y elementos de fijación

1.5.3.6.- Mallado del conjunto:

Los elementos a mallar para su posterior cálculo, son el eje primario y los piñones de primera y cuarta velocidad.

El tipo de mallado utilizado es de tipo lineal con una medida de 8mm. Se utiliza esta medida, para que el mallado sea regular en toda la pieza. Se ha utilizado este tipo de mallado, debido a que luego en el programa MARC-MENTAT de elementos finitos para el análisis, será más sencillo.

A continuación se puede observar una imagen donde el mallado obtenido en todas las superficies es bastante regular.

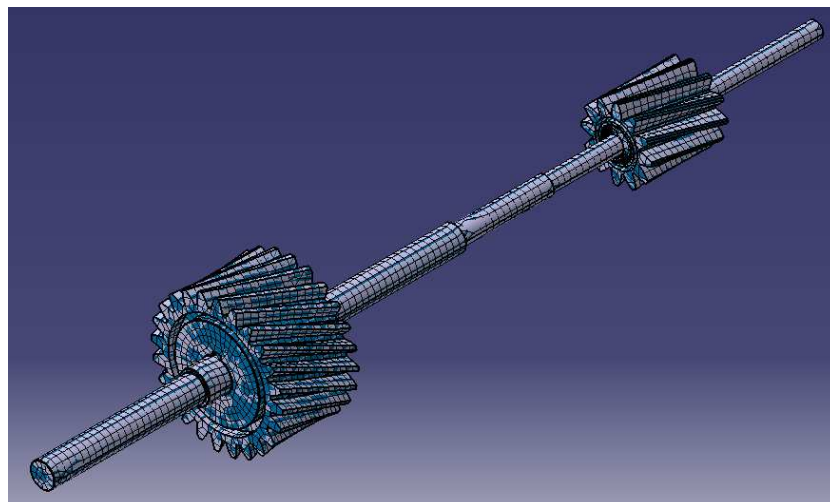


Imagen 1.18 Mallado del eje

En la siguiente imagen se puede ver que el mallado es continuo, es decir, que no se interrumpe entre pieza y pieza.

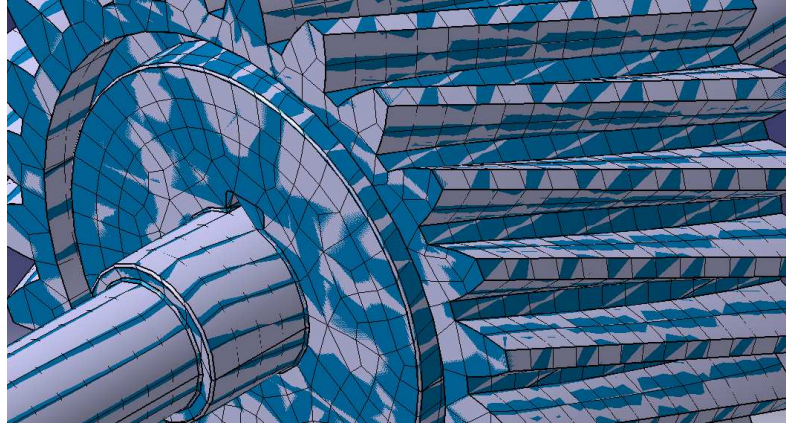


Imagen 1.19 Mallado continuo del eje

1.5.3.7.- Análisis de resultados y conclusiones:

El análisis del eje, se realizará, como bien se ha explicado con anterioridad mediante el programa MARC-MENTAT. El primer paso a dar es el de exportar el mallado de CATIA a dicho programa.

MSC Software

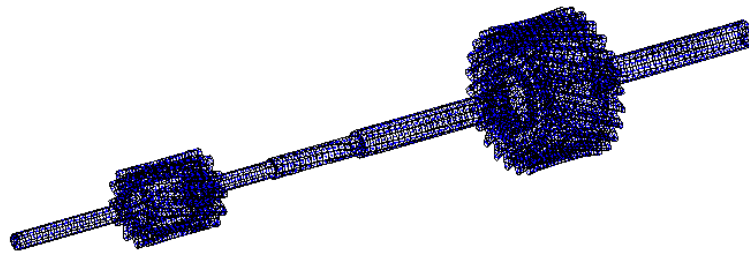


Imagen 1.20 Conjunto exportado

En este programa, habrá que realizar una serie de modificaciones, además de otorgar al eje primario unas propiedades geométricas, establecer un material...

La estructura que se sigue en este programa para realizar los cálculos deseados, es la siguiente:

- Pre proceso:

Donde se realiza la definición de geometría, la generación de malla, la asignación de propiedades a los materiales y otro tipo de propiedades.

El acero que se va a utilizar, tiene las siguientes características:

Tabla I.2. Propiedades del material

Módulo de elasticidad	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
Módulo de elasticidad transversal	$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 8,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
Coefficiente de poisson	$\nu = 0,3$
Coefficiente de dilatación normal	$A = 12 \cdot 10^6 \text{ }^\circ\text{C}$
Densidad	$P = 7850 \text{ Kg/m}^3$

- **Análisis:**

Este apartado se divide en dos apartados: “Load Cases” y “Jobs”. En la primera se pueden crear los casos de carga y en la segunda, se podrán ejecutar estas cargas.

Los análisis que se quieren obtener los siguientes:

- “Equivalent Von Mises stress”
- “Stress”
- “Total strain”

- **Post proceso:**

En este apartado se visionan los resultados obtenidos mediante el proceso del apartado anterior. Si puede observar claramente los lugares donde exista mayor deformación o desplazamiento para así después realizar un rediseño si es necesario para disminuir estas deformaciones o desplazamientos.

1.6.- Constitución:

En primer lugar se citarán los diferentes elementos que componen el mecanismo de una caja de cambios manual. A continuación, se definirá y se detallará el funcionamiento de los diferentes elementos que serán objeto de estudio de este proyecto.

1.6.1.- Ejes:

La caja está compuesta por 2 ejes:

- Árbol primario
- Árbol secundario

Lo primero, fue pensar las medidas de los ejes, tanto las longitudes de cada sección como los diámetros de cada sección. Las longitudes de las secciones, son las mismas en los dos ejes.

Tabla 1.2 Medidas de los ejes

	DISTANCIAS	EN EL	EJE	
Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4	Total
455	300	215	60	515

Tabla 1.3 Diámetros

	DIÁMETROS			
	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Eje primario	15	18	24	30
Eje secundario	60	50	46	40

1.6.1.1.- Árbol primario:

Está sujeto por la carcasa del embrague y la de la caja, el árbol primario se apoya en ellas mediante rodamiento cónicos. En el árbol, se mecanizan diferentes chaveteros para el posterior asentamiento de los piñones.

Sobre el árbol, se montan los diferentes piñones, comenzando en un extremo por el piñón de la cuarta marcha seguido del piñón de la tercera y segunda marcha y terminando en el otro extremo, opuesto al embrague, con el piñón de la primera marcha. Una vez montados, todos giran locos con el árbol.

Para poder realizar el cambio de marcha, se monta un sincronizador entre los piñones de cuarta y tercera marcha y otro entre los de la segunda y primera marcha que engranarán con ellos una vez seleccionados mediante la palanca de cambios.

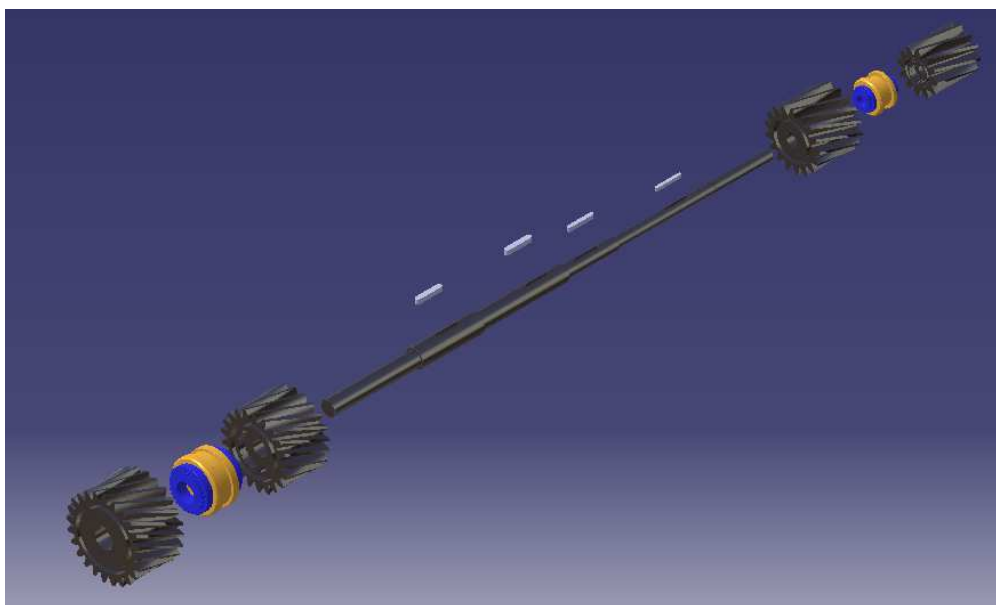


Imagen.1.21 Despiece del eje primario

1.6.1.2.- Árbol secundario:

La caja de cambios a tratar en este proyecto, consta de un solo árbol secundario, el cual gravita en la carcasa del cambio y en la del embrague mediante rodamiento cónicos.

En el árbol secundario se montan las ruedas desde la primera hasta la cuarta marcha. Estas ruedas giran libremente en el eje una vez montados sobre sus correspondientes chavetas.

Cuando se engrana una marcha, la rueda correspondiente queda solidaria al eje, transmitiendo el par al piñón que hace la función de diferencial en un kart.

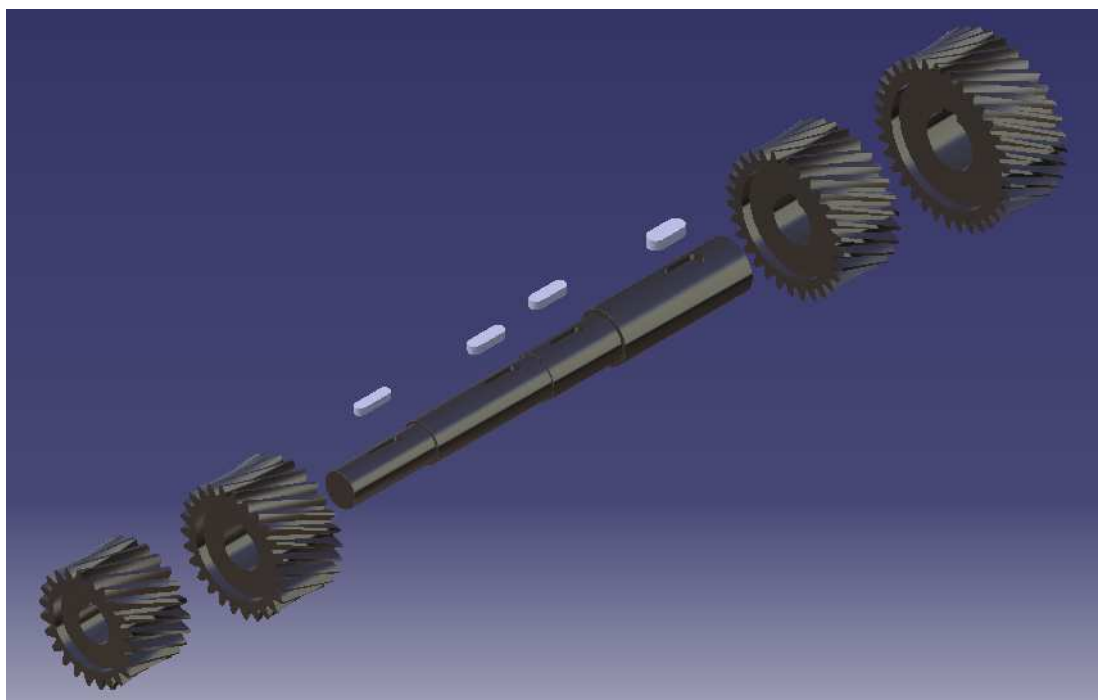


Imagen. 1.22 Despiece del eje secundario

1.6.2.- Engranajes:

El movimiento de entrada lo efectúa el eje primario, que gira solidario al motor, cuando el embrague está en posición de reposo, mientras que el movimiento de salida también se efectúa mediante el eje primario. Los engranajes que contienen están mecanizados en una fresadora y giran locos sobre los ejes. Estos engranajes están montados en su correspondiente eje mediante unas chavetas para mantener su posición.

Una vez que el sincronizador correspondiente en cada marcha engrana con el piñón del eje primario, este girará solidario al eje y recibirá el movimiento de la rueda en contacto del eje secundario, así transmitiendo la velocidad al eje de salida que este a su vez transmite la

potencia a un piñón que estará guiado mediante una cadena a la corona que dará la potencia al eje que guía las ruedas traseras que propulsan el kart.

De esta manera es como se transmite el movimiento al kart en cada relación de transmisión.

En la siguiente imagen, se puede observar la disposición de los engranajes en sus correspondientes ejes.

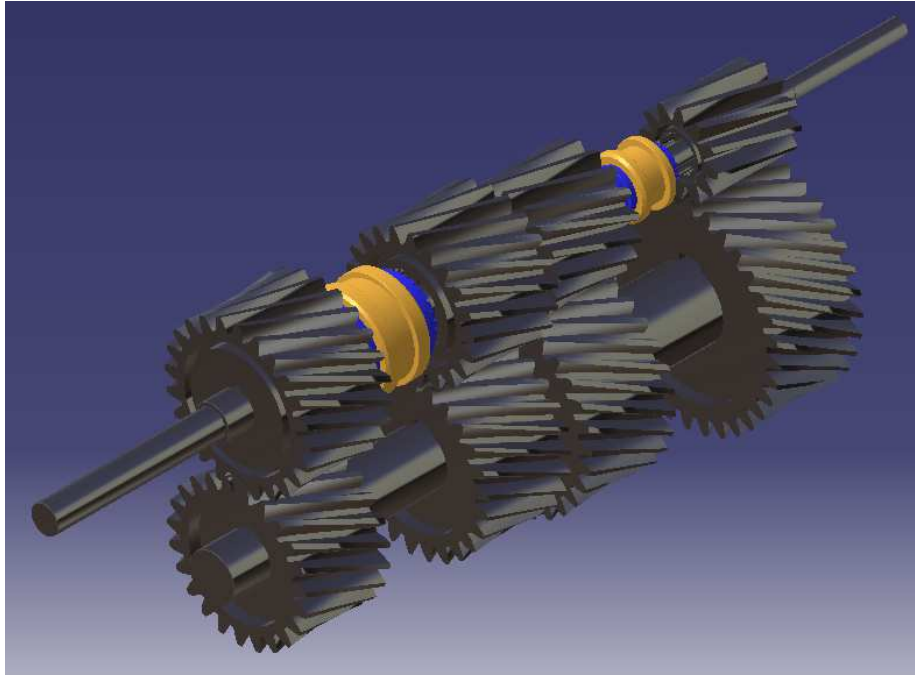


Imagen.1.23 Esquema de la caja de cambios en su posición final

1.6.3.- Rodamientos:

Los rodamientos, van a ser los encargados de soportar cada uno de los ejes de los que consta la caja de cambios.

A continuación se dará una breve explicación sobre los rodamientos y los diferentes tipos que existen en el mercado, para poder seleccionar el más adecuado para el presente diseño.

1.6.3.1.- Introducción:

Los rodamientos son un tipo de soporte de ejes o cojinetes que emplean pequeños elementos rodantes para disminuir la fricción entre las superficies giratorias, dado que la resistencia de fricción por rodadura es menor que la resistencia de fricción por deslizamiento.

Las ventajas del empleo de los rodamientos en lugar de los cojinetes de fricción son:

- Menor fricción en los procesos transitorios (especialmente en el arranque)
- Poseen capacidad para soportar cargas combinadas radiales y axiales
- Exigen menor espacio axial
- La lubricación es más sencilla y pueden trabajar a mayores temperaturas sin requerir mantenimiento riguroso
- Fundamentalmente son elementos estandarizados y fáciles de seleccionar

Sin embrago, presentan algunas desventajas frente a sus contrapartes de fricción:

- Tienen mayor peso
- Exigen mayor espacio radial
- Su instalación posee algo de complejidad y dispositivos especiales
- Poseen una durabilidad menor en virtud de las altas tensiones que deben soportar los elementos rodantes

1.6.3.2.- Descripción de los rodamientos:

El principio básico de funcionamiento de un rodamiento, radica en la reducción de la magnitud de la fuerza de rozamiento con la superficie base, introduciendo elementos rodantes pequeños, en consecuencia la fuerza de fricción opuesta al movimiento es mucho menor. Al introducir elementos rodantes se hace posible facilitar el movimiento entre los elementos en contacto por las características de rodadura propias de estos. Muchas veces, debido a esta circunstancia, estos elementos son llamados “cojinetes antifricción” pero en realidad la fricción se halla siempre aunque en menor magnitud.

En términos generales todos los rodamientos de contacto rodante están formados por las partes constructivas que se muestran en la imagen (1.24).

Existen excepciones, ya que algunos tipos de rodamientos no poseen sellos laterales, o por el contrario los tienen solo en una cara, muchos otros no tienen la jaula o rejilla y están completamente llenos de elementos rodantes.

Algunos tipos de rodamientos no tienen anillo interior y ruedan directamente sobre la superficie del eje.

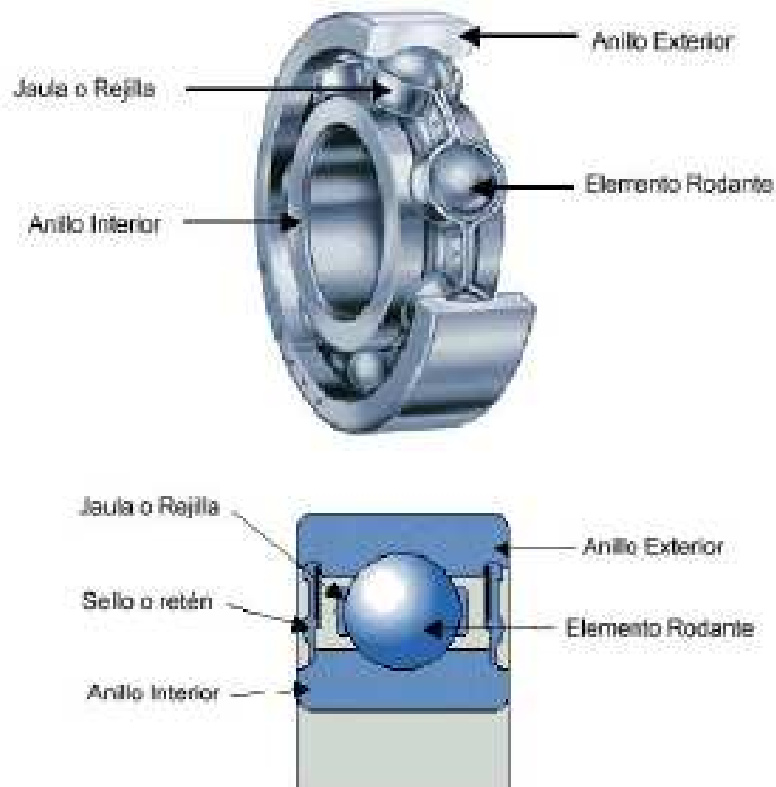


Imagen 1.24 Rodamiento de bolas simple

Existen diferentes tipos de rodamientos pero se pueden distinguir de acuerdo a la geometría de los elementos rodantes en los siguientes grupos:

- Rodamientos de bolas
- Rodamientos de rodillos (cilíndricos, cónicos, esféricos y de agujas)

Los rodamientos de bolas son capaces de desarrollar velocidades más altas y los rodamientos de rodillos pueden soportar cargas más altas. De acuerdo al tipo de carga que deben soportar los rodamientos se dividen en:

- Rodamientos radiales
- Rodamientos axiales

Los rodamientos de bolas de dos hileras poseen mayor capacidad de carga. Para aumentar la capacidad de carga radial se suelen utilizar rodamientos con abertura de entrada para bolas o los de contacto angular que permiten mayor número de bolas en contacto por hilera. Sin embargo este incremento de la capacidad de carga radial se produce a un costo de reducir la capacidad de carga axial. Para permitir desalineaciones considerables se utilizan rodamientos autoalineantes.

Para el presente proyecto, al tener cargas axiales considerables, se ha decidido utilizar rodamientos de rodillos cónicos.



Imagen 1.25 Rodamiento de rodillos cónicos simple

Los rodillos cónicos, presentan elementos rodantes en forma de cono, son especialmente adecuados para soportar cargas combinadas (radiales y axiales en un solo sentido), tienen la ventaja de ser desmontables (la pista exterior se desmonta del resto del rodamiento), si se necesita absorber cargas axiales en los dos sentidos, se tiene que poner enfrentados uno con otro.



Imagen 1.26 Rodamiento de rodillos cónicos apareados

En este caso, como las cargas axiales, son en un mismo sentido, con utilizar rodamientos cónicos simples es suficiente, y su disposición es la siguiente:

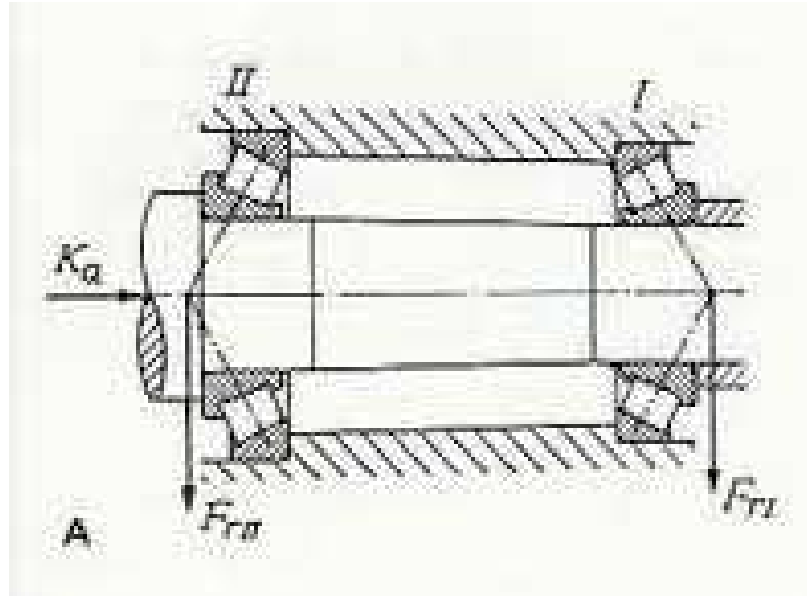


Imagen 1.27 Disposición del rodamiento

1.6.3.3.- Capacidad de carga básica estática:

Se define capacidad de carga básica estática (C_0) como la carga que produce una deformación permanente total del elemento rodante y de la pista de rodadura en el punto de contacto más cargado, igual a una diez milésima del diámetro del elemento rodante ($10^{-4}D$).

La definición de esta propiedad es fundamental en el proceso de selección del rodamiento.

1.6.4.- Resumen de elementos de transmisión:

Los elementos de transmisión que componen el cambio son los siguientes:

EP: Árbol primario:

Contiene los engranajes:

- P1: Piñón de primera marcha
- P2: Piñón de segunda marcha
- P3: Piñón de tercera marcha
- P4: Piñón de cuarta marcha

ES: Árbol secundario:

Contiene los engranajes:

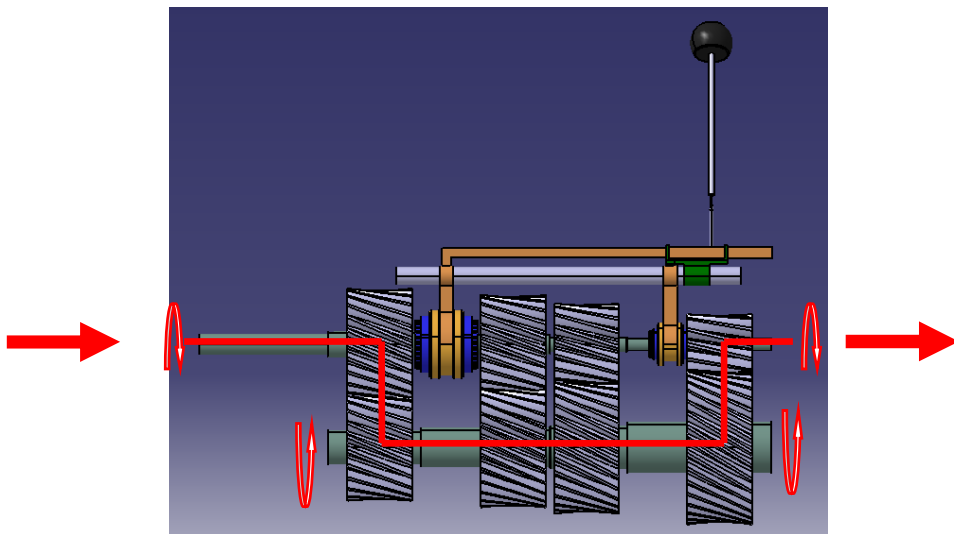
- R1: Rueda de primera marcha
- R2: Rueda de segunda marcha
- R3: Rueda de tercera marcha
- R4: Rueda de cuarta marcha

1.6.5.- Configuración de las marchas:

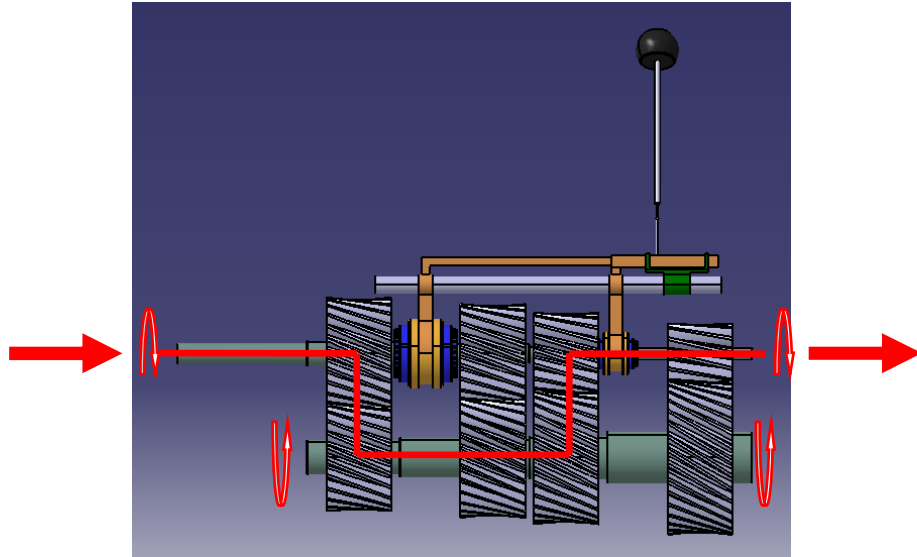
El esquema del movimiento queda de la siguiente manera:

Tabla 1.4 Transmisión del movimiento en cada marcha

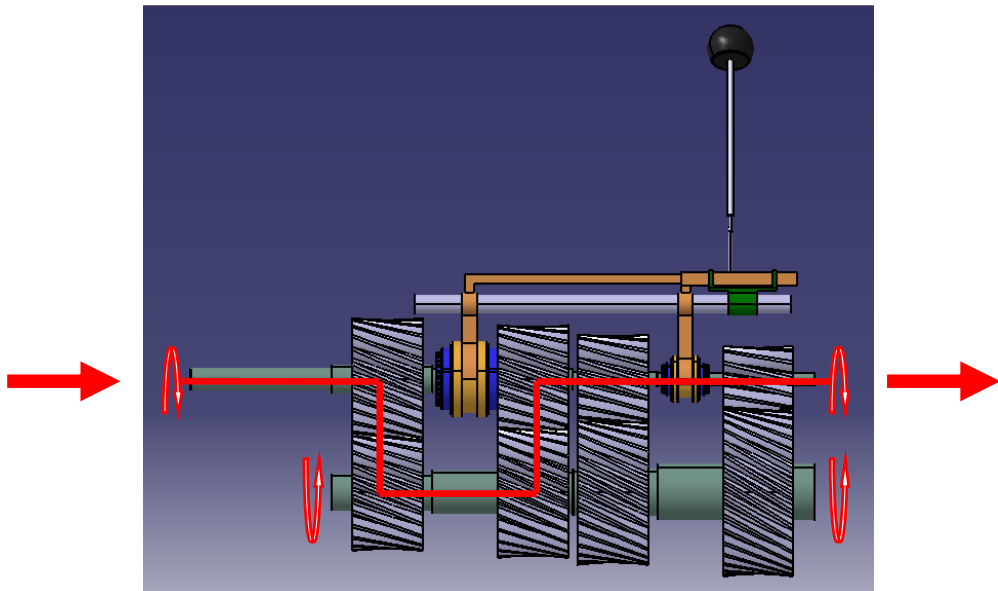
Marcha	Transmisión de movimiento
I	P1 → R1
II	P2 → R2
III	P3 → R3
IV	P4 → R4



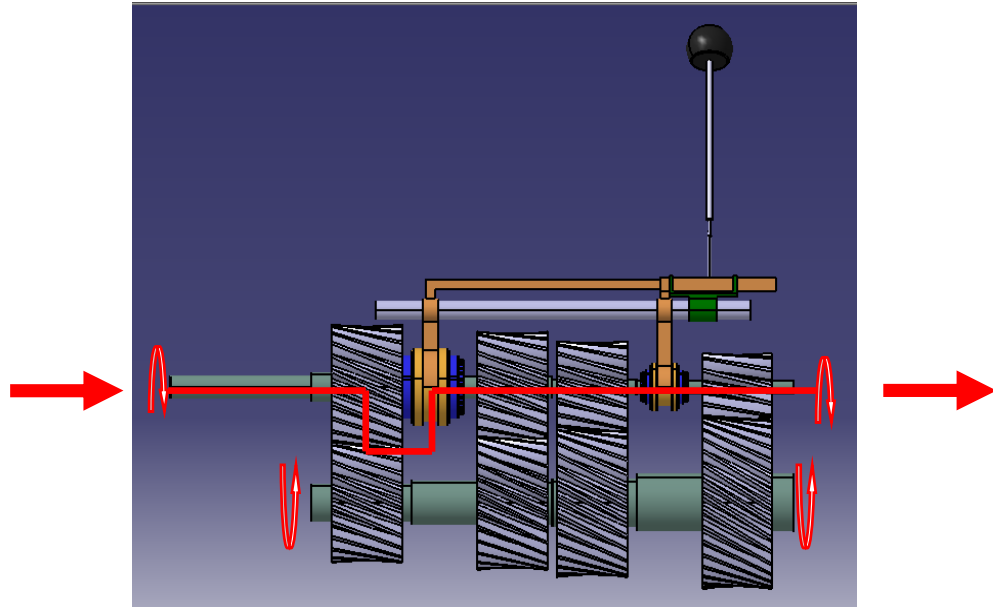
V1



V2



V3



V4

Imagen.1.28 Esquemas de flujo de par para las diferentes marchas engranadas

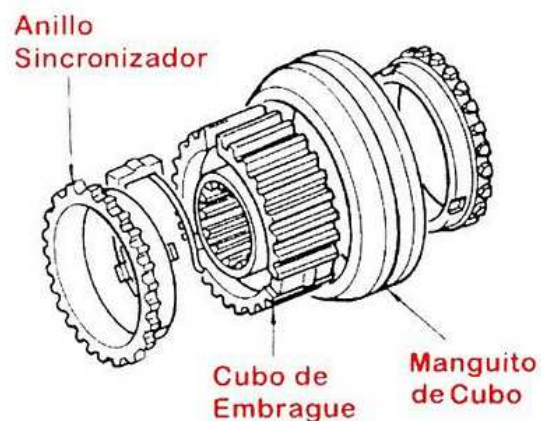
1.6.6.- Movimiento de los ejes:

A continuación, se explicará brevemente el sentido de giro de los ejes.

- Árbol primario: sentido de giro anti horario
- Árbol secundario: sentido de giro horario

1.6.7.- Mecanismos de sincronización:

Para el correspondiente engrane de las relaciones de transmisión, son necesarios los elementos de sincronización, llamados sincronizadores.



Mecanismo Sincronizado

Imagen 1.29 Sincronizador

Los sincronizadores están compuestos por dos cuerpos:

- El cuerpo principal: Este cuerpo irá montado directamente sobre el eje, girando solidariamente con él, pudiendo desplazarse lateralmente. En él se alojarán los fiadores de bolas y sobre él se deslizará el cuerpo secundario.
- El cuerpo secundario: Este cuerpo irá montado sobre el cuerpo principal, girando solidariamente con él. Podrá deslizarse lateralmente, accionado por el mecanismo selector, engranando con el sincronizador del engranaje, y quedando bloqueado en su nueva posición por el fiador de bola.

Mediante la palanca del selector (ubicada en el habitáculo) se acciona un timón vertical, que a su vez selecciona y acciona las horquillas. El timón es una barra de acero posicionada verticalmente, equipada con levas a lo largo de su eje longitudinal y desfasado de los seguidores de las horquillas. Cuando la palanca de selección se mueve a izquierda y derecha, el timón se desplaza arriba y abajo, haciendo coincidir sus levas con los seguidores de la horquilla del grupo sincronizador que se desea engranar. Al accionar la palanca adelante y atrás, el timón se mueve rotacionalmente, desplazando el seguidor de la horquilla, que mueve la corona del sincronizador hacia la marcha que se desea engranar.

Cuando la horquilla arrastra la corona, una bola alojada en el anillo del sincronizador y accionada por un muelle helicoidal ubicada en un taladro practicado sobre la corona hace que el anillo se desplace con él, haciéndolo rozar con el sincronizador del engranaje que se desea acoplar. En cuanto ambos elementos giran a la misma velocidad, la bola se desplaza hacia el interior del anillo y permite que la corona se desplace a lo largo del anillo para engranar con el sincronizador del engranaje. En esta posición la bola tiende a hacer que el anillo permanezca pegado al engranaje, gracias a un ranurado practicado en la cara interior de la corona, gracias a la acción del muelle. En esta posición, la corona permanece en su sitio bloqueada por la horquilla, que es bloqueada a su vez por el timón.

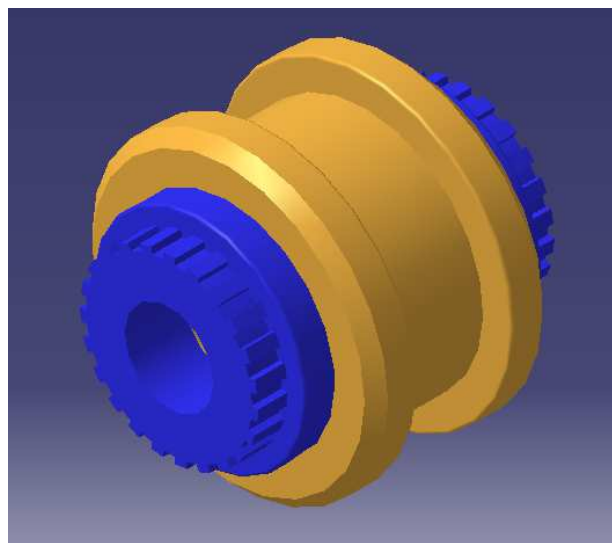


Imagen 1.30 Sincronizador diseñado

1.6.8.- Mecanismo selector:

El mecanismo selector de marcha será accionado por un único eje vertical, que atravesará el conjunto de caja de cambios y accionará las horquillas, impidiendo así que se engranen dos marchas simultáneamente.

Este mecanismo, no se estudia en el presente proyecto, únicamente se diseñará para su apreciación en el conjunto.

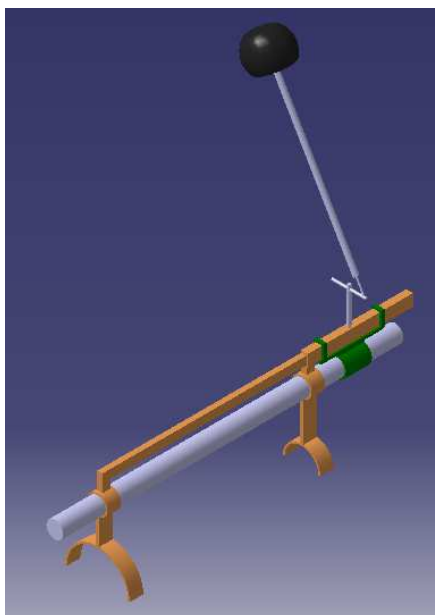


Imagen 1.31 Esquema del mecanismo selector

1.6.9.- Componentes principales del Kart:

En este apartado se va a realizar una descripción de los principales componentes de un Kart. Las partes principales de un Kart se resumen en la siguiente imagen:

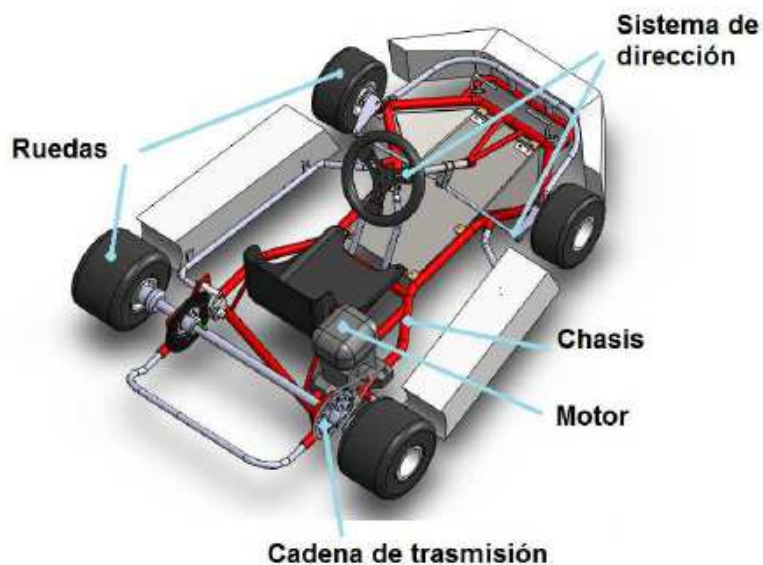


Imagen 1.32 Conjunto Kart

1.6.9.1.- Chasis:

El chasis es la estructura del conjunto del Kart que ensambla las partes mecánicas y la carrocería, comprendida cualquier pieza solidaria de dicha estructura. Está formado por un conjunto de tubos de acero soldado, no atornillado, formando una estructura rígida.

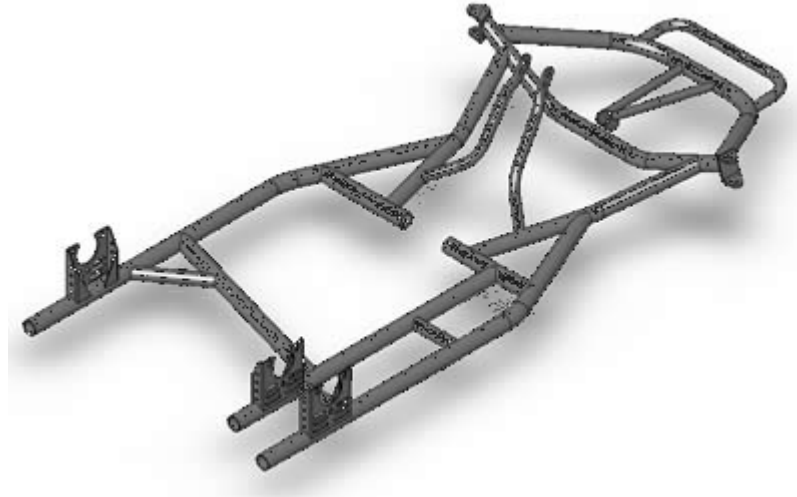


Imagen 1.33 Chasis Kart

Los chasis de kart están clasificados en los Estados Unidos como “Open”, “Caged”, “Straight” y “Offset”. Los chasis aprobados por la CIK-FIA son “Straight” y “Open”.

- Los karts de tipo Open no tienen cabina de piloto.
- Los karts de tipo Caged tienen una cabina de piloto alrededor del conductor, son más usadas en carreras dirt.
- En los karts de tipo Straight el piloto se sienta en el centro del kart, son usados para carreras de Sprint.
- En los karts de tipo Offset el piloto se sienta a la izquierda del kart, son usados para carreras de velocidad en las que solo se gira a la izquierda.

La manera en la que el chasis está construido tiene una gran importancia. La rigidez de los chasis permite diferentes características de manejo dependiendo de las circunstancias en las que se conduce. Idealmente, el chasis debe ser ligero para permitir mejor manejo, pero por otra parte también debe ser suficientemente fuerte para soportar el kart entero y las fuerzas a las que está sometido.

Antiguamente eran usados marcos rígidos para construir karts. Consistían en unas barras cortas que se cruzaban unas con otras, y a menudo se rompían. Esto ocurría porque los karts no tenían tracción en el neumático derecho o suspensión para reducir los golpes a los que estaba sometido el kart en la aceleración, en las curvas y en la frenada.

El hecho de tener una errónea tracción en los neumáticos traseros significa que el kart tiene el peso incorrecto o está mal equilibrado. Por tanto se deduce que el chasis utilizado tiene un fuerte impacto en el manejo del kart.

Los karts más recientes tienden a utilizar barras más largas para el chasis, lo cual ofrece una mayor flexibilidad y permite moverse mejor en una gran variedad de terrenos, especialmente durante los giros. La mejor combinación para un kart es aquella que permite una gran tracción y es flexible. Como norma general, los circuitos más exigentes requieren un chasis más flexible, y viceversa en los circuitos menos exigentes.

El diseño juega un papel importante en la forma de trabajo del chasis. Si los raíles traseros no son suficientemente anchos, habrá menos deslizamiento. Esto se refiere a lo bien que el kart se fija a la pista sin patinar o deslizarse. Unos raíles traseros más anchos hacen que sea menos probable que el kart vuelque debido a que tiene más estabilidad.

1.6.9.2.- Sistema de dirección:

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el piloto.

Este es un ejemplo de sub-ensamblaje formado por: Volante, sujeción de volante, silent block, columna de dirección y varillas de dirección, además de los tornillos para fijarlos.

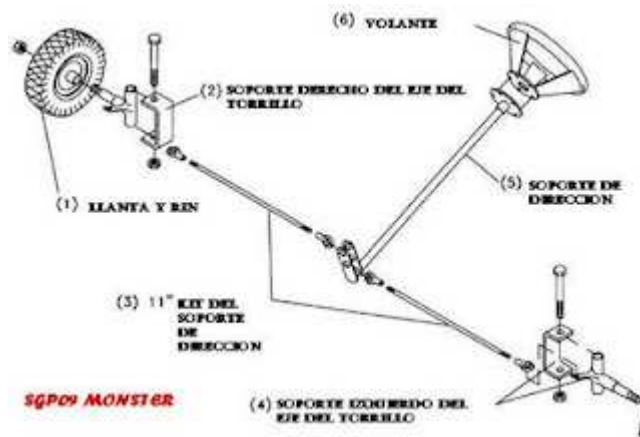


Imagen 1.34 Conjunto sistema de dirección

Siendo la dirección uno de los órganos más importantes en el vehículo junto con el sistema de frenos, ya que de estos elementos depende la seguridad de las personas; debe reunir una serie de cualidades que proporcionan al conductor, la seguridad y comodidad necesaria en la conducción. Estas cualidades son las siguientes:

- Seguridad:

Depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del mantenimiento adecuado.

- **Suavidad:**

Se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada (en caso de que exista), y un perfecto engrase. La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar un neumático inadecuado o mal inflado, por un ángulo de avance o de salida exagerados, por carga excesiva sobre las ruedas directrices, por estar el eje o el chasis deformado.

- **Precisión:**

Se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ataque (mal reglaje) o inadecuada desmultiplicación, la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, la dirección y el vehículo siguen una trayectoria imprecisa. La falta de precisión puede ser debida a las siguientes causas:

- Por excesivo juego en los órganos de dirección.

- Por alabeo de las ruedas, que implica una modificación periódica en las cotas de reglaje y que no debe de exceder de 2 a 3 mm.

- Por un desgaste desigual en los neumáticos (falso redondeo), que hace ascender a la mangueta en cada vuelta, modificando por tanto las cotas de reglaje.

- El desequilibrio de las ruedas, que es el principal causante del shimmy, consiste en una serie de movimientos oscilantes de las ruedas alrededor de su eje, que se transmite a la dirección, produciendo reacciones de vibración en el volante.

- Por la presión inadecuada en los neumáticos, que modifica las cotas de reglaje y que si no es igual en las dos ruedas, hace que el vehículo se desvíe a un lado.

- **Irreversibilidad:**

Consiste en que el volante debe mandar el giro a las ruedas pero, por el contrario, las oscilaciones que toman éstas, debido a las incidencias del terreno, no deben ser transmitidas al volante.

Cuando se habla del sistema de dirección es necesario tener en cuenta conceptos como convergencia y divergencia, ángulos de caída, ángulo de salida y ángulo de avance.

1.6.9.3.- Ruedas:

La rueda está definida por la llanta con el neumático, que sirve para la dirección y/o propulsión del prototipo. Estas son algunas características fundamentales:

- El número de ruedas se establece en 4, dos delanteros y dos traseros, así como el número de neumáticos.

- Solo los neumáticos pueden entrar en contacto con el suelo cuando el piloto esté a bordo.
- Las ruedas y neumáticos de un prototipo semejante un Kart son mucho más pequeñas (5 libras \approx 2,268 Kg) que las usadas en un coche normal.
- Las llantas están hechas de aleaciones de magnesio o de aluminio.
- Las ruedas pueden llegar a soportar fuerzas en las curvas mayores a 20 m/s^2 , dependiendo del chasis, del motor y de su configuración.

La elección del tipo de ruedas es uno de los temas que suscita más controversia.

Neumáticos más blandos o más duros, según temperatura, la abrasión de la pista, la duración de la carrera, etc. Otro de los temas espinosos que suscita más controversia, es si son mejores los compuestos más blandos o más duros, dependiendo de las condiciones meteorológicas y las características de la carrera. Para este prototipo, se ha elegido la marca de neumáticos SAVA.

La construcción y el diseño de los neumáticos de kart SAVA proporcionan un magnífico agarre y unas óptimas características de conducción. Los neumáticos Sava SRA, SRB y SRL racing para kart han sido desarrollados para competición, desde la base hasta la alta competición, para campeonatos de resistencia e incluso para aquellos que disfrutan del kart como hobby.



Imagen 1.35 Ruedas SAVA

Neumáticos Racing:

SRW: Neumático racing para mojado:

- Adecuado para superficies mojadas
- Compuesto muy blando para un excelente agarre
- Para competición en campeonatos nacionales y copas

SRB: Neumáticos racing blandos:

- Adecuado para temperaturas cálidas y superficies no lisas
- Muy buen agarre
- Mayor duración y sólida conducción
- Excelente relación precio-calidad
- Para competición en campeonatos nacionales, copas, carreras sociales

SRL: Neumáticos racing enduro:

- Adecuado para competición tanto indoor como outdoor

- Buen agarre, varias horas de duración en carrera
- Para campeonatos enduro y sociales

Medidas de los neumáticos:

Para este proyecto, como se calculó con anterioridad las relaciones de velocidades más adecuadas, ya se eligió el tamaño de neumático más recomendado. El neumático seleccionado tiene las siguientes dimensiones:

Tabla I.3. Dimensiones neumático

llanta dia. Pouces	Orden numero	Medida	Compuesto	Banda dibujo	Llanta	E.T.R.T.O. medida ntc.				Max. Pres. Inflado bar
						Banda		En uso		
						Seccion lateral. ancho	Diam. total	Ancho totale	Diam. total	
						mm	mm	mm	mm	
NEUMÁTICO KART										
5	82117	10x4.50-5	SRH	Kart 2	4,50	133	264	135	280	4
	85361	10x4.50-5	SRE	Kart 2	4,50	133	264	135	280	4
	85237	10x4.50-5	SRC	Kart 2	4,50	133	264	135	280	4
	528076	10x4.50-5	SRL	Kart 3	4,50	132	262	135	280	4
	528207	10x4.50-5	SRB	Kart 3	4,50	132	262	135	280	4
	527409	10x4.50-5	SRA	Kart 3	4,50	132	262	135	280	4
	81154	11x6.00-5	SRE	Kart 1	6,00	184	282	195	300	4
	80506	11x6.00-5	SRC	Kart 1	6,00	184	282	195	300	4
	82119	11x7.10-5	SRH	Kart 1	8,00	206	282	215	300	4
	81166	11x7.10-5	SRE	Kart 1	8,00	206	282	215	300	4
	80505	11x7.10-5	SRC	Kart 1	8,00	206	282	215	300	4
	528077	11x7.10-5	SRL	Kart 3	8,00	210	278	215	300	4
	528202	11x7.10-5	SRB	Kart 3	8,00	210	278	215	300	4
	527408	11x7.10-5	SRA	Kart 3	8,00	210	278	215	300	4
	82620	10x4.00-5	SRW	Rainkart	4,00	125	250	135	280	4
	82651	11x6.00-5	SRW	Rainkart	6,00	180	270	195	300	4

El neumático seleccionado es el: **11x7.10-5**

1.6.9.4.- Motor:

Por motor se entiende al conjunto motopropulsor del vehículo en estado de marcha, comprendiendo un bloque de cilindros, cárteres, eventualmente caja de velocidades, un sistema de encendido, uno o varios carburadores (no posee sistema de inyección) y un tubo de escape (silencioso).

Las partes más importantes en el motor de un kart son: el sistema de admisión, el carburador, la bujía y el escape.

En este caso el motor utilizado es un motor de una Honda CBR 600F, que tiene las siguientes características:

Tabla I.4. Especificaciones técnicas motor

Ficha Tecnica

Marca:	Honda
Modelo:	CBR 600 F(1)L
Estilo:	Sport
Año:	1990
MOTOR:	ENGINE
Tipo de Motor:	598 cc, Refrigerado por Liquido, 4 - Cilindros en linea, 4 Tiempos
Cilindro/Separación:	63 mm x 48 mm
Válvulas:	4 Válvulas por cilindro
Potencia:	85 hp (63.4 kW) @ 11000 rpm
Torque:	59 Nm (43.5 ft. lbs) @ 8500 rpm
TRANSMISION:	TRANSMISSION
Caja de Cambios:	6 Velocidades
Transmisión trasera:	Cadena
RUEDAS Y NEUMATICOS:	WHEELS
Neumático delantero:	110/80-17
Neumático Trasero:	130/80-17
Frenos Delanteros:	Doble disco de 276 mm con 2-Pistones Calipers
Frenos Traseros:	Monodisco de 220 mm con 1-Piston Calipers
DIMENSIONES:	DIMENSIONS
Distancia entre ejes:	1405 mm (55.3 inches)
Estanque - reserva:	16,5 l (43.6 gallon US)
Peso en seco:	182 kg (401.2 pounds)
:	4053



Imagen 1.36 Motor Honda CBR

1.6.9.5.- Cadena de transmisión:

La cadena de transmisión es la encargada de transmitir el par desde el motor hasta las ruedas del vehículo. Los elementos de la transmisión son responsables en gran parte del comportamiento del vehículo, es decir, de sus prestaciones.



Imagen 1.37 Cadena de transmisión

En los karts la cadena de transmisión está compuesta por el cigüeñal, el embrague, el conjunto piñón corona y el eje trasero.

1.6.10.- Otros componentes:

Los siguientes apartados, tienen como objetivo el diseño de manera únicamente conceptual de los componentes del prototipo. Se hará una explicación teórica y funcional de los componentes elegidos, así como los factores importantes a tener en cuenta en cada uno de ellos.

1.6.10.1.- Sistema de frenos:

El freno es el órgano del dispositivo de frenado donde se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del Kart. El sistema de frenado lo constituyen una serie de elementos cuya función es:

- Reducir la velocidad del vehículo
- Permitir la detención total del vehículo
- Mantener el vehículo parado

Es de vital importancia una alta fiabilidad debido a su relación directa con la seguridad del vehículo. Para cumplir estos papeles, existen 4 tipos de sistemas de frenado:

- De fricción:

Las fuerzas se producen por el rozamiento de dos piezas pertenecientes al mismo vehículo, ambas en movimiento relativo pero contacto entre sí.

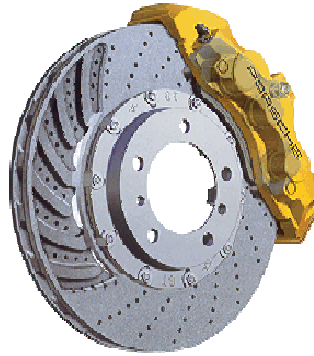


Imagen 1.38 Freno de fricción

- Eléctrico:

Las fuerzas se producen por acción electromagnética entre dos elementos del vehículo en movimiento relativo pero sin contacto entre sí.



Imagen 1.39 Freno eléctrico

- Hidráulico:

Las fuerzas se producen por la acción de un líquido situado entre dos elementos del vehículo en movimiento relativo.

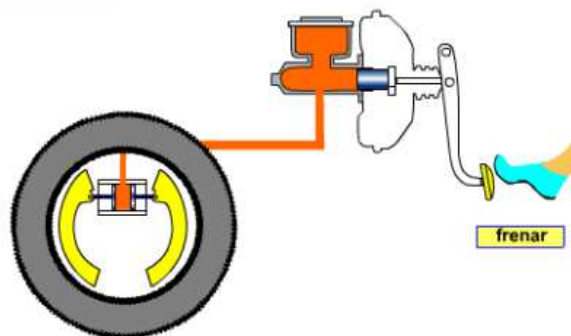


Imagen 1.40 Esquema freno hidráulico

- De motor:

Las fuerzas proceden de un aumento controlado de la acción de frenado del motor que se transmite a las ruedas.

El sistema de frenado seleccionado para este Kart es un sistema de frenos “Intrepid”.

Es un sistema de frenos R1-R2, con el kit de freno radial. Como se puede apreciar en la imagen (1.33), se trata de un sistema de freno radial, totalmente rediseñado, con el portadiscos en el centro (para evitar torsiones indeseadas en el disco), pinza radial, etc.



Imagen 1.41 Sistema de frenado seleccionado

Otra ventaja es que compartirán el tipo de pinza, tanto KF, como KZ, al igual que las pastillas de frenos. El rediseño del sistema de frenos, también ha cambiado los rodamientos, con unos rodamientos más pequeños, en línea con otras marcas del mercado. La pinza es totalmente monoblock, y no dos partes que suele ser lo más habitual. Un sistema de amarre de varios puntos al porta rodamientos.

1.6.10.2.- Sistema de refrigeración:

El sistema de refrigeración de un Kart tiene la función, por un lado, de eliminar el calor, y por otro, mantenerlo a la temperatura ideal para que los lubricantes no pierdan sus características. También es el encargado de mantener la temperatura óptima en todo momento y circunstancia de funcionamiento, sin importar si la temperatura ambiental es alta o baja.

Hay dos tipos de sistemas para refrigerar nuestro vehículo: Por aire y por líquido (que puede ser agua o cualquier líquido especial).

Sistema por aire:

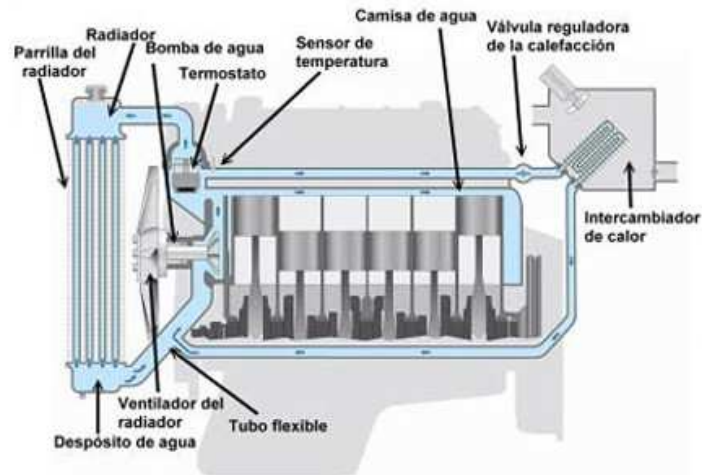


Imagen 1.42 Sistema por aire

El sistema por aire es muy utilizado en motores de motocicleta y algunos coches. Estos motores además tienen un radiador de aceite, que también recibe aire. Con ello se garantiza un manejo óptimo y eficiente de la temperatura, siempre y cuando el radiador de aceite esté limpio, ya que si esto no es así el problema de recalentamiento será muy grave. La presencia y buen funcionamiento del ventilador es fundamental, porque esta clase de motores requieren 4000 veces más aire que el volumen de agua necesaria para enfriar un motor similar dotado de sistema de enfriamiento líquido. En tiempo frío y cuando se enciende el motor, el sistema cuenta con un sistema termostático, que restringe el flujo de aire fresco, hasta que el propulsor alcanza la temperatura óptima de funcionamiento.

Sistema líquido:

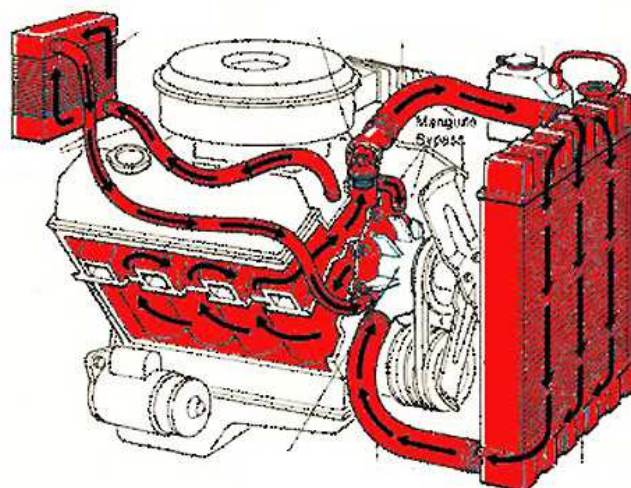


Imagen 1.43 Sistema líquido

En la refrigeración líquida, nos encontramos con:

- La bomba de agua: que es la encargada de que el líquido refrigerante circule por el circuito de refrigeración.

- El vaso de expansión: que contiene el anticongelante, los aditivos y líquido refrigerante.
- El termostato: es el encargado de mantener la temperatura en los márgenes adecuados, regulando el paso del refrigerante al radiador.
- El radiador: donde se enfría el líquido caliente proveniente del motor.
- El ventilador: es el que envía una corriente de aire al radiador para que cumpla mejor su función de enfriamiento.

El sistema de refrigeración por líquido (puede ser de agua o cualquier líquido especial) es muy popular y se utiliza en la mayoría de los motores modernos. Este proceso es conocido como el sistema de “Termo-Sifón”, e incorpora una bomba dentro del sistema para bombear agua alrededor y enfriar el motor.

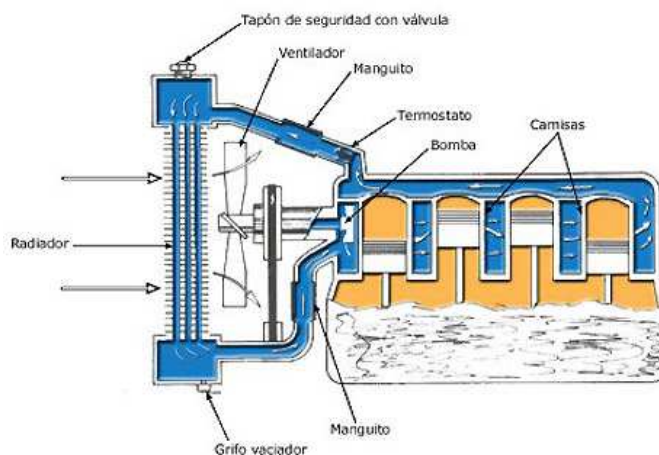


Imagen 1.44 Sistema Termo-Sifón

Siempre hay que mantener el termostato instalado sea cual sea el clima de operación, y que el motor tenga la proporción correcta de agua y líquido refrigerante siempre. Además hay que asegurar que la parte frontal del radiador esté libre de cualquier material para permitir el buen flujo de aire, y que la correa de transmisión para el ventilador esté en buen estado y se cambie regularmente.

En el presente proyecto, el sistema de refrigeración utilizado es el de líquido, por las ventajas que aporta.



Imagen 1.45 Kart con sistema de refrigeración

1.8.- Resultado final y valoración personal:

En este apartado se tiene como objeto la visión de manera gráfica de los resultados obtenidos en el diseño de la caja de cambios.

Se podrán observar una imagen de la caja de cambios diseñada y como quedaría este conjunto montado en el ensamblaje de un kart.

Como conclusión, se podría decir que se ha conseguido alcanzar los objetivos marcados. Se ha calculado y diseñado una caja de cambios manual completa con un embrague monodisco.

A continuación se podrá observar el ensamblado del embrague y de la caja de cambios. Esta caja de cambios, es una caja manual de cuatro marchas hacia adelante. Los motivos por los cuales se optó por este tipo de caja de cambios y de embrague son explicados en apartados anteriores de la memoria.

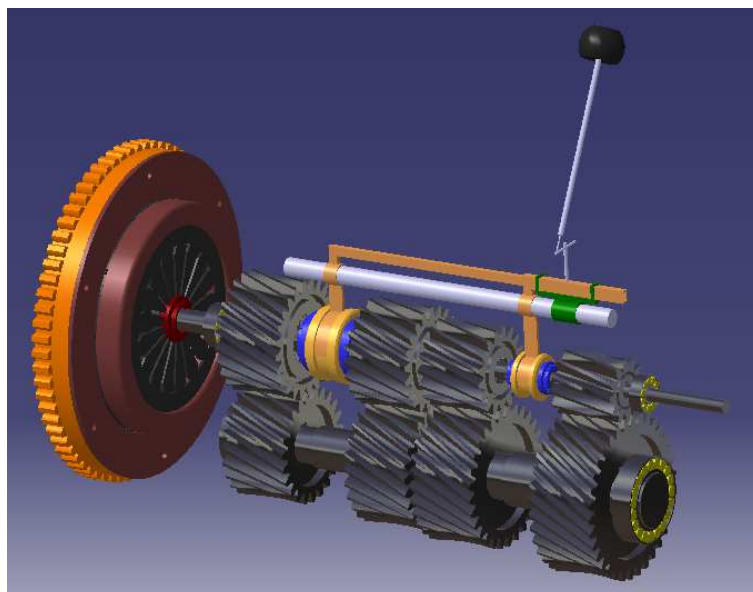


Imagen 1.46 Diseño final

Como valoración personal del presente proyecto, he obtenido conocimientos de cómo trabaja una caja de cambios manual. He comprendido el sistema de embrague y la disposición y análisis de los diferentes componentes de la caja de cambios para el funcionamiento de la misma.

A parte de entender el funcionamiento teórico del embrague y de una caja de cambios, también he aprendido a asociar y desarrollar lo estudiado en diferentes asignaturas de la carrera como automoción, diseño de máquinas, mecánica, elasticidad y resistencia de materiales, tecnología mecánica..., es decir la gran mayoría de las asignaturas impartidas durante los tres cursos de la carrera. Otro punto importante del proyecto ha sido el de comprender como utilizar bibliografía técnica para poder desarrollarlo al máximo, obteniendo información extra como teoría y fórmulas.

Y para finalizar, por supuesto, he adquirido conocimientos para realizar un proyecto de ingeniería, aprendiendo a desarrollar una memoria, a realizar cálculos, a utilizar programas de diseño y a estructurar un proyecto para su posterior desarrollo.

Finalmente se puede observar en la siguiente imagen el conjunto de un kart habiendo integrado la caja de cambios y el embrague diseñado en un chasis con su correspondiente transmisión secundaria movida por un piñón, corona y cadena diseñada por Xabier Lezaun, así como todos los componentes que forman el kart elegidos con anterioridad.





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

CÁLCULOS

Ander Ayesa Perez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

Índice de cálculos

1.CÁLCULOS	6
1.1. Cálculo del embrague.....	6
1.1.1. Dimensionado del embrague	6
1.1.2. Cálculo de los niveles del embrague	9
1.1.2.1. Carga de aplastamiento	10
1.1.2.2. Cálculo del diámetro del alambre	10
1.1.2.3. Número de espiras y cálculo de la longitud del muelle bajo carga ..	11
1.1.2.4. Energía necesaria para el desembrague	12
1.2. Caja de cambios.....	16
1.2.1. Determinación de la caja de cambios	16
1.2.2. Análisis de la caja de cambios	17
1.2.2.1. Cálculo de la velocidad máxima en todas sus velocidades	18
1.2.2.2. Cálculo de la velocidad en todas sus reducciones, cuando el motor funciona con su par máximo	19
1.2.2.3. Cálculo de la aceleración propulsiva correspondiente a cada velocidad máxima del Kart	19
1.2.2.4. Cálculo de la aceleración propulsiva para cada velocidad, cuando el motor funciona con su par máximo.....	19
1.2.2.5. Representación del diagrama de velocidades.....	20
1.2.3. Análisis de los engranajes de la caja de cambios	24
1.2.3.1. Cálculos de diseño.....	25
1.2.3.1.1. Dimensionado de piñones y ruedas	25
1.2.3.1.2. Cálculo de esfuerzos en los dientes	28
1.2.3.1.3. Cálculo del esfuerzo por flexión en el diente	31
1.2.3.1.4. Cálculo del esfuerzo de fatiga en los dientes.....	34
1.2.3.1.5. Cálculo de la tensión de trabajo.....	36
1.2.3.1.6. Cálculo de la tensión admisible según la norma AGMA	40
1.2.3.1.7. Cálculo de la tensión superficial según la norma AGMA....	42
1.2.3.1.8. Cálculo de la tensión de contacto de trabajo según la norma AGMA	44

1.2.3.1.9.	Cálculo de la tensión de contacto admisible según la norma AGMA	48
1.2.4.	Análisis de los ejes de la caja de cambios	51
1.2.4.1.	Esfuerzos producidos en los ejes	51
1.2.4.2.	Momentos producidos en los ejes	52
1.2.4.3.	Tensiones producidos en los ejes	55
1.2.4.4.	Material de fabricación de los ejes	58
1.2.4.5.	Cálculo de la vida útil de los ejes	67
1.2.4.6.	Criterio de Goodman	69
1.2.4.7.	Fluencia	71
1.2.5.	Uniones y elementos de fijación	72
1.2.5.1.	Chavetas	73
1.2.5.2.	Rodamientos	79
1.2.5.2.1.	Vida útil de los rodamientos	79
1.2.5.2.2.	Proceso de selección	80
1.2.5.2.3.	Recomendaciones de duración	81
1.2.5.2.4.	Factor de carga	82
1.2.5.2.5.	Rodamientos de soporte	82
1.2.5.3.	Lubricante	89
1.2.5.4.	Retenes	91
1.2.5.5.	Acabado del eje	92
1.2.5.5.1.	Rugosidad superficial	92
1.2.5.5.2.	Dureza superficial	93
1.2.5.5.3.	Redondez	93
1.2.5.5.4.	Tolerancias del diámetro de eje y alojamiento	93
1.2.5.5.5.	Acabado superficial del alojamiento	95
1.3.	Verificación de la resistencia de la caja	96
1.3.1.	Análisis de la caja	97
1.3.1.1.	Tensiones creadas	101
1.3.1.2.	Equivalente de Von Mises	102
1.3.1.3.	Tensión máxima	102
1.3.1.4.	Desplazamiento	103
1.3.1.5.	Deformación	103

1.4. Resultado final 104

1.- Cálculos

En el siguiente apartado, se explicarán aquellos cálculos necesarios para el cálculo y diseño de la transmisión de un Kart, para comprobar si éste es capaz o no de soportar las situaciones extremas de cada componente.

En primer lugar, se realizará un cálculo a mano de los diferentes componentes de la transmisión, en este caso del embrague y de la caja de cambios, que posteriormente se verificarán mediante el programa de cálculo de elementos finitos MARC-MENTAT.

1.1.- Cálculo del embrague:

Como bien se ha explicado anteriormente, el embrague seleccionado para este Kart, para cumplir la normativa CIK-FIA, es un embrague monodisco.

1.1.1.- Dimensionado del embrague:

Un embrague vendrá designado por los siguientes parámetros:

D_e = Diámetro exterior del disco

D_i = Diámetro interior del disco

R_e = Radio exterior del disco

R_i = Radio interior del disco

R' = Radio eficaz del disco

λ = Coeficiente de proporcionalidad

f = Coeficiente de rozamiento

S = Área total de las superficies de rozamiento

N = Fuerza normal que actúa sobre el disco (carga total de los muelles que lo comprimen)

p = Presión específica que actúa sobre cada una de las superficies de rozamiento

F = Fuerza de rozamiento

M_1 = Par transmisible por el total de las superficies de rozamiento

M = Par máximo del motor

Datos de partida que se tienen para el cálculo:

Tabla 2.1 Datos de partida

PARAMETRO	VALOR	UNIDAD	VALOR	UNIDAD
M	6,014	Kgf·m	59	N·m
p	1,9	Kgf/Cm ²	0,01862	KN/mm ²
λ	9,5			
f	0,3			

Se ha comprobado que para que un embrague monodisco sea suave y su duración sea elevada, es necesario que su presión específica esté comprendida entre los valores de 2,3 Kgf/Cm² como máximo, y un valor mínimo de 1,4 Kgf/Cm².

Tras evaluar distintos parámetros, se ha decidido que el mejor valor para este embrague en concreto sea el de 1,9 Kgf/Cm², puesto que el valor de diámetro del forro del embrague obtenido mediante este valor de presión específica es idóneo.

Tabla 2.2 Presión específica-diámetro

p	De
1.4	46,0459184
1.5	40,1111111
1.6	35,2539063
1.7	31,2283737
1.8	27,8549383
1.9	25
2	22,5625
2.1	20,4648526
2.2	18,6466942
2.3	17,0604915

Con el diámetro exterior del forro calculado en Cm.

De una forma experimental se ha demostrado que la presión específica es inversamente proporcional a la raíz cuadrada del diámetro exterior del forro.

$$P = \lambda / \sqrt{De} \quad (1.1)$$

Ecuación en la cual λ es el coeficiente de proporcionalidad que para embragues toma el valor de 9.5. Por tanto para embragues normales:

$$De = \lambda/p = 9,5/1,9 = 25 \text{ Cm} = \mathbf{250 \text{ mm}}$$

Aunque la superficie rozante está comprendida entre el R_e y el R_i , en realidad el par transmisible M_1 no está aplicado en toda la superficie, si no en el llamado radio eficaz (R'), que vendrá determinado por la siguiente expresión:

$$R' = \frac{Re+Ri}{2} = \frac{De+Di}{4} \quad (1.2)$$

En la práctica se suele admitir que la relación Re/Ri esté comprendida entre 0,6 y 0,7. Dado que el área total de rozamiento es:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad (1.3)$$

Por lo que en este caso:

$$Di = 0.7 \cdot De = 0,7 \cdot 25 = 17,5 \text{ Cm} = \mathbf{175 \text{ mm}} \quad (1.4)$$

$$R' = (Di+De)/4 = (25+17.5)/4 = 10,625 \text{ Cm} = \mathbf{106,25 \text{ mm}}$$

$$S = 2 \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{De^2 - Di^2}{4} \right) = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{25^2 - 17.5^2}{4} \right) = 500,6925 \text{ Cm}^2 = \mathbf{50069,25 \text{ mm}^2}$$

La fuerza normal viene dada por:

$$N = \frac{1}{2} \cdot p \cdot S = \frac{1}{2} \cdot 1,9 \cdot 500,6925 = 475,66 \text{ Kgf} = \mathbf{4,7566 \text{ KN}} \quad (1.5)$$

La fuerza de rozamiento estará determinada por la ecuación:

$$F = p \cdot f \cdot S = 1,9 \cdot 0,3 \cdot 500,6925 = 285,395 \text{ Kgf} = \mathbf{2,854 \text{ KN}} \quad (1.6)$$

Ó bien por la ecuación:

$$F = 2 \cdot N \cdot f = 2 \cdot 475,66 \cdot 0,3 = 285,395 \text{ Kgf} = \mathbf{2,854 \text{ KN}} \quad (1.7)$$

Se ha comprobado que el coeficiente de rozamiento (f) de las superficies rozantes varía con las características de los materiales utilizados, así como con la temperatura. El coeficiente de rozamiento de las mejores superficies llega a alcanzar un valor de 0,3 para temperaturas de hasta 1400C°. A partir de estas temperaturas los materiales van perdiendo efectividad, pudiéndose admitir como temperatura límite de trabajo los 3000C°.

El par transmisible vendrá dado por:

$$M_1 = F \cdot R' = 285,395 \cdot 10,625 = 3032,319 \text{ Kgf}\cdot\text{Cm} = \mathbf{0,3032 \text{ KN}\cdot\text{m}} \quad (1.8)$$

Ó bien por la expresión:

$$M_1 = 2,72 \cdot p \cdot f \cdot R_e^3 = 0,34 \cdot p \cdot f \cdot D_e^3 = 0,34 \cdot 1,9 \cdot 0,3 \cdot 25^3 = 3028,125 \text{ Kgf}\cdot\text{Cm} = \mathbf{0,3028 \text{ KN}\cdot\text{m}} \quad (1.9)$$

Como el par transmisible debe tener un margen de seguridad con respecto al par máximo del motor, debido que a medida que trabaja el embrague disminuye el coeficiente de rozamiento, aparte los muelles sufren deformaciones al trabajar a altas temperaturas, por eso se suele admitir que el par transmisible sea de 1,5 veces el par máximo, por tanto:

$$M_{11} = 1,5 \cdot M = 1,5 \cdot 6,014 = 9,02114 \text{ Kgf/m} = 902,14 \text{ Kgf/Cm} = 88,5 \text{ Nm} = \mathbf{0,0885 \text{ KNm}} \quad (1.10)$$

Mediante esta ecuación, se verifica que el par transmisible por el embrague es mayor que $1,5 \cdot M$, por lo tanto las dimensiones calculadas del embrague son correctas.

$$\mathbf{3028,125 \text{ Kgf}\cdot\text{Cm} > 902,14 \text{ Kgf/Cm}$$

$$\mathbf{0,3028 \text{ KN}\cdot\text{m} > 0,0885 \text{ KN}\cdot\text{m}}$$

1.1.2.- Cálculo de los niveles del embrague:

Para permitir que el embrague mantenga el contacto con el volante del motor es necesario realizar una fuerza normal (N) a este, que ya se ha calculado con anterioridad. Para realizar esta fuerza se emplean dos tipos de resortes:

- Mediante muelles helicoidales
- Mediante diafragma elástico cónico

En este caso se ha escogido un resorte mediante muelles helicoidales.

1.1.2.1.- Carga de aplastamiento:

En los embragues accionados mediante muelles se suelen utilizar muelles helicoidales de sección transversal circular y con sus espiras en planos normales al eje de la hélice.

Siendo:

d: diámetro del muelle

D: diámetro medio del muelle

n': número de espiras

N: fuerza normal al disco

Si en un embrague disponemos a lo largo de su perímetro un número n' de muelles que actúan sobre la maza, la carga que soportará cada uno de estos muelles será de:

$$Q = N/n' \quad (1.11)$$

Puesto que la fuerza normal (N) ya se ha calculado y tomando como número de muelles del embrague el de 8, se obtiene:

$$Q = N/n' = 475,66/8 = 59,4572 \text{ Kgf} = \mathbf{0,5945 \text{ KN}}$$

Se llama carga de aplastamiento (Q_a) a aquella carga necesaria para que las espiras del muelle se junten unas con otras. Se aconseja que la carga del muelle no supere los dos tercios de la carga de aplastamiento. Por tanto:

$$Q = (2/3) \cdot Q_a \quad (1.12)$$

Luego la carga de aplastamiento de los muelles será de:

$$Q = (3/2) \cdot Q_a = (3 \cdot 59,4572) / 2 = 89,1858 \text{ Kgf} = \mathbf{0,8918 \text{ KN}}$$

1.1.2.2.- Cálculo del diámetro del alambre:

Lo más usual a la hora de fabricar los muelles es usar acero especial Mn-Si, cuyas características son las siguientes:

Tabla 2.3 Características del acero

PARAMETRO	VALOR	UNIDADES
Coefficiente de rotura (σ_r)	145	Kgf/mm ²
Límite elástico (σ_e)	130	Kgf/mm ²
Alargamiento (A)	4	
Módulo de elasticidad (E)	21000	Kgf/mm ²

El módulo de elasticidad a torsión del muelle que se toma es de:

$$G = (2/5) \cdot E = (2/5) \cdot 21000 = 8500 \text{ Kgf/mm}^2 = \mathbf{85 \text{ KN/mm}^2} \quad (1.13)$$

La fatiga a torsión admisible que se toma es de 35 a 45 Kgf/mm². En este caso se ha optado por coger $\sigma_t = 40 \text{ Kgf/mm}^2$.

Para calcular el diámetro del alambre tomamos la ecuación:

$$d = \sqrt[3]{(8 \cdot Q \cdot D / (\pi \cdot \sigma_t))} \quad (1.14)$$

En la cual:

D = Diámetro medio del muelle

Q = Carga por muelle

Sustituyendo los valores anteriormente calculados y tomando como D = 40 mm se obtiene el valor del diámetro:

$$d = \sqrt[3]{(8 \cdot Q \cdot D / (\pi \cdot \sigma_t))} = \sqrt[3]{(8 \cdot 59,4572 \cdot 40 / (\pi \cdot 40))} = \mathbf{5,3298 \text{ mm}}$$

1.1.2.3- Número de espiras y cálculo de la longitud del muelle bajo carga:

Tenemos que el hundimiento del muelle bajo una carga (Q) que en este caso para asegurar, se realizará con una carga de 100 Kg es de H = 50 mm, por lo que el número de espiras del muelle será el siguiente:

$$n = (H \cdot G \cdot d^4) / (8 \cdot Q \cdot D^3) = (50 \cdot 8500 \cdot 5,3298^4) / (8 \cdot 59,4572 \cdot 40^3) = 11,266 \text{ espiras} \quad (1.15)$$

Se escogen **12 espiras**.

La longitud del muelle bajo carga será:

$$a' = n \cdot d + (H/2) + 1 = 12 \cdot 5,3298 + (50/2) + 1 = \mathbf{89,9581 \text{ mm}} \quad (1.16)$$

Y la longitud libre del muelle de:

$$a = a' + H = 89,9581 + 50 = \mathbf{139,9581 \text{ mm}} \quad (1.17)$$



Imagen 2.1 Muelle de compresión

1.1.2.4.- Energía necesaria para el desembrague:

Dado que para que el par pueda ser transmitido por el embrague hay que aplicar una fuerza normal (N), en el momento de desembragar habrá que vencer esa fuerza. Puesto que realizar este esfuerzo directamente es difícil, se recurre en la mayoría de los casos a un sistema de palancas o a un sistema hidráulico o neumático.

Con esto se logrará que aplicando sobre el pedal de embrague una pequeña fuerza, se produzcan grandes esfuerzos sobre el plato de presión. A este conjunto se le conoce por el nombre de timonería.

El esfuerzo máximo que debe aplicarse sobre el pedal de embrague para que no aparezca fatiga en el conductor se ha establecido en 12 Kg.

Así mismo también hay que tener en cuenta que si el esfuerzo es inferior a 8 Kg puede ocurrir que al apoyar accidentalmente el pie sobre el pedal se produzcan patinajes sobre las superficies rozantes, provocando un calentamiento excesivo y un desgaste prematuro de los forros de los discos.

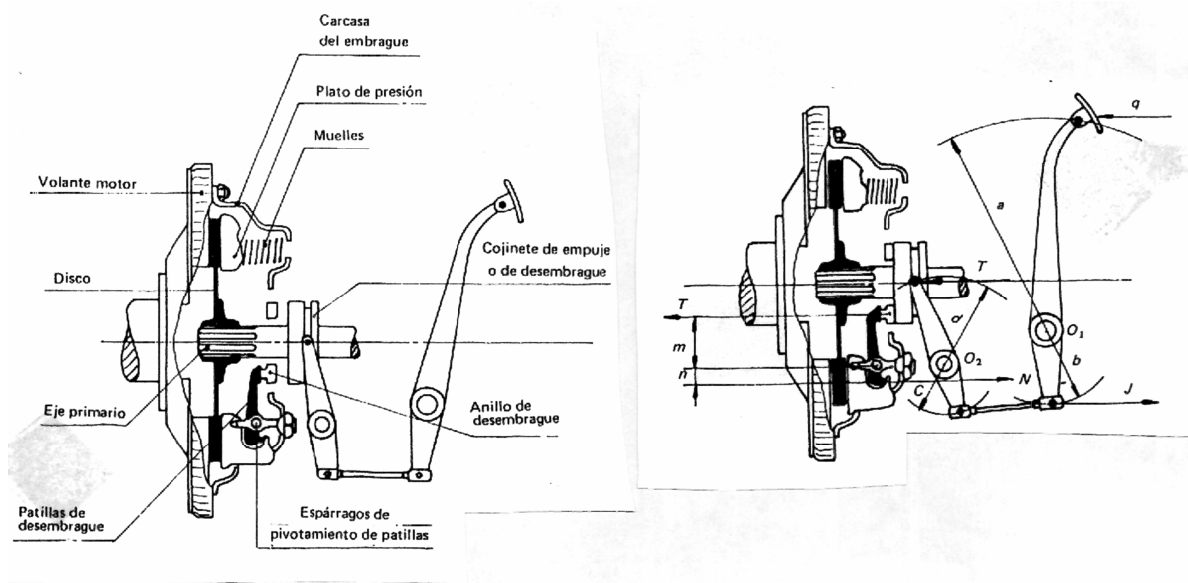


Imagen. 2.2 Funcionamiento del embrague

Para vencer la fuerza normal hay que aplicar sobre el embrague una cierta energía que depende del par transmisible por el embrague. Para facilitar la conducción, el recorrido del embrague no debe superar los 75 mm. Teniendo en cuenta este recorrido y el esfuerzo sobre el pedal, obtenemos la energía muscular máxima:

$$E = q \cdot e = 12 \cdot 75 = 900 \text{ Kg} \cdot \text{mm} = \mathbf{0,9 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (1.18)$$

Si no fuera posible conseguir desembragar con esta energía, sería necesario aplicar sobre la timonería un sistema hidráulico o neumático para amortiguar la fatiga del conductor.

Para conseguir el desembrague es necesario mover el disco, aproximadamente, entre 1,5 mm y 2,5 mm. Considerando que el diámetro exterior es de 250 mm, se establece un coeficiente de proporcionalidad de:

$$1,5 = K \cdot \sqrt{250}; \quad K=0,09487 \quad (1.19)$$

$$2,5 = K \cdot \sqrt{250}; \quad K=0,15811 \quad \text{Media, } \mathbf{K=0,1265}$$

La energía necesaria para el desembrague viene dado por:

$$E_1 = N \cdot K \cdot \sqrt{D_e} \quad (1.20)$$

Aplicando estas deducciones al embrague que se está calculando se obtienen los siguientes valores:

1. Energía necesaria para el desembrague:

$$N = 475,66 \text{ Kgf}; \quad D_e = 25 \text{ cm}$$

$$E = 475,66 \cdot 0,1265 \cdot \sqrt{25} = 300,83 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} = \mathbf{3,0083 \text{ Kgf} \cdot \text{m}}$$

2. Recorrido de trabajo del pedal de embrague:

$$q = 12 \text{ (Esfuerzo máximo sobre el pedal)}$$

$$e = E/q = 300,83 / 12 = 25,069 \text{ cm} = \mathbf{250,69 \text{ mm}} \quad (1.21)$$

3. Recorrido total del pedal:

$$e_t = e + 2,5 \text{ cm} = 25,069 + 2,5 = 27,569 \text{ cm} = \mathbf{275,69 \text{ mm}} \quad (1.22)$$

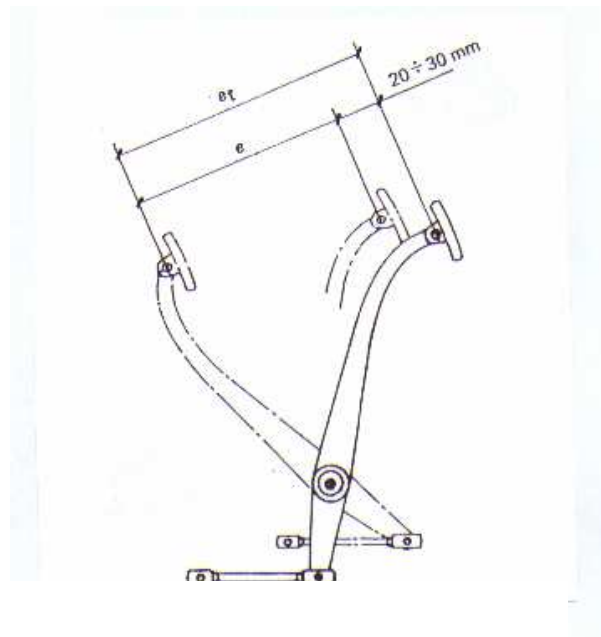


Imagen. 2.3 Recorrido del pedal

Tras haber calculado todos los datos del embrague monodisco, se dispone a dibujarlo en 3D mediante el programa de dibujo CATIA. Tras varios bocetos utilizados el elegido es el siguiente:

- Vista isométrica:

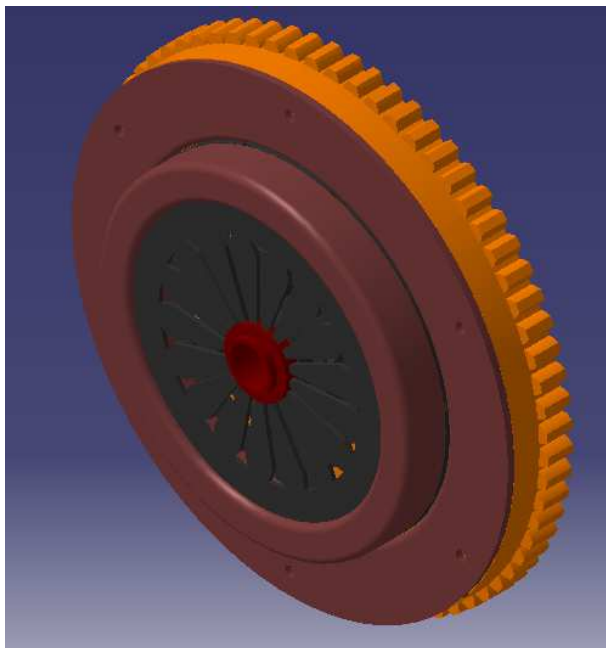


Imagen. 2.4 Vista isométrica

- Vista explosionada:

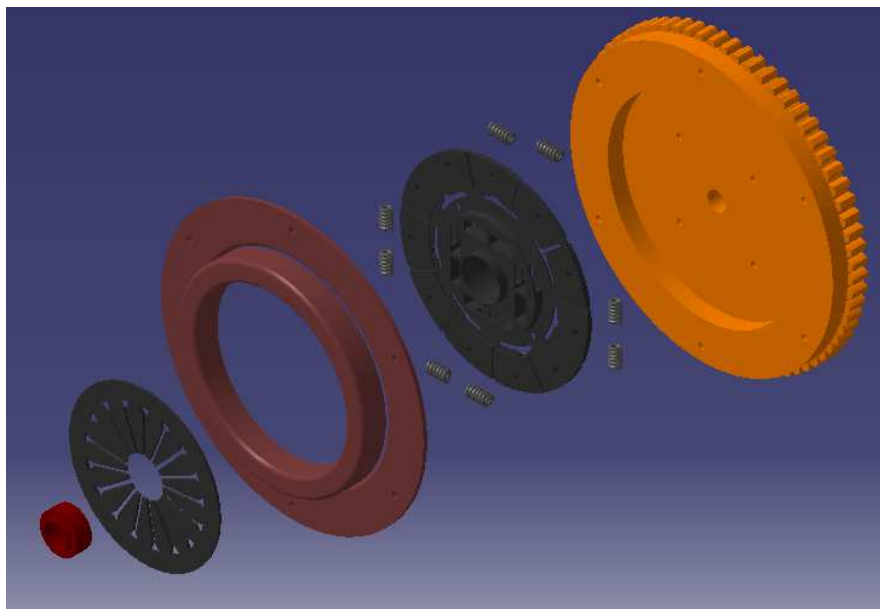


Imagen. 2.5 Vista explosionada

1.2.- Caja de cambios:

Para el cálculo de la caja de cambios, se han calculado tres cajas diferentes que están normalizadas para Karts. Dos cajas de cambios con 5 velocidades hacia adelante y una con 4 velocidades.

1.2.1.- Determinación de la caja de cambios:

Para el cálculo de las velocidades, primero se ha tenido que normalizar las tres cajas de cambios. Para ello, se ha elegido las siguientes reducciones:

Cajas homologadas:

Tabla 2.4 Cajas homologadas

MOTOR	PRIMERA	SEGUNDA	TERCERA	CUARTA	QUINTA
1	36-13 (2,769)	32-17 (1,882)	28-20 (1,400)	26-23 (1,130)	24-25 (0,960)
2	37 – 14 (2,642)	32–18 (1,777)	25–19 (1,315)	23–22 (1,045)	21–24 (0,875)
3	34-12 (2,833)	29-17 (1,706)	26-21 (1,283)	23-24 (0,958)	

Tras diversos cálculos, se ha comprobado que el Kart rinde mejor con 4 marchas que con 5, por lo que la caja homologada elegida es la tercera.

La caja de cuatro marchas, consigue una velocidad máxima parecida que las otras dos cajas en su quinta velocidad, por lo que el motor tendrá un mejor rendimiento y puesto que tiene una velocidad menos, las marchas serán más largas y el Kart será de conducción más fácil en circuito.

Para el cálculo de estas velocidades, se ha tenido en cuenta el diámetro de las ruedas, ya que estas tienen una gran relación con la velocidad conseguida.

El diámetro de las ruedas, también tienen que ser homologadas, y para ello, la normativa CIK-FIA da un intervalo de diámetros permitidos para la competición que son entre 0,25 y 0,282 metros. Tras analizar todos los casos correspondientes al diámetro de las ruedas, se ha visto que aumentando el diámetro de las ruedas en este intervalo, la velocidad máxima en cada cambio de marcha aumenta, por lo que el diámetro de rueda elegido para este Kart es de 0,28 m, así consiguiendo las siguientes velocidades:

Velocidades calculadas:

Tabla 2.5 Velocidades Kart

MOTOR	PRIMERA	SEGUNDA	TERCERA	CUARTA	QUINTA	UNIDADES
1	52,5097	77,2579	103,8567	128,6720	151,4577	Km/h
2	55,0338	81,8229	110,5699	139,1382	166,1707	Km/h
3	51,3234	85,2282	117,4470	151,7739		Km/h

1.2.2.- Análisis de la caja de cambios:

Características del Kart:

- Potencia máx.....85 C.V. a 11000 r.p.m.
- Par máx.....6,014 mKg. a 8500 r.p.m.
- Peso.....250 Kg.
- Reducción en la caja de cambios:

1^a) 1: 2,833

2^a) 1: 1,706

3^a) 1: 1,283

4^a) 1: 0,958

- Diámetro de las ruedas.....0,28 m.
- Reducción en la cadena: 1:4
- Coeficiente rodadura.....0,02
- Rendimiento de la transmisión.. 0,85

Parámetros utilizados:

V = velocidad del vehículo en Km/h.

i = pendiente superable.

D = diámetro de las ruedas en m.

n_m = r.p.m. del motor.

r_c = reducción en la caja de cambios.

r_d = reducción en la cadena.

N = potencia del motor en C.V.

ρ = rendimiento de la transmisión.

μ_r = coeficiente de rodadura.

Q = peso total del vehículo en Kg.

g = aceleración de la gravedad.

a_p = aceleración propulsiva en m/sg^2 .

a_r = deceleración en m/sg^2 .

1.2.2.1.- Cálculo de la velocidad máxima en todas sus reducciones:

La máxima velocidad se alcanza cuando la capacidad de aceleración del Kart es nula.

Para el cálculo de la velocidad máxima, se recurrirá a la siguiente fórmula:

$$V = (\pi \cdot D \cdot N \cdot r_c \cdot r_d) / 60 \text{ m/seg} = \pi \cdot D \cdot n_m \cdot r_c \cdot r_d \left(\frac{1/1000}{60/3600} \right) \text{ Km/h}$$

$$V = 0,1885 \cdot D \cdot n_m \cdot r_c \cdot r_d \tag{2.1}$$

$$V1 = 0,1885 \cdot 0,28 \cdot 11000 \cdot (1/2,833) \cdot (1/4) = \mathbf{51,3234 \text{ Km/h}}$$

$$V2 = 0,1885 \cdot 0,28 \cdot 11000 \cdot (1/1,706) \cdot (1/4) = \mathbf{85,2282 \text{ Km/h}}$$

$$V3 = 0,1885 \cdot 0,28 \cdot 11000 \cdot (1/2, 1,283)) \cdot (1/4) = \mathbf{117,4470 \text{ Km/h}}$$

$$V4 = 0,1885 \cdot 0,28 \cdot 11000 \cdot (1/0,958) \cdot (1/4) = \mathbf{151,7739 \text{ Km/h}}$$

1.2.2.2.- Cálculo de la velocidad en todas sus reducciones, cuando el motor funciona con su par máximo:

El cálculo de la velocidad con su par máximo, se calcula de la siguiente manera:

$$V' = V \cdot (\text{Par max} / n_m) \quad (2.2)$$

$$V'1 = 51,3234 \cdot 8500/11000 = \mathbf{39,65906 \text{ Km/h}}$$

$$V'2 = 85,2282 \cdot 8500/11000 = \mathbf{65,8582 \text{ Km/h}}$$

$$V'3 = 117,4470 \cdot 8500/11000 = \mathbf{90,7545 \text{ Km/h}}$$

$$V'4 = 151,7739 \cdot 8500/11000 = \mathbf{117,2798 \text{ Km/h}}$$

1.2.2.3.- Cálculo de la aceleración propulsiva correspondiente a cada velocidad máxima del Kart:

$$a_p = 14051,84 \cdot (\rho \cdot C.V.) / (r_c \cdot r_d \cdot n_m \cdot D \cdot Q) \quad (2.3)$$

$$a_{p1} = 14051,84 \cdot (0,85 \cdot 85) / ((1/2,833) \cdot (1/4) \cdot 11000 \cdot 0,28 \cdot 250) = \mathbf{14,9151 \text{ m/s}^2}$$

Aunque esta fórmula también se puede expresar de esta forma, siendo más fáciles los cálculos:

$$a_{pn} = a_{p(n-1)} \cdot (r_{c(n-1)} / r_{cn}) \quad (2.4)$$

$$a_{p2} = 14,9151 \cdot ((1/2,833) / (1/1,706)) = \mathbf{8,9817 \text{ m/s}^2}$$

$$a_{p3} = 8,9817 \cdot ((1/1,706) / (1/1,238)) = \mathbf{6,5178 \text{ m/s}^2}$$

$$a_{p4} = 6,5178 \cdot ((1/1,238) / (1/0,958)) = \mathbf{5,0436 \text{ m/s}^2}$$

1.2.2.4.- Cálculo de la aceleración propulsiva para cada velocidad, cuando el motor funciona con su par máximo:

$$a'_p = (2 \cdot \rho \cdot g \cdot M_m) / (r_c \cdot r_d \cdot D \cdot Q) \quad (2.5)$$

$$a_{p1} = (2 \cdot 0,85 \cdot 9,81 \cdot 6,014) / ((1/1,706) \cdot (1/4) \cdot 0,28 \cdot 250) = \mathbf{16,2080 \text{ m/s}^2}$$

Como en el apartado anterior, la aceleración se puede calcular de la misma forma:

$$a'_{pn} = a_{p1} \cdot (r_{c1}/r_{c2}) \quad (2.6)$$

$$a'_{p2} = 16,2080 \cdot ((1/2,833) / (1/1,706)) = \mathbf{9,7603 \text{ m/s}^2}$$

$$a'_{p3} = 9,7603 \cdot ((1/1,706) / (1/1,238)) = \mathbf{7,0828 \text{ m/s}^2}$$

$$a'_{p4} = 7,0828 \cdot ((1/1,238) / (1/0,958)) = \mathbf{5,4808 \text{ m/s}^2}$$

1.2.2.5.- Representación del diagrama de velocidades:

En este tipo de diagrama, se distribuye en abscisas la velocidad del Kart en kilómetros por hora y en ordenadas, el régimen de giro del motor en revoluciones por minuto.

Para la creación del diagrama, se utilizan las velocidades calculadas con anterioridad:

Tabla 2.6 Diagrama de velocidades

Nº de marcha	Relación	Velocidad
1ª	34/12	51,3234
2ª	29/17	85,2282
3ª	26/21	117,4470
4ª	23/24	151,7739

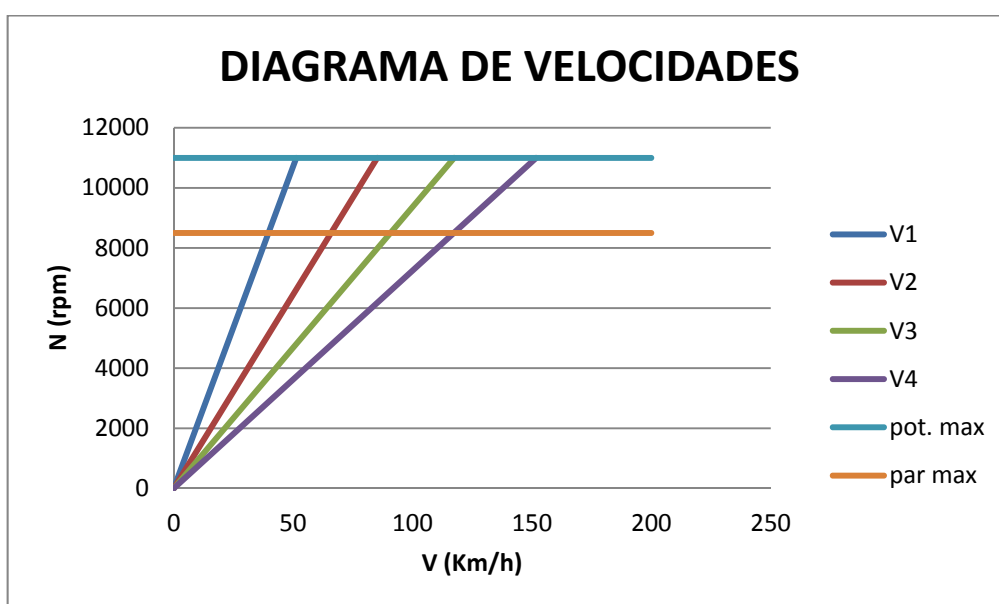


Imagen. 2.6 Diagrama de velocidades

Para aprovechar al máximo el rendimiento del carburante así como la vida del motor, el régimen de giro del motor deberá ser lo más próximo a la velocidad de régimen de par máximo (W_m). Para obtener la máxima aceleración el régimen de giro del motor deberá ser lo más próximo a la velocidad de régimen de potencia máxima (W_p). El mantener el régimen de giro del motor próximo a lo deseado mientras aumenta la velocidad del Kart se logra con una transmisión de varias velocidades.

En la gráfica se han representado las relaciones de velocidades y las correspondientes relaciones de transmisión de la caja de cambios. Si se mantiene la primera velocidad, la velocidad del motor (en función de la del Kart) está definida por la primera curva. Al cambiar a la segunda velocidad se pasa a la segunda curva, con lo cual, si la velocidad del Kart se mantiene constante, la velocidad del motor será menor.

El momento adecuado para cambiar de marcha depende de la intención del conductor. Si se desea obtener la máxima aceleración, se realizarán los cambios en las velocidades del Kart indicadas en la gráfica. Con eso se conseguirá mantener la velocidad del motor en las proximidades de la velocidad de máxima potencia y se conseguirá el régimen máximo de aceleración del Kart.

Si se desea optimizar la vida del motor y su rendimiento, el conductor deberá disminuir el régimen de giro del motor, manteniéndolo próximo al del par máximo. Para ello se deberán realizar los cambios a una velocidad del Kart algo menor.

El motor seleccionado para dar potencia al conjunto mecánico es un motor de una Honda CBR 600f del año 1987-1988 de cuatro tiempos.

Como bien se ha explicado, el motor es capaz de desarrollar una potencia máxima de 85 CV a 11000 r.p.m. y un par máximo de 6,014 Kg·m a 8500 r.p.m.

Se ha querido testar el motor en un banco de pruebas para poder saber cómo es el régimen del motor. Como para este ensayo no se ha podido disponer del banco de ensayos, se ha optado por buscar en internet un ensayo similar para así poder entender cómo funciona un motor en su máximo régimen. Este ensayo, se utiliza para poder observar el rendimiento del motor en cada revolución para así ver cuándo es idóneo el cambio de marcha sin dañar el motor.

El ensayo encontrado es un ensayo realizado a un motor de Honda CBR600RR del año 2007. Este motor es muy similar al escogido para el proyecto, por lo que se puede utilizar a modo de observación para el rendimiento del motor elegido.

A diferencia del motor de la moto Honda CBR 600f, este motor capaz de desarrollar una potencia máxima de 120 CV a 13500 r.p.m. y un par máximo de 6,6 Kg·m a 11000 r.p.m.

Los resultados obtenidos mediante este test son los siguientes:

- Marca: Honda
- Modelo CBR 600RR

- Cilindrada: 600
- Ensayo: Inercial
- Fecha: 01-04-2008
- Norma: Equivalencia SAE
- Pres. atm: 1000 mbar
- Humedad: 57,0%
- Temp. Atm: 14,0 °C

Comentario:

Tabla 2.7 Ensayo inercial

Ensayo inercial: Resultados en motor Honda CBR600RR 2007				
Régimen (rpm)	Par Motor (Nm)	Potencia (KW)	Par motor (Kgm)	Potencia (CV)
6000	0	0	0	0
6100	0	0	0	0
6200	0	0	0	0
6300	0	0	0	0
6400	0	0	0	0
6500	23,9	16,3	2,4	22
6600	48,8	33,7	5	45,8
6700	49,1	34,4	5	46,8
6800	49,5	35,2	5	47,8
6900	49,7	35,9	5,1	48,8
7000	49,8	36,5	5,1	49,5
7100	49,9	37	5,1	50,3
7200	49,9	37,6	5,1	51,1
7300	49,9	38,1	5,1	51,8
7400	49,8	38,6	5,1	52,4
7500	50	39,2	5,1	53,3
7600	50,5	40,1	5,1	54,5
7700	51	41,1	5,2	55,8
7800	51,8	42,3	5,3	57,5
7900	52,8	43,6	5,4	59,3
8000	53,9	45,1	5,5	61,3
8100	55	46,7	5,6	63,4
8200	56,1	48,2	5,7	65,5
8300	57	49,5	5,8	67,3
8400	58	50	5,9	69,3
8500	58,7	52,2	6	71
8600	59,2	53,3	6	72,4
8700	59,7	54,4	6,1	73,9
8800	60,1	55,3	6,1	75,2
8900	60,3	56,2	6,1	76,3
9000	60,5	57	6,2	77,4
9100	60,5	57,6	6,2	78,3

9200	60,5	58,2	6,2	79,9
9300	60,6	59	6,2	80,2
9400	60,7	59,7	6,2	81,2
9500	60,8	60,5	6,2	82,1
9600	61	61,3	6,2	83,3
9700	61,3	62,2	6,2	84,6
9800	61,5	63,1	6,3	85,4
9900	61,9	64,1	6,3	87,1
10000	62,3	65,2	6,3	88,6
10100	62,8	66,3	6,4	90,1
10200	63,5	67,5	6,5	92,4
10300	63,7	68,6	6,5	93,2
10400	64	69,6	6,5	94,6
10500	64,3	70,6	6,5	96
10600	64,6	71,6	6,6	97,3
10700	64,8	72,5	6,6	98,5
10800	64,8	73,2	6,6	99,5
10900	65	74,1	6,6	100,7
11000	65	74,9	6,6	101,8
11100	65,1	75,3	6,6	102,7
11200	65	76,2	6,6	103,5
11300	64,9	76,8	6,6	104,6
11400	64,8	77,3	6,6	105
11500	64,7	77,9	6,6	105,9
11600	64,5	78,3	6,6	106,4
11700	64,4	78,8	6,6	107,1
11800	64,2	79,2	6,5	107,7
11900	64	79,6	6,5	108,2
12000	63,8	80,1	6,5	108,8
12100	63,5	80,4	6,5	109,2
12200	63,2	80,7	6,4	109,7
12300	63	81,1	6,4	110,1
12400	62,6	81,2	6,4	110,4
12500	62,5	81,7	6,4	111,1
12600	62,4	82,3	6,3	111,7
12700	62,3	82,7	6,3	112,4
12800	62,1	83,2	6,3	113
12900	61,9	83,5	6,3	113,5
13000	61,7	82,9	6,3	114
13100	61,4	84,2	6,3	114,4
13200	61,2	84,5	6,2	114,8
13300	60,9	84,8	6,2	115,2
13400	60,6	85	6,2	115,4
13500	60,1	84,9	6,1	115,3
13600	59,6	84,9	6,1	115,3
13700	59,1	84,8	6	115,2

13800	58,5	84,5	6	114,8
13900	57,8	84,1	5,9	114,3
14000	57	83,5	5,8	113,5
14100	56,2	82,9	5,7	112,6
14200	55,4	82,3	5,6	111,9
14300	54,6	81,8	5,6	111,1
14400	53,9	81,2	5,5	110,4
14500	53,4	81	5,4	110,1
14600	52,9	80,8	5,4	109,8
14700	51,9	79,9	5,3	108,5
14800	48,7	75,4	5	102,4
14900	45,3	70,6	4,6	96
15000	38,9	61	4	82,9

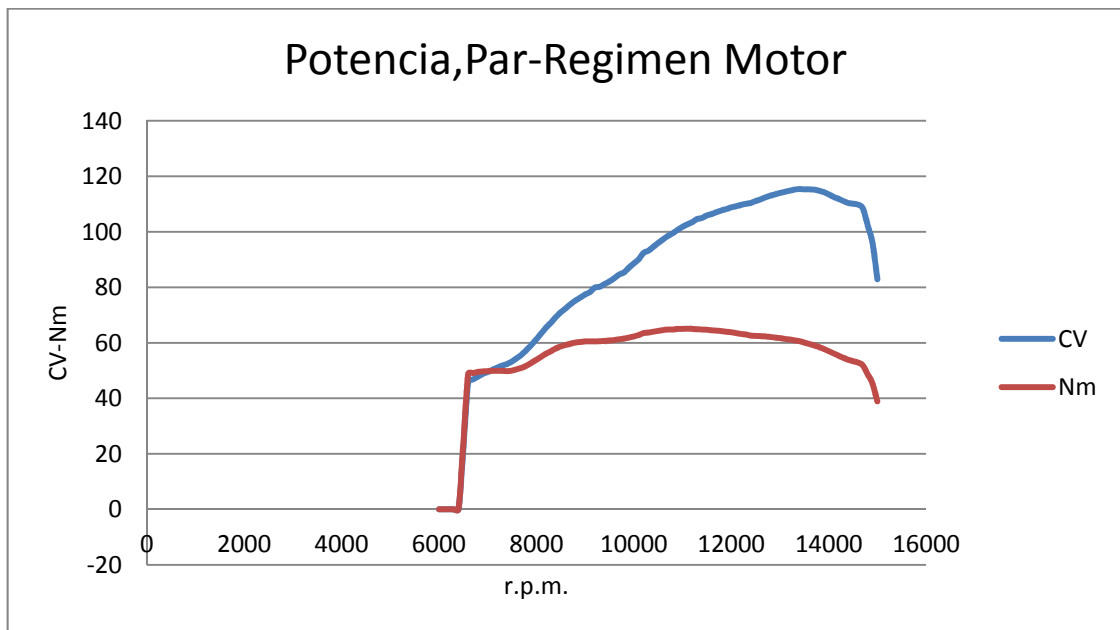


Imagen. 2.7 Grafico relación potencia, par-régimen motor

1.2.3.- Análisis de los engranajes de la caja de cambios:

Puesto que ya se ha normalizado la caja de cambios, ya se dispone del número de dientes tanto del piñón como de la rueda de cada relación.

Tabla 2.8 Relación de marchas

Nº de marcha	Relación
1 ^a	34-12
2 ^a	29-17
3 ^a	26-21
4 ^a	23-24

1.2.3.1.- Cálculos de diseño:

Con los datos que se conocen ya se puede empezar a realizar los cálculos. En primera instancia se realizará el diseño de las diferentes ruedas dentadas.

Posteriormente, con los resultados obtenidos, el dimensionado de los dientes, seleccionando el material y calculando todos los esfuerzos que deben soportar.

El dimensionado se realizará sobre el piñón, que es el elemento más débil en caso de usar el mismo material.

1.2.3.1.1.- Dimensionado de piñones y ruedas:

Se conocen el número de dientes de la rueda y del piñón puesto que están previamente normalizadas y por lo tanto para poder calcular las medidas de diámetros, alturas, anchuras... se tendrá que empezar suponiendo una distancia entre ejes, es decir la distancia entre centros de las ruedas dentadas. Se realiza una primera aproximación donde la suma de los radios de la rueda y del piñón serán 120 mm. Mediante las siguientes fórmulas se obtiene los datos de la rueda y del piñón:

$$\mu_{(1-2)} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{12}{34} = \mathbf{0,3529} \quad (2.7)$$

$$m = \frac{D_{(1-2)} \times 2 \times \cos\beta}{Z_1 + Z_2} = \frac{120 \times 2 \times \cos 30}{12 + 34} = \mathbf{4,5184} \quad (2.8)$$

Para normalizar el módulo, se suele utilizar la tabla II.1

Tabla II.1 Módulos normalizados

I	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
II	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	
III					3,25	3,75		6,5						

Normalizando el módulo mediante las tablas II.1 $\longrightarrow m_n = 5$

Una vez normalizado el módulo, se tiene que comprobar si el número de dientes escogido es el correcto o no.

$$D_{(1-2)} = R_1 + R_2 = \frac{1}{2} \times m_n \times (\mu_{(1-2)} \times Z_1 + Z_2) \longrightarrow Z_2 = \frac{D_{(1-2)} \times \frac{1}{2}}{m_n \times (1 + \mu_{(1-2)})} = \frac{120 \times 2}{5 \times (1 + 0,3529)} = \mathbf{35,478}$$

$$Z_1 = \mu_{(1-2)} \times Z_2 = 0,3529 \times 35,478 = \mathbf{12,522} \quad (2.9)$$

Donde:

- $D_{(1-2)}$, es la distancia entre ejes, que es la misma entre centros de rueda
- $\mu_{(1-2)}$, es la relación de transmisión
- R_1 y R_2 son los radios primitivos de cada rueda
- m es el módulo
- Z_1 y Z_2 son el número de dientes de cada rueda

Como se puede ver, el número de dientes escogido es el correcto, puesto que la comprobación del cálculo de los dientes es muy similar.

Una vez comprobado que el número de dientes y el módulo escogido son los correctos, se comenzará con el cálculo de las dimensiones.

El primer dato a calcular será la altura del diente. La altura del diente está constituida por tres zonas:

Alturas:

- Al tura de la cabeza del diente: $h_1 = 1 \cdot m = 1 \cdot 5 = 5 \text{ mm}$ (2.10)
- Altura de la base del diente: $h_2 = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$ (2.11)
- Altura total del diente: $h = h_1 + h_2 = 5 + 6,25 = 11,25 \text{ mm}$ (2.12)

Estas alturas del diente, será la misma tanto para el piñón como para la rueda, puesto que el módulo en los dos el mismo.

Para el cálculo de los distintos diámetros, se dispone de las siguientes fórmulas:

Diámetros:

- Paso circular: $P_c = \pi \cdot m$ (2.13)
- Diámetro primitivo: $D_p = Z \cdot m$ (2.14)
- Diámetro exterior: $D_{ext} = D_p + 2 \cdot h_1$ (2.15)
- Diámetro interior: $D_{int} = D_p - 2 \cdot h_2$ (2.16)

Tabla 2.9 Diámetros piñón-rueda

PARÁMETRO	PIÑÓN	RUEDA
P_c	15,708	15,708
D_p	60	170
D_{ext}	70	180
D_{int}	47,5	157,5

Todos los datos están calculados en milímetros.

El cálculo de la anchura (b) de los engranajes es muy importante, por lo tanto, tendrá que ser normalizado. Para ello, se disponen de las normas AGMA. Según la norma AGMA, la anchura de los engranajes debe ser de 3 a 5 veces el paso circular (Pc) y cumplir $b = \varphi \cdot m$ con φ (factor de presión) entre 15 y 30 para engranajes tallados con precisión y transmitan grandes potencias. En este caso, se decide escoger $\varphi = 15$ puesto que el tallado de los engranajes no es de gran precisión pero la potencia a transmitir es grande.

Por lo tanto, la anchura de los engranajes será de:

$$b = \varphi \cdot m = 15 \cdot 5 = \mathbf{75 \text{ mm}} \quad (2.17)$$

Y como $3 \cdot Pc = 47,124 \text{ mm}$ y $5 \cdot Pc = 78,54 \text{ mm}$, la anchura calculada es la correcta.

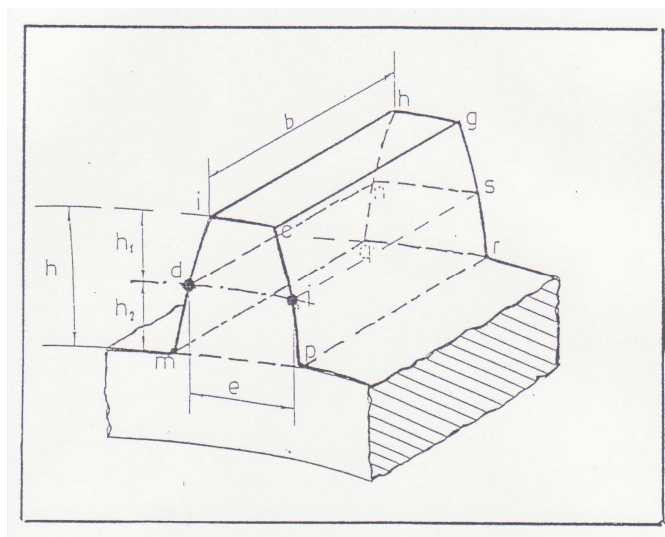


Imagen. 2.8 Acotado de un diente

Una vez calculadas las dimensiones para cada piñón y para cada rueda, se comienza con el diseño en CATIA. El diseño seleccionado es el siguiente:

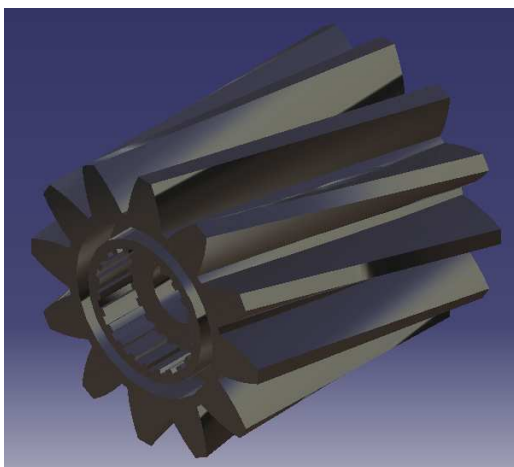


Imagen. 2.9 Piñón 1ª Velocidad



Imagen. 2.10 Rueda 1ª Velocidad

Una vez explicado cómo realizar el dimensionado del piñón y de la rueda, se dispone al dimensionado de las cuatro relaciones piñón-rueda.

Para todos los casos, el módulo utilizado es el mismo puesto que tras utilizar la fórmula (2.8) en todos se consigue un módulo cercano al 5 y como bien se ha explicado anteriormente, se normaliza mediante la tabla II.1. Por lo tanto el módulo en los cuatro casos es de $m_n = 5$.

Dimensionado piñón-rueda:

Tabla 2.10 Dimensionado piñón-rueda

Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Z	12	34	17	29
h1 (mm)	5	5	5	5
h2 (mm)	6,25	6,25	6,25	6,25
h (mm)	11,25	11,25	11,25	11,25
Pc (mm)	15,71	15,71	15,71	15,71
Dp (mm)	60	170	85	145
Dext (mm)	70	180	95	155
Dint (mm)	47,5	157,5	72,5	132,5
B (mm)	75	75	75	75

1.2.3.1.2.- Cálculo de esfuerzos en los dientes:

Después de realizar las características geométricas, se debe calcular los esfuerzos que deben soportar los dientes de los engranajes cuando están en contacto entre ellos.

Los siguientes apartados se ocuparán de la tensión y resistencia del diente de un engranaje sometido a flexión y de cómo persuadir la rotura de los dientes por sobrecargas elásticas o por acción de la fatiga.

Debido al movimiento que debe transmitir, el diente debe ser capaz de superar las fuerzas de transmisión que genera este movimiento.

La fuerza de transmisión actúa de forma puntual sobre la parte exterior de una parte de los dientes, con una inclinación respecto la horizontal de 20° normalizados. Las componentes principales de esta fuerza son:

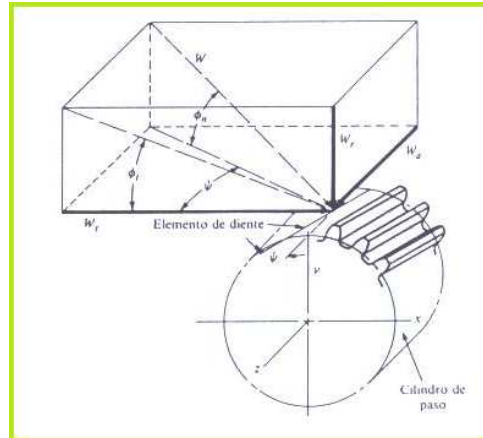


Imagen. 2.11 Distribución de fuerzas

Esfuerzos en el piñón:

- Fuerza tangencial de transmisión (F_t), generadora de un esfuerzo de compresión. Se expresa mediante la expresión:

$$F_t = W/V = \frac{6000 \times P}{\pi \times D_p \times N} = \frac{6000 \times 63,4}{\pi \times 60 \times 11000} = \mathbf{1,8346 \text{ KN}} \quad (2.18)$$

Con:

- $P = 63,4 \text{ KW}$
- $N = 11000 \text{ rpm}$
- Fuerza axial de transmisión (F_{ax}): Esta fuerza genera un esfuerzo de flexión longitudinal. Su valor será:

$$F_{ax} = F_t \cdot \text{Tg} \beta = 1,8346 \cdot \text{Tg} 30^\circ = \mathbf{1,05922 \text{ KN}} \quad (2.19)$$

Lo más característico de un engranaje cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engranaje. De esta hélice deriva el ángulo β que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria, sea: uno a derechas y el otro a izquierda. Su valor se establece a priori de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, los datos orientativos de este ángulo son los siguientes:

Velocidad lenta: $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal: $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ$

En este caso, como se trabajará con velocidades elevadas, se tomará $\beta = 30^\circ$

- $F_1 = Ft/\text{Cos}\beta = 1,8346 / \text{Cos } 30^\circ = \mathbf{2,1184 \text{ KN}}$ (2.20)

- Carga total transmitida (F):

$$F = F1/\text{Cos } \alpha = 2,1184/\text{Cos } 20^\circ \text{ (2.21)} = \sqrt{(Ft^2 + Fr^2 + Fax^2)} \text{ (2.22)} = \mathbf{2,25434 \text{ KN}}$$

- Fuerza radial de transmisión (Fr): Esta fuerza genera un esfuerzo de compresión. Se obtiene a partir de la expresión:

$$Fr = F \cdot \text{Sen}\alpha = 2,25434 \cdot \text{Sen } 20^\circ = \mathbf{0,77089 \text{ KN}}$$
 (2.23)

Esfuerzos en la rueda:

Para comenzar con el cálculo de los esfuerzos en la rueda, primero se debe calcular el número de revoluciones a la salida:

$$\frac{N1}{N2} = \frac{Z2}{Z1}$$
 (2.24)

$$N2 = (N1 \cdot Z1)/Z2 = (11000 \cdot 12)/34 = \mathbf{3882,4 \text{ rpm}}$$

Los esfuerzos en la rueda, se calculan de la misma manera que para el piñón y como el esfuerzo de uno se transmite al otro, los esfuerzos en la rueda son los mismos que para el piñón.

Por lo tanto, los esfuerzos en el piñón y en la rueda para las cuatro relaciones serán los siguientes:

Tabla 2.11 Esfuerzos

Parámetros	Relación	1	Relación	2	Relación	3	Relación	4
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
N (rpm)	11000	11478,26	11000	6448,27	11000	8884,62	11000	11478,26
Ft (KN)	1,8346	1,8346	1,2950	1,2950	1,0483	1,0483	0,9173	0,9173
Fax (KN)	1,05922	1,05922	0,7476	0,7476	0,6053	0,6053	0,5296	0,5296
F1 (KN)	2,1184	2,1184	1,4954	1,4954	1,2105	1,2105	1,0592	1,0592
F (KN)	2,25434	2,25434	1,5913	1,5913	1,2882	1,2882	1,127	1,127
Fr (KN)	0,77089	0,77089	0,5442	0,5442	0,4405	0,4405	0,3854	0,3854

1.2.3.1.3.- Cálculo del esfuerzo por flexión en el diente:

Para analizar un juego de engranes, con objeto de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada, es necesario analizar los esfuerzos a flexión.

Para ello, se modificará primero la ecuación de Lewis incorporando un factor de velocidad K_v en el denominador. Esto da la siguiente expresión para el esfuerzo por flexión en el diente:

$$\sigma = \frac{W_t \times P}{K_v \times F \times Y} \quad (2.25)$$

El objeto del factor de velocidad es tener en cuenta el hecho de que la fuerza instantánea que actúa entre dientes en contacto es un poco mayor que la carga transmitida W_t , debido a imperfecciones de los perfiles de los dientes y a los efectos dinámicos provenientes de la elasticidad de los dientes y del eje durante el trabajo. Esta ecuación es:

$$K_v = \frac{600}{600 + V} \quad (2.26)$$

Los demás parámetros serán:

- V: Velocidad en la línea de paso
- $W_t = F_t$: Carga tangencial transmitida
- P: Paso
- Y: Factor de forma
- F: Ancho de cara mediante Lewis

Para calcular el esfuerzo por flexión en el diente, se debe aplicar un factor de seguridad n , que normalmente se suele utilizar $n = 4$, así el esfuerzo quedando de la siguiente forma:

$$\sigma = S_y/n \quad (2.27)$$

$$\bullet \quad V = \frac{\pi \times D_p \times N}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 60 \times 11000}{60000} = \mathbf{34,5576 \text{ m/s}} \quad (2.28)$$

$$\bullet \quad W_t = F_t = \mathbf{1,8346 \text{ KN}}$$

$$\bullet \quad P = \pi/P_c = \pi/15,708 = \mathbf{0,2} \quad (2.29)$$

- Y: Se calcula mediante la tabla II.2:

Tabla II.2 Factor de forma

Tabla 11-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y PARA DIVERSOS SISTEMAS DE DIENTES

Número de dientes	14 1/2°, compuestos y de evolvente (obsoleto)	20°, altura completa	Piñones pequeños 20°, altura completa	20°, dientes cortos	Engranajes interiores 20°, altura completa	
					Piñón	Rueda
5	—	—	0.320	—	0.322	
6	—	—	0.301	—	0.322	
7	—	—	0.282	—	0.322	
8	—	—	0.264	—	0.324	
9	—	—	0.264	—	0.324	
10	—	—	0.264	—	0.324	
11	—	—	0.264	—	0.326	
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326	
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326	
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330	
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330	
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333	
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342	
18	0.270	0.309	—	0.378	0.348	
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358	
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364	
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370	
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374	
24	0.299	0.337	—	0.416	0.383	
26	0.308	0.346	—	0.425	0.393	
28	0.314	0.353	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.359	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.371	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.384	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.397	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436	0.612
60	0.355	0.422	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.435	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461	0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468	0.549
300	0.383	0.472	—	0.535	0.477	0.533
Cremallera	0.390	0.485	—	0.552		

En donde: - para 12 dientes, Y = **0,245**
 - para 34 dientes, Y = **0,371**

- $K_V = \frac{600}{600+V} = \frac{600}{600+34,5576} = \mathbf{0,07987}$

- $F = b = \mathbf{75 \text{ mm}}$

Piñón:

Mediante la fórmula (2.25)

- $S_y = \frac{Wt \times P}{Kv \times F \times Y} = \frac{1,8346 \times 0,2}{0,07987 \times 75 \times 0,245} = \mathbf{0,24999 \text{ KN/mm}^2}$
- $\sigma = S_y/n = 0,24999/4 = 0,06249 \text{ KN/mm}^2 = 637,7329 \text{ Kgf/Cm}^2 = \mathbf{9110,4704 \text{ psi}}$
 (2.30)

Rueda:

- $S_y = \frac{Wt \times P}{Kv \times F \times Y} = \frac{1,8346 \times 0,2}{0,07987 \times 75 \times 0,371} = \mathbf{0,16508 \text{ KN/mm}^2}$
- $\sigma = S_y/n = 0,16508/4 = 0,04127 \text{ KN/mm}^2 = 421,1444 \text{ Kgf/Cm}^2 = \mathbf{6016,3484 \text{ psi}}$

Obtenidos estos datos, ya se puede elegir el material a utilizar para la construcción de los engranajes. Para la construcción de los engranajes, normalmente se suele utilizar aceros. Para este caso se probará con un acero F-1560, que con los cálculos posteriores, se comprobará si es el material correcto para este tipo de engranajes o no.

Para obtener las tensiones que soporta el material, se mirará en la tabla II.3.

aceros aleados	$\sigma_{adm} \text{ kp/ mm}^2$	dureza HB
F-1220	27	280-305
F-1230	22	235-265
F-1250	30	295-325
F-1260	33	321-351
F-1280	32	307-337
F-1320	30	309-339
aceros no aleados	$\sigma_{adm} \text{ kp/ mm}^2$	dureza HB
F-1120	1012	135-160
F-1130	20	214-244
F-1140	23	247-277
F-1150	27	278-308
aceros nitrurados	$\sigma_{adm} \text{ kp/ mm}^2$	dureza HB
F-1710	35	--
F-1720	27	--
F-1730	23	--
F-1740	27	--
aceros cementados	$\sigma_{adm} \text{ kp/ mm}^2$	dureza HB
F-1530	33	--
F-1540	25	--
F-1550	25	--
F-1560	37	250-450
fundición gris	$\sigma_{adm} \text{ kp/ mm}^2$	HB
FG-21	7	175-215
FG-28	9	210-260

FG-35	12	235-265
FG-42	14	250-300

Tabla II.3 Materiales

Calidad							
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	Templado
F-156	0,16	0,60	0,25	1	4,15	0,25	130/140

Aplicaciones: Acero de cementación para piezas de gran espesor, con resistencia en el núcleo de hasta 140 Kg/mm², utilizado para engranajes, bielas, coronas, levas, palieres que deban cumplir altas exigencias.

El cálculo del esfuerzo por flexión en el diente de las demás relaciones se realiza de la misma manera, por lo que los resultados obtenidos en todas las relaciones son los siguientes:

Tabla 2.12 Esfuerzos por flexión

Parámetros	Relación	1	Relación	2	Relación	3	Relación	4
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Wt (KN)	1,8346	1,8346	1,2950	1,2950	1,0483	1,0483	0,9173	0,9173
P	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Kv	0,07987	0,07987	0,05774	0,05774	0,04726	0,04726	0,04160	0,04160
F (mm)	75	75	75	75	75	75	75	75
Y	0,245	0,371	0,303	0,356	0,328	0,346	0,337	0,334
σ (Psi)	9110,4704	6016,348	7193,4872	6122,546	6572,1179	6230,216	6358,811	6358,811

1.2.3.1.4.- Cálculo del esfuerzo de fatiga en los dientes:

Para el cálculo del esfuerzo de fatiga en los dientes, se tiene que hacer una segunda modificación a la ecuación de Lewis, cambiando el factor de forma Y por el factor geométrico J. Entonces la ecuación será:

$$\sigma = \frac{Wt \times P}{Kv \times F \times J} \quad (2.31)$$

En esta nueva ecuación modificada, los factores Wt, P y F, serán los mismos que en el apartado anterior, sin embargo, el factor Kv, será diferente.

En este caso, el factor de velocidad Kv, también llamado factor dinámico (AGMA), tiene por objeto tomar en cuenta lo siguiente:

- 1.- El efecto del espaciamiento entre dientes y de los errores de su perfil
- 2.- El efecto de la velocidad en la línea de paso y la velocidad angular (rpm)
- 3.- La inercia y la rigidez, de todos los elementos rotatorios
- 4.- La carga transmitida por milímetro de ancho de cara
- 5.- La rigidez del diente

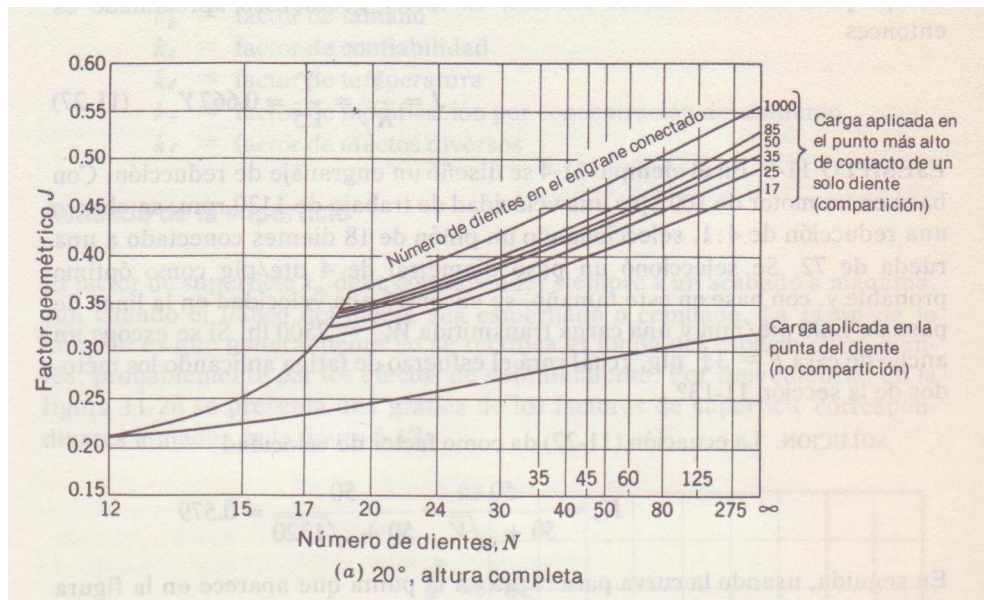
Si los engranajes tienen dientes con acabado de cepillado o rectificado de alta precisión, y cuando están sujetos a carga dinámica apreciable, el factor dinámico de la AGMA es:

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200V}}} = 0,6957 \quad (2.32)$$

La forma del diente, el punto de aplicación de la carga crítica, la concentración del esfuerzo y el método por el que es compartida la carga por pares de dientes en contacto son factores que se toman en cuenta mediante un factor geométrico.

La norma AGMA ha definido un método para determinar si los dientes comparten la carga o no. Para ello se ha definido la siguiente tabla II.4.:

Tabla II.4 Factor geométrico



En la cual, el factor geométrico para el piñón y la rueda será:

- Piñón: **J = 0,215**
- Rueda: **J = 0,37**

Por lo tanto, el esfuerzo de fatiga serán los siguientes:

Piñón:

Mediante la fórmula (2.31)

$$\bullet \quad S_y = \frac{W_t \times P}{K_v \times F \times J} = \frac{1,8346 \times 0,2}{0,6957 \times 75 \times 0,215} = 0,03271 \text{ KN/mm}^2 = 333,732 \text{ Kgf/Cm}^2 =$$

4767,6045 psi

Rueda:

$$\bullet \quad S_y = \frac{Wt \times P}{K_v \times F \times Y} = \frac{1,8346 \times 0,2}{0,6957 \times 75 \times 0,37} = 0,019005 \text{ KN/mm}^2 = 193,925 \text{ Kgf/Cm}^2 =$$

2770,3648 psi

El cálculo del esfuerzo de fatiga en los dientes de las demás relaciones se realiza de la misma manera, por lo que los resultados obtenidos en todas las relaciones son los siguientes:

Tabla 2.13 Esfuerzos por fatiga

Parámetros	Relación	1	Relación	2	Relación	3	Relación	4
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Wt (KN)	1,8346	1,8346	1,2950	1,2950	1,0483	1,0483	0,9173	0,9173
P	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Kv	0,69574	0,69574	0,66392	0,66392	0,64416	0,64416	0,63153	0,63153
F (mm)	75	75	75	75	75	75	75	75
J	0,215	0,37	0,29	0,355	0,33	0,35	0,345	0,34
σ (Psi)	4767,6045	2770,365	2614,592	2135,864	1917,099	1807,551	1636,615	1660,683

1.2.3.1.5.- Cálculo de la tensión de trabajo:

La fórmula AGMA que se va a presentar a continuación es una modificación de la fórmula de Lewis. Esta ecuación es particularmente útil para el diseñador ya que aplica factores correctores a la ecuación original de Lewis que compensan algunas de las hipótesis erróneas hechas en los cálculos anteriores, a la vez que tiene en cuenta factores allí no considerados. Esta ecuación se puede escribir como:

$$\sigma_t = \frac{K_o \times K_s \times K_m \times F_t}{K_v \times J \times \Psi \times M^2} \quad (2.33)$$

Siendo:

- σ_t = Tensión de trabajo AGMA
- Ψ = Factor de ancho de diente
- M = Módulo calculado por Lewis
- F_t = Fuerza tangencial
- K_o = Factor de corrección por sobrecarga
- K_s = Factor de corrección por tamaño
- K_m = Factor de corrección por distribución de la carga
- J = Factor geométrico
- K_v = Factor dinámico

De la ecuación (2.33) se debe obtener un valor de σ_t , que debe ser menor que una tensión admisible que es diferente de la de Lewis ($\sigma_t < \sigma_{adm}$, de lo contrario será preciso tomar un módulo mayor hasta que se cumpla $\sigma_t < \sigma_{adm}$ siendo Z_1 y Z_2 enteros).

Los factores F_t , Ψ , M , J y K_v de la ecuación (2.33), son perfectamente conocidos, puesto que se han calculado con anterioridad, por lo que a partir de ahora se calcularán los demás coeficientes de corrección de la ecuación (2.33).

Se utilizarán los mismos valores tanto para el piñón como para la rueda.

- K_o : El factor de corrección por sobrecarga tiene en cuenta el hecho de que F_t es un valor medio de la carga transmitida, y sin embargo la carga máxima puede ser hasta dos veces mayor debido al choque producido bien sea debido al elemento conducido ó conductor. La tabla II.5 da algunos valores aconsejados para K_o .

Tabla II.5 Factor de corrección

FUENTE DE POTENCIA	CARGA EN	LA MÁQUINA	CONDUcida
	UNIFORME	CHOQUE MODERADO	FUERTE CHOQUE
UNIFORME	1,00	1,25	$\geq 1,75$
CHOQUE LIGERO	1,25	1,50	$\geq 2,00$
CHOQUE MEDIO	1,50	1,75	$\geq 2,25$

Mediante la tabla II.5, se obtiene el valor para K_o de:

$$K_o = 1,5$$

- K_s : El factor de tamaño se introduce a fin de tener en cuenta la no uniformidad del material. En la aplicación de engranajes de dientes helicoidales se suele tomar:

$$K_s = 1$$

- K_m : El factor de distribución de carga depende de los efectos combinados de la falta de alineamiento entre los ejes de los engranajes, desviaciones de la carga, deformación elástica de los ejes, cojinetes, etc. que no están perfectamente centrados. Las normas AGMA dan valores muy precisos de K_m cuando no se conoce el des alineamiento mediante la tabla II.6

Tabla II.6 Factor de distribución

	ANCHO		b		EN Cm			
SOPORTE	b≤5		b=15		b=23		b≥40	
	R	H	R	H	R	H	R	H
EJES RÍGIDOS MONTAJE PRECISO HOLGURAS PEQUEÑAS ENGRANAJES PRECISOS	1,3	1,2	1,4	1,3	1,5	1,4	1,8	1,7
MONTAJE PRECISO CONTACTO EN TODO EL FLANCO	1,6	1,5	1,7	1,6	1,8	1,7	2,0	2,0
MONTAJE POCO PRECISO. CONTACTO EN PARTE DEL FLANCO				>2				

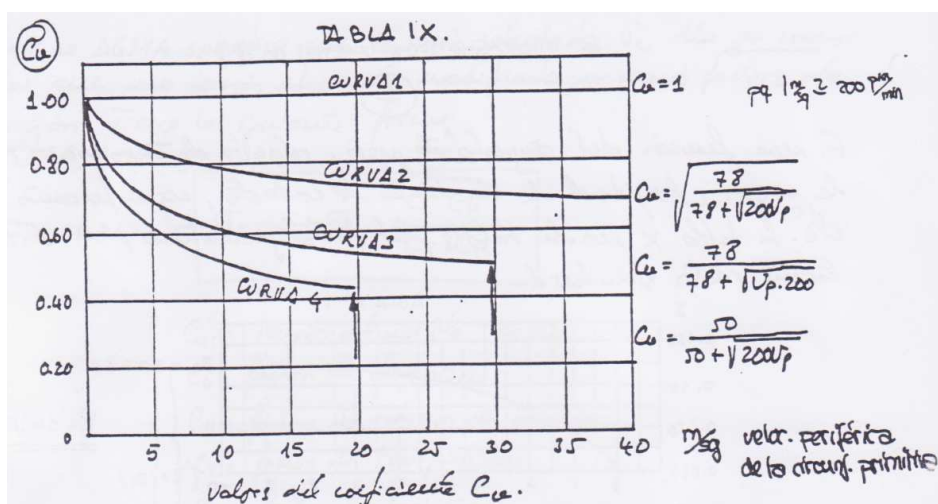
Mediante la tabla II.6, se obtiene el valor para Km de:

$Km = 2$

- Kv: El factor de corrección dinámico depende del efecto del espaciado de los dientes y de los errores en la construcción de la evolvente, depende también de la velocidad en la circunferencia primitiva, velocidad angular de la rueda, inercia y rigidez de los elementos giratorios, carga aplicada en los dientes por unidad de superficie, rigidez de los dientes, etc.

La figura de la tabla II.7 muestra σ_y de los factores de corrección dinámica más frecuentemente empleados.

Tabla II.8 Factor de corrección dinámica



* La curva 1 se emplea en los siguientes casos: ($K_v = 1$)

- Engranajes helicoidales de alta precisión y pulidos, y engranajes de dientes rectos pulidos en los que los efectos que originan K_v no ocasionan un efecto apreciable.

- Engranajes cónicos de elevada precisión.

* La curva 2 se emplea bien con la curva de la tabla II.8 o bien mediante la fórmula:

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200V_p}}} \quad (2.34)$$

Siendo V_p la velocidad del punto primitivo en metros por segundo. Su utilidad está demostrada para las siguientes aplicaciones:

- Engranajes helicoidales y rectos pulidos y de precisión menos los que los efectos dinámicos antes mencionados pueden tener efectos apreciables.

- Engranajes helicoidales curvados

- Engranajes cónicos grandes.

* La curva 3 se puede sustituir por la fórmula:

$$K_v = \sqrt{\frac{50}{50 + \sqrt{200V_p}}} \quad (2.35)$$

Se debe emplear esta curva y esta fórmula en los siguientes casos:

- Engranajes de dientes rectos acabados por mecanizado o limado.

- Engranajes cónicos rectos grandes.

En este caso, al tener engranajes helicoidales de precisión en los que los efectos dinámicos pueden ocasionar efectos apreciables, se ha optado por aplicar la fórmula (2.34).

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200V_p}}} = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200 \times 34,5576}}} = \mathbf{0,6957}$$

- J: Factor geométrico

El factor geométrico para el piñón y la rueda será el mismo obtenido con anterioridad por la tabla II.4, por lo tanto serán:

- Piñón: **J = 0,215**
- Rueda: **J = 0,37**

Teniendo en cuenta todos los factores calculados, ahora se puede calcular la tensión de trabajo mediante la fórmula (2.33) que será:

Piñón:

$$\sigma_t = \frac{K_o \times K_s \times K_m \times F_t}{K_v \times J \times \Psi \times M^2} = \frac{1,5 \times 1 \times 2 \times 1,8346}{0,6957 \times 0,215 \times 15 \times 5^2} = 0,0981 \text{ KN/mm}^2 = 1001,197 \text{ Kgf/Cm}^2 =$$

14302,8136 psi

Rueda:

$$\sigma_t = \frac{K_o \times K_s \times K_m \times F_t}{K_v \times J \times \Psi \times M^2} = \frac{1,5 \times 1 \times 2 \times 1,8346}{0,6957 \times 0,37 \times 15 \times 5^2} = 0,0570 \text{ KN/mm}^2 = 581,7766 \text{ Kgf/Cm}^2 =$$

8311,0944 psi

Tras realizar el cálculo de la tensión de trabajo de la primera relación piñón-rueda, se realizarán los mismos para el cálculo de las demás relaciones, así obteniendo las siguientes tensiones:

Tabla 2.14 Tensión de trabajo

Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Ko	1,5	1,5	1,5	1,5
Ks	1	1	1	1
Km	2	2	2	2
Ft (KN)	1,8346	1,8346	1,2950	1,2950
Kv	0,69574	0,69574	0,66392	0,66392
J	0,215	0,37	0,29	0,355
Ψ	15	15	15	15
M	5	5	5	5
σ (Psi)	14302,813	8311,094	7843,776	6407,592

1.2.3.1.6.- Cálculo de la tensión admisible según la norma AGMA:

La ecuación AGMA para el cálculo de la tensión admisible de diseño es:

$$\sigma_{ad}^a = \frac{K_l \times \sigma_{ad}}{K_t \times K_r} \quad (2.36)$$

Siendo:

- σ_{ad}^a = Tensión admisible de diseño
- σ_{ad} = Tensión admisible del material
- K_l = Factor de corrección por vida
- K_t = Factor de corrección por temperatura
- K_r = Factor de corrección por fiabilidad

- **Kl:** El factor de corrección por vida Kl corrige la tensión admisible para el número de ciclos asegurado, la tabla II.9 muestra los valores normalizados por la norma AGMA para este coeficiente:

Tabla II.9 Factor de corrección por vida

Kl	DUREZA	BHN		CARBURIZADO
	160	250	450	
<1000	1.6	2.4	3.4	2.7
10000	1.4	1.9	2.4	2.0
100000	1.2	1.4	1.7	1.5
1000000	1.1	1.1	1.2	1.1
10000000	1.0	1.0	1.0	1.0
>100000000	1.0÷0.8	1.0÷0.8	1.0÷0.8	1.0÷0.8

Esta tabla da valores para engranajes de dientes rectos y helicoidales. En este caso, para asegurar el cálculo escogeremos el menor valor de Kl.

Kl = 1000

- **Kt:** El factor de temperatura es un intento por ajustar la tensión admisible con el efecto de la temperatura de funcionamiento. Para temperaturas cercanas a 100° se suele tomar la unidad. En este caso, como la temperatura de funcionamiento será cercana a los 100°, se coge como factor de temperatura la unidad:

Kt = 1

- **Kr:** El factor de corrección por fiabilidad se introduce en la ecuación (2.36) con el fin de asegurar un elevado grado de fiabilidad, o en ocasiones calcular para un riesgo prefijado. La tabla II.10 que se da a continuación sólo puede emplearse cuando junto con ella se emplean los valores de σ_{ad} de fatiga dados en la tabla II.3 dada con anterioridad.

Tabla II.10 Factor de corrección por fiabilidad

APLICACIÓN	Kr
ALTA FIABILIDAD	1.50 o mayor
MENOS DE UN 1% DE FALLOS	1.00
MENOS DE UN 20% DE FALLOS	0.7

En este caso, como da por bueno el cometer menos de un 1% de fallos se coge la unidad.

$$K_r = 1$$

Con todos estos coeficientes, se calcula la tensión admisible según la norma AGMA mediante la fórmula (2.36):

$$\sigma_{ad}^a = \frac{K_l \times \sigma_{ad}}{K_t \times K_r} = \frac{1000 \times 528571,429}{1 \times 1} = \mathbf{528571429 \text{ psi}}$$

Una vez calculados los coeficientes correctos y obtenido σ_{ad}^a a partir de la σ_{ad} de la tabla II.3 se compara esta tensión con la tensión de trabajo, de tal modo que para que el diseño sea correcto “por el momento” se debe cumplir:

$$\sigma_t < \sigma_{ad}^a \quad (2.37)$$

En este caso como para el piñón, 14302,8136 psi < 528571429 psi tanto como para la rueda, 8311,0944 psi < 528571429 psi, por tanto, por ahora el diseño es válido.

La tensión admisible por la norma AGMA será la misma para las cuatro relaciones, puesto que todos los coeficientes utilizados se refieren al material y el material utilizado es el mismo para todos los engranajes.

1.2.3.1.7.- Cálculo de la tensión superficial según la norma AGMA:

En los siguientes apartados se verá el fallo de las superficies de los dientes, llamado comúnmente desgaste.

Para obtener una expresión de la tensión de contacto superficial se debe aplicar la teoría de Hertz, que dice que la tensión de contacto entre los dos cilindros puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{Wt}{b \times Dp} \times \frac{1}{\pi \times \left(\frac{1-\mu_p^2}{E_p} + \frac{1-\mu_g^2}{E_g} \right)} \times \frac{1}{\frac{\cos \alpha \times \text{Sen} \alpha}{2} \times \frac{m_g}{m_g+1}}} \quad (2.38)$$

Donde:

- Wt: Carga transmitida
- b: Ancho de cara del diente
- Dp: Diámetro primitivo del engranaje
- μ_p : Constante elastic del piñón
- μ_g : Constante elastic de la rueda
- Ep: Módulo de elasticidad del piñón
- Eg: Módulo de elasticidad de la rueda
- α : Ángulo de presión
- m_g : Relación de velocidad

El diámetro primitivo utilizado para este cálculo es el del piñón:

$$D_p = 60 \text{ mm}$$

La constante elástica, es un valor normalizado que en este caso será:

$$\mu_p = \mu_g = 0,3$$

Para obtener el módulo elástico, se mira en la siguiente tabla II.11:

Tabla II.11 Módulo elástico

PIÑÓN	RUEDA			
	ACERO	HIERRO FUNDIDO	BRONCE DE ALUMINIO	BRONCE DE ESTAÑO
Acero, E=30	2300	2000	1950	1900
Hierro fundido, E=19	2000	1800	1800	1750
Bronce de aluminio, E=17,5	1950	1800	1750	1700
Bronce de estaño, E=16	1900	1750	1700	1650

En este caso, como tanto el piñón como la rueda son de acero, los módulos elásticos serán los siguientes:

$$E_p = 30 \cdot 10^3 \text{ Kip/plg}^2 = 2113500 \text{ Kg/Cm}^2$$

$$E_g = 23 \cdot 10^3 \text{ Kip/plg}^2 = 1620350 \text{ Kg/Cm}^2$$

Los demás datos, serán los calculados con anterioridad, por lo tanto, la fórmula (2.38) queda de la siguiente manera:

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{1,8346}{75 \times 60} \times \frac{1}{\pi \times \left(\frac{1-0,3^2}{2113500} + \frac{1-0,3^2}{1620350} \right)} \times \frac{1}{\frac{\cos 20 \times \sin 20}{2} \times \frac{34,5576}{34,5576+1}}} = 2857,297 \text{ Kg/Cm}^2 = \mathbf{40818,525 \text{ Psi}}$$

El cálculo de la tensión superficial de las demás relaciones piñón-rueda, se realiza de la misma manera por lo que quedarán de la siguiente manera:

Tabla 2.15 Tensión superficial

Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Wt (KN)	1,8346	1,2950	1,0483	0,9173
b (mm)	75	75	75	75
Dp (mm)	60	85	105	120
μ	0,3	0,3	0,3	0,3
E_p (Kg/Cm ²)	2113500	2113500	2113500	2113500
E_g (Kg/Cm ²)	1620350	1620350	1620350	1620350
α	20	20	20	20
m_g (m/s)	34,5576	48,9566	60,4758	69,1152
σ_h (Psi)	40818,52471	28800,84771	23310,44524	20394,53496

1.2.3.1.8.- Cálculo de la tensión de contacto de trabajo según la norma AGMA:

Un método alternativo para determinar la seguridad de los engranajes en lo que se refiere a fatiga es el método de la norma AGMA. La ecuación fundamental de desgaste es:

$$\sigma_c = C_p \times \sqrt{\frac{C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{I \times C_v} \times \frac{F_t}{d_1 \times b}} \quad (2.39)$$

Los coeficientes que aparecen en esta ecuación tienen el siguiente significado:

- σ_c = Tensión de contacto de trabajo
- F_t = Fuerza tangencial
- d_1 = Diámetro del piñón 1
- b = Ancho de los dientes
- C_p = Coeficiente de corrección de alargamiento de los materiales (de sus propiedades elásticas)
- C_o = Factor de sobrecarga
- C_s = Factor de tamaño
- C_m = Factor de distribución de carga
- C_f = Factor de condiciones superficiales
- C_v = Factor dinámico
- I = Factor geométrico

A continuación, se explicará el modo en que pueden calcularse cada uno de estos coeficientes:

- C_p : El coeficiente elástico, tal como indica su nombre, está determinado por las propiedades elásticas de los materiales. Se puede obtener a partir de la siguiente ecuación:

$$C_p = \sqrt{\frac{K}{\pi \times \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.40)$$

El coeficiente K se toma igual a uno para los engranajes de dientes rectos y de dientes helicoidales y 1,5 para la mayoría de los engranajes cónicos. En general, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ y $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^6 \text{ Kg/Cm}^2$ y entonces para engranajes de acero:

$$C_p = 591,43 \text{ Kg/Cm}^2$$

- C_o : El factor de sobrecarga C_o , está indicado para tener en cuenta las sobrecargas debidas a las características de la máquina operadora y de la máquina motriz, así como las sobrecargas transmitidas, como por ejemplo las que se producen en el arranque. El diseñador debería apoyarse en la experiencia para determinar este factor en cada caso, pero si no se dispone de una información adecuada se puede emplear la tabla II.5 que daba los valores del coeficiente K_o cuando se realizaba el cálculo resistente del diente según la norma AGMA. Por lo tanto el valor de C_o será:

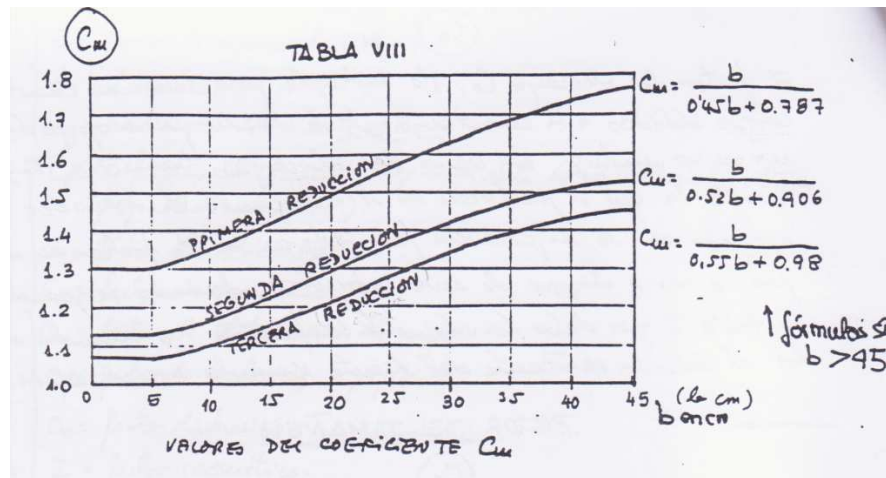
$$C_o = 1,5$$

- C_s : El factor de tamaño tiene en cuenta el efecto del tamaño del engranaje, del tamaño de los dientes, área de contacto, dureza superficial y efectividad del tratamiento térmico. Si los engranajes han sido correctamente diseñados, con un acero adecuado y con un tratamiento térmico controlado, se puede tomar un coeficiente C_s la unidad. Sin embargo, dado que los ensayos de fatiga indican que la tensión admisible para una vida a fatiga dada crece con el tamaño del engranaje, puede ser una medida correcta tomar un coeficiente $C_s = 1,25$.

$$C_s = 1,25$$

- C_m : El factor de distribución de carga tiene en cuenta que la distribución de la carga no es uniforme a lo ancho del diente. AGMA da las siguientes causas por las que varía C_m : errores de tallado, errores en el montaje, tolerancias en los cojinetes, rigidez de los dientes, deformación debida al contacto según las leyes de Hertz y a las deformaciones debidas a las temperaturas de funcionamiento. A veces la mayor parte de estos valores solo pueden determinarse mediante ensayos, lo cual únicamente se hace en la industria aeronáutica y del automóvil

Tabla II.12 Factor de distribución de carga



La tabla II.12 da los valores aconsejados por la norma AGMA para el coeficiente C_m . Las curvas se emplean una u otra según si el engrane se encuentra en la primera reducción, segunda... desde el motor. Las fórmulas que se dan al lado son los que se aconseja emplear cuando el ancho del diente exceda los 45 cm.

En este caso como el ancho del diente no excede de 45 cm, se mira en la tabla la curva para la primera reducción y para un ancho de diente de 7,5 cm.

$$C_m = 1,315$$

- C_f : El factor C_f tiene en cuenta efectos tales como el acabado superficial, tensiones residuales, efectos plásticos, etc. C_f se suele tomar como la unidad cuando las superficies tienen un buen acabado. Cuando el acabo no es tan minucioso o bien posibilidades de aparición de tensiones residuales, un valor de 1,25 es razonable. Cuando hay posibilidad de que aparezcan ambos efectos a la vez, se puede tomar un valor para el coeficiente C_f de 1,5.

En este caso es mejor tomar un valor para C_f de 1,5 puesto que cabe la posibilidad de que aparezcan ambos efectos.

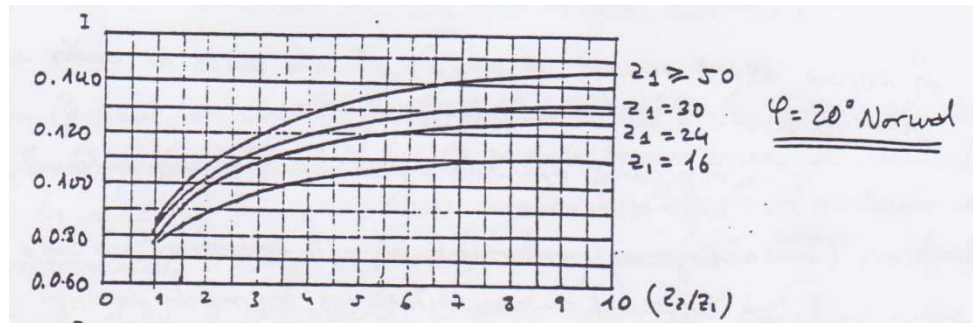
$$C_f = 1,5$$

- C_v : El factor dinámico será el mismo calculado con anterioridad. O bien se mira en la tabla II.8 con la curva 2 o se calcula mediante la fórmula (2.34).

$$C_v = 0,6957$$

- I : El factor geométrico I es una función del ángulo de presión, relación de transmisión, relación de cargas, longitud de la línea de contacto, circunferencias base, etc. La tabla II.13 da valores del factor geométrico para sistemas de dientes helicoidales estandarizados.

Tabla II.13 Factor geométrico



$I = 0,9$

Una vez que se han obtenido todos los coeficientes ya se puede calcular la fórmula (2.39), que queda de la siguiente manera:

$$\sigma_c = 591,43 \times \sqrt{\frac{1,5 \times 1,25 \times 1,315 \times 1,5}{0,9 \times 0,6957} \times \frac{183,4618}{60 \times 75}} = 2902,2312 \text{ Kgf/Cm}^2 = 290223,12 \text{ KN/m}^2 =$$

41460,446 Psi

El cálculo de la tensión de contacto de trabajo de las cuatro relaciones queda de la siguiente manera:

Tabla 2.16 Tensión de contacto de trabajo

Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Ft (KN)	1,8346	1,2950	1,0483	0,9173
b (mm)	75	75	75	75
Dp (mm)	60	85	105	120
Cp	591,43	591,43	591,43	591,43
Co	1,5	1,5	1,5	1,5
Cs	1,25	1,25	1,25	1,25
Cm	1,315	1,16	0,95	0,85
Cf	1,5	1,5	1,5	1,5
Cv	0,69575	0,66392	0,64416	0,63153
I	0,9	0,855	0,83	0,785
σ_c (Psi)	41460,446	28869,288	21792,445	18731,195

1.2.3.1.9.- Cálculo de la tensión de contacto admisible según la norma AGMA:

Se refiere a la tensión de contacto admisible σ_{ac}^A , como una función de factor, tales como el material de la rueda y el piñón, el número de ciclos de aplicación de la caja, el tamaño de los engranajes, la temperatura, el tipo de tratamiento térmico y la presencia de tensiones residuales.

La norma AGMA especifica que la tensión calculada σ_c debe ser menor o igual que una tensión admisible modificada por varios factores de corrección. Tiene la siguiente forma:

$$\sigma_c < \sigma_{ac} \cdot \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \quad (2.41)$$

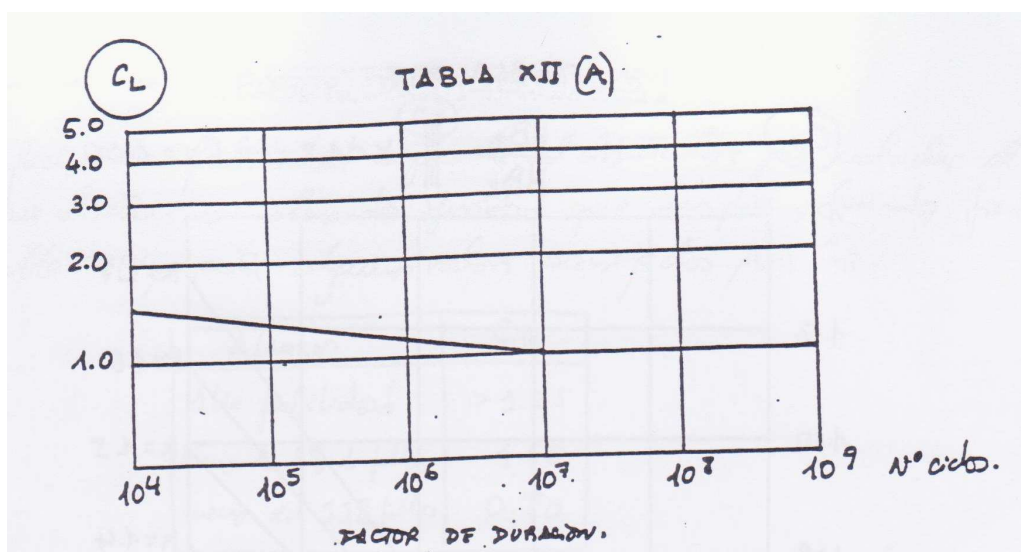
Donde:

- σ_{ac} = Tensión admisible
- C_L = Factor de duración
- C_H = Factor de relación de dureza
- C_T = Factor de temperatura
- C_R = Factor de fiabilidad

A continuación se discutirá cada uno de los términos que aparecen en la ecuación (2.41). La σ_{ac} se puede obtener mirando las tensiones del material, que en este caso para un acero F-1560 es de 70000 Psi.

- C_L : El factor de duración C_L tiene en cuenta la vida esperada del engranaje. La tabla II.14 da una curva que permite obtener valores aceptables del coeficiente C_L .

Tabla II.14 Factor de duración



En este caso se estima el valor de C_L como:

$$C_L = 1,5$$

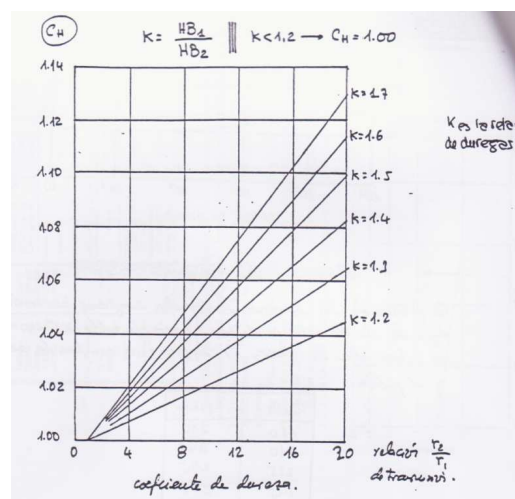
- C_H : La relación de dureza depende en función de la dureza de los engranajes en contacto, así como de la relación de transmisión. La tabla II.15 da una serie de valores de durezas más empleadas entre la rueda y el piñón.

Tabla II.15 Relación de dureza

RUEDA	PIÑÓN
180	210
210	245
225	265
245	285
255	300
270	315
285	335
300	350

Una vez obtenidas las durezas de rueda y piñón (teniendo en cuenta que la dureza del piñón debe ser mayor que la de la rueda debido al mayor desgaste que este experimenta), se puede emplear la tabla gráfica II.16 en la cual se obtiene el factor de relación de dureza C_H

Tabla II.16 Factor de relación de durezas



Como en todas las relaciones de transmisión la relación r_2/r_1 es muy pequeña y la relación de durezas es menor que 1,2, el coeficiente de dureza será la unidad.

$$C_H = 1$$

- C_T : Debido a que la tensión admisible de un acero varía con la temperatura, se debe emplear un coeficiente de corrección C_T . Habitualmente se toma $C_T=1$ para temperaturas cercanas a los 100° y cuando no se dispone de otros datos. Al igual que para el coeficiente K_T anteriormente calculado, se tomará la unidad.

$$C_T = 1$$

- C_R : El factor de fiabilidad argumenta al diseñador para calcular el riesgo o para diseñar con elevada seguridad que implica elevada fiabilidad. La tabla II.17 presenta algunos valores aconsejados para C_R .

Tabla II.17 Factor de fiabilidad

APLICACIÓN	C_R
Alta Fiabilidad	> 1,25
Menos de 1% de fallos	1,00
Menos del 33% de fallos	0,80

Como bien se ha comentado con anterioridad, con este diseño se asegura menos de un 1% de fallos, por lo que el factor de fiabilidad será la unidad.

$$C_R = 1$$

Una vez obtenidos todos los valores de los coeficientes mencionados se podrá calcular la tensión de contacto admisible mediante la ecuación (2.41).

$$\sigma_c < \sigma_{ac} \cdot \frac{Cl \times Ch}{Ct \times Cr} = 70000 \cdot \frac{1,5 \times 1}{1 \times 1} = \mathbf{105000 \text{ Psi}}$$

Como **40191,303 Psi < 105000 Psi** el diseño a desgaste de los engranajes es correcto.

La tensión de contacto admisible, es para todas las relaciones la misma, y en todos los casos $\sigma_c < \sigma_{ac1}$ por lo que el diseño a desgaste de las cuatro relaciones piñón-rueda es el correcto.

1.2.4.- Análisis de los ejes de la caja de cambios:

Una vez calculado y comprobado que los dientes de los engranajes aguantan las tensiones creadas, es necesario comprobar que los ejes en los cuales van montados los engranajes y los sincronizadores, también aguantan, para así verificar que la caja de cambios cumplirá con los requisitos mínimos de resistencia.

1.2.4.1.- Esfuerzos producidos en los ejes:

Los esfuerzos en los ejes son producidos por los esfuerzos que se producen en los dientes de los engranajes cuando éstos transmiten par. Como todos los engranajes son helicoidales, los esfuerzos en cada diente se descompondrán de acuerdo con la siguiente figura.

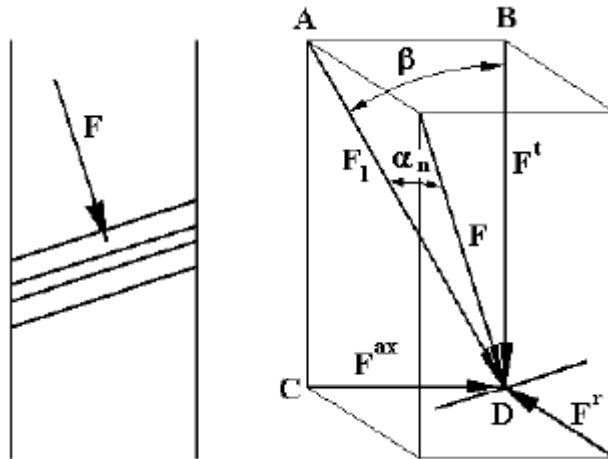


Imagen 2.12 Esquema de la descomposición de fuerzas en un engranaje helicoidal

Estas fuerzas, ya se han calculado con anterioridad, por lo que no es necesario volver a calcularlas. En este caso, solo es necesario tener en cuenta las fuerzas tangencial, axial y radial, puesto que éstas son las únicas fuerzas que interferirán en las tensiones creadas en el eje.

Las fuerzas creadas, como se ha podido comprobar anteriormente, serán las mismas en cada relación de transmisión tanto para el piñón como para la rueda. Estas fuerzas, se tienen que anular con las fuerzas transferidas al eje, por lo que las fuerzas en los dos ejes serán las mismas para cada relación de transmisión.

Las fuerzas producidas en los ejes serán las siguientes:

Tabla 2.17 Esfuerzos producidos

Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Ft (KN)	1,8346	1,2950	1,0483	0,9173
Fr (KN)	0,77089	0,5442	0,4405	0,3854
Fax (KN)	1,05922	0,7476	0,6053	0,5296

1.2.4.2.- Momentos producidos en los ejes:

Una vez conocidos los esfuerzos producidos en los ejes en cada relación de transmisión, se tiene que calcular los momentos creados por esos esfuerzos en cada instante.

Estas fuerzas, crearán tanto momentos flectores como torsores. El momento torsor creado, será constante en todo el eje, mientras que el flector, se descompondrá en tres momentos, dependiendo de la fuerza y del plano en el que esté situada esa fuerza que lo crea.

Para poder calcular los momentos, primero es necesario dibujar donde estarán colocadas esas fuerzas en el eje, para así poder observar que tipo de momento crearán.

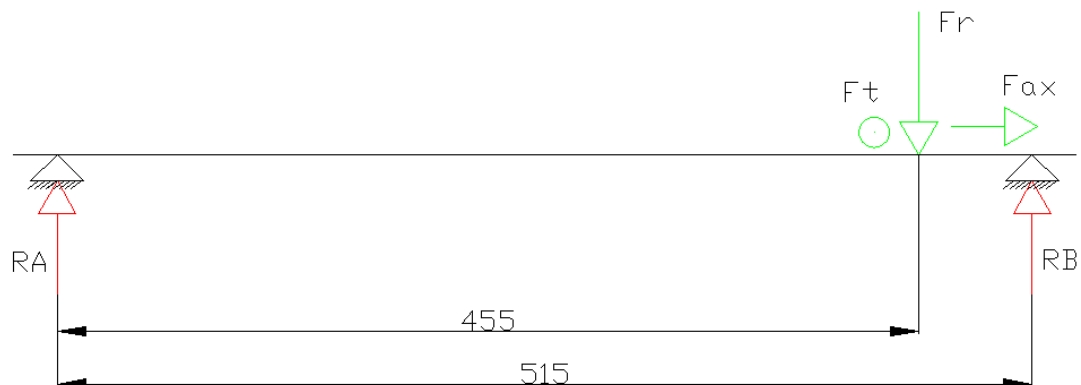


Imagen. 2.13 Distribución de fuerzas en el eje

Una vez que se tiene la distribución de fuerzas, ya se puede calcular los momentos.

Estas fuerzas, crearán los siguientes momentos:

- Momento torsor debido a una fuerza tangencial = T
- Momento flector debido a una fuerza axial = $M_{f,ax}$
- Momento flector debido a:
 - Una fuerza radial = $M_{f,r}$
 - Una fuerza tangencial = $M_{f,t}$

Se dispone a calcular los diferentes momentos, pero para ello es necesario conocer los diámetros de cada sección de los ejes:

Tabla 2.19 Diámetros ejes

	DIÁMETROS			
	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Eje Primario	15	18	24	30
Eje Secundario	60	50	46	40

Momento torsor:

$$T = Ft \cdot r = 1,8346 \cdot 30 = 55,038 \text{ KN}\cdot\text{mm} = \mathbf{55,038 \text{ N}\cdot\text{m}} \quad (2.42)$$

Donde r es el diámetro primitivo del piñón de la primera relación de transmisión.

Momento flector:

$$M_{f,ax} = Fax \cdot r = 1,05922 \cdot 30 = 31,776 \text{ KN}\cdot\text{mm} = \mathbf{31,776 \text{ N}\cdot\text{m}} \quad (2.43)$$

$$M_{f,t} = Ft \cdot r = 1,8346 \cdot 30 = 55,038 \text{ KN}\cdot\text{mm} = \mathbf{55,038 \text{ N}\cdot\text{m}} \quad (2.44)$$

Para el cálculo del momento flector debido a la fuerza radial, es necesario conocer las reacciones en los apoyos del eje, que en este caso serían en los rodamientos cónicos. Para ello, se debe dibujar como se comportaría el eje cuando se le aplica esta fuerza. Esto se puede observar en la imagen 2.13.

Las reacciones en los apoyos serán los siguientes:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_y = 0; \quad R_A + R_B - Fr = 0 & \quad (2.45) \\ \Sigma M_{(A)} = 0; \quad -Fr \cdot 455 + R_B \cdot 515 = 0 & \quad (2.46) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} R_B &= \mathbf{0,681 \text{ KN}} \\ R_A &= \mathbf{0,0898 \text{ KN}} \end{aligned}$$

Por lo tanto el momento flector creado es el siguiente:

$$M_{f,r} = R_A \cdot X = 0,0898 \cdot 455 = 40,864 \text{ KN}\cdot\text{mm} = \mathbf{40,864 \text{ N}\cdot\text{m}} \quad (2.47)$$

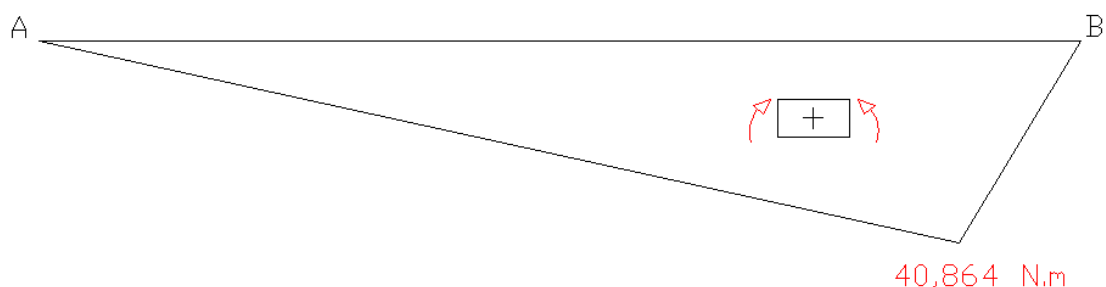


Imagen. 2.14 Momento creado por la fuerza radial

Las reacciones en las demás relaciones de transmisión, se calculan de la misma manera, la única diferencia es la distancia desde el apoyo hasta las fuerzas aplicadas, que en cada relación será la correspondiente a la posición de los engranajes.

Tabla 2.20 Distancias

	DISTANCIAS	EN EL	EJE	
Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4	Total
455	300	215	60	515

Estas distancias se utilizan para el cálculo de las reacciones en los apoyos.

Tabla 2.21 Reacciones

	REACCIONES	EN EL	EJE	
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
R_A (KN)	0,0898	0,2272	0,2566	0,3405
R_B (KN)	0,681	0,317	0,184	0,0449
$M_{f,r}$ (N·m)	40,864	68,152	55,170	20,432

Y con estas reacciones, se calculan los demás momentos flectores debidos a la fuerza radial. Estas reacciones, serán las mismas para el árbol primario y para el árbol secundario.

De este modo, los momentos producidos, torsores y flectores, en cada relación de transmisión son los siguientes:

Tabla 2. 22 Momentos producidos

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
M_t	55,038	55,038	55,038	55,038
$M_{f,ax}$	31,776	31,776	31,776	31,776
$M_{f,t}$	55,038	55,038	55,038	55,038
$M_{f,r}$	40,864	68,152	55,170	20,432
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
M_t	155,942	93,889	68,143	52,745
$M_{f,ax}$	90,034	54,207	39,342	30,452
$M_{f,t}$	155,942	93,889	68,143	52,745
$M_{f,r}$	40,864	68,152	55,170	20,432

1.2.4.3 Tensiones producidas en los ejes:

Tras realizar el cálculo de los momentos creados en cada sección del eje, se dispone a calcular las tensiones creadas por esos momentos.

En este caso, se tendrá una tensión constante debida al momento torsor y tres tensiones debidas a los mementos flectores axial, radial y tangencial. Estas tensiones creadas por los momentos flectores, a su vez serán tensiones constantes y alternas. Se dispondrá de una tensión constante debido al momento tangencial y dos alternas, una debida al momento radial y otra debida al momento axial.

La distribución de las tensiones será la siguiente:

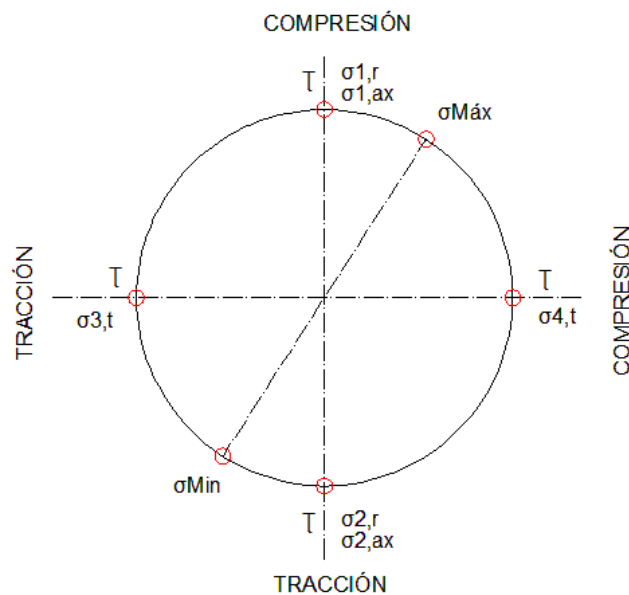


Imagen 2.15 Distribución de las tensiones en el eje

El cálculo de las tensiones se realiza de la siguiente manera:

Tensión a torsión:

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 55038}{\pi \times 15^3} = \mathbf{83,054 \text{ MPa}} \quad (2.48)$$

Tensión a flexión:

$$\sigma_{f,ax} = \frac{32 \times M_{f,ax}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 31776,6}{\pi \times 15^3} = \mathbf{95,903 \text{ MPa}} \quad (2.49)$$

$$\sigma_{f,r} = \frac{32 \times M_{f,r}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 40864}{\pi \times 15^3} = \mathbf{123,331 \text{ MPa}} \quad (2.50)$$

$$\sigma_{f,t} = \frac{32 \times M_{f,t}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 55038}{\pi \times 15^3} = \mathbf{166,108 \text{ MPa}} \quad (2.51)$$

Las tensiones a torsión y a flexión producidas en el resto de las secciones de los ejes son las siguientes:

Tabla 2.23 Tensiones

	PRIMARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
τ	83,054	48,064	20,277	10,382
$\sigma_{f,ax}$	95,903	55,499	23,414	11,988
$\sigma_{f,t}$	166,108	96,128	40,554	20,764
$\sigma_{f,r}$	123,331	119,03	40,651	7,708
	SECUNDARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
τ	3,677	3,825	3,565	4,197
$\sigma_{f,ax}$	4,246	4,417	4,117	4,846
$\sigma_{f,t}$	7,354	7,651	7,131	8,394
$\sigma_{f,r}$	1,927	5,553	5,773	3,252

Como se puede observar en la imagen 2.14 las tensiones, actuarán a tracción y a compresión, dependiendo del momento del giro del eje. La tensión debida a la fuerza radial y axial, cuando se produce en la parte superior del eje, producirá una tensión a compresión, mientras que cuando se sitúa en la parte inferior del eje, creará una tensión a tracción. En cambio la tensión debida a la fuerza tangencial, creará una tensión a tracción en un extremo y una a compresión en el otro extremo. Si se observa en la imagen 2.14, la tensión a tracción se creará en la parte izquierda del eje y la de compresión en la parte derecha.

Las tensiones en los puntos (1,2) y (3,4), se calculan de la siguiente manera:

$$\sigma_{1,2} = \sigma_r + \sigma_{ax} = \pm\sqrt{\sigma_{f,r}^2 + \sigma_{f,ax}^2} = \pm\sqrt{123,331^2 + 95,903^2} = \pm 156,231 \text{ MPa} \quad (2.52)$$

$$\sigma_{3,4} = \sigma_{f,t} = \pm\sqrt{\sigma_{f,t}^2} = \pm\sqrt{166,108^2} = \pm 166,108 \text{ MPa} \quad (2.53)$$

Tabla 2. 24 Tensiones (1,2)-(3,4)

	PRIMARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{1,2}$	$\pm 156,231$	$\pm 131,333$	$\pm 46,912$	$\pm 14,252$
$\sigma_{3,4}$	$\pm 166,108$	$\pm 96,128$	$\pm 40,554$	$\pm 20,763$
	SECUNDARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{1,2}$	$\pm 4,662$	$\pm 7,096$	$\pm 7,091$	$\pm 5,836$
$\sigma_{3,4}$	$\pm 7,354$	$\pm 7,651$	$\pm 7,131$	$\pm 8,395$

Una vez calculadas las tensiones unitarias, se procede a realizar el cálculo de las tensiones máximas y mínimas, que observando en la imagen 2.14, se puede comprobar que estas tensiones máximas y mínimas, no tienen por qué situarse en la parte superior e inferior, si no que estarán desplazadas:

$$\sigma_{\max,\min} = \pm\sqrt{(\sigma r + \sigma ax)^2 + \sigma t^2} = \pm\sqrt{156,231^2 + 166,108^2} = \pm 228,035 \text{ MPa} \quad (2.54)$$

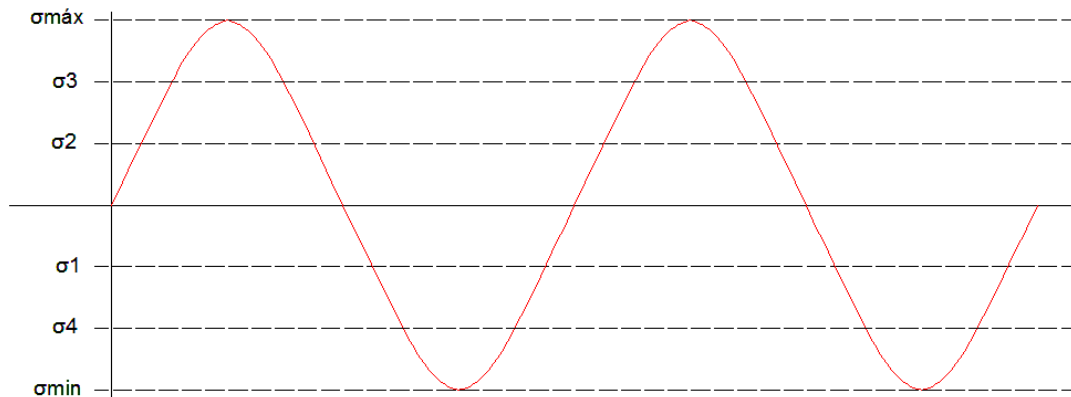


Imagen 2.16 Diagrama senoidal de tensiones

Mediante la imagen 2.15, se puede comprobar cómo las tensiones debidas a los momentos a flexión, son alternos y estarán comprendidos entre un valor máximo y un valor mínimo.

Tabla 2.25 Tensión max-min

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{\max,\min}$	$\pm 228,035$	$\pm 162,754$	$\pm 62,011$	$\pm 25,184$
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{\max,\min}$	$\pm 8,707$	$\pm 10,435$	$\pm 10,056$	$\pm 10,224$

Para calcular la tensión uniforme por las fuerzas radial y axial, al ser una tensión biaxial, se realiza de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{eq,m,f}} = \sqrt{\sigma A^2 + \sigma B^2 - \sigma A \times \sigma B} = \sqrt{155,231^2 + 166,108^2 - 155,231 \times 166,108} = 161,396 \text{ MPa} \quad (2.55)$$

La tensión biaxial en el resto de las secciones de los ejes son las siguientes:

Tabla 2.26 Tensión biaxial

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{eq,m,f}$	161,396	117,746	44,078	18,393
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{eq,m,f}$	6,444	7,389	7,111	7,452

Estas tensiones biaxiales a flexión, se utilizarán posteriormente para el cálculo de la vida útil de cada sección del eje a flexión.

También es necesario calcular las tensiones equivalentes de Von Mises, puesto que se refiere a una teoría de fallo. Estas tensiones de Von Mises que se calcularán a continuación, serán muy útiles para calcular el coeficiente de seguridad del eje y para poder comprobar si resiste a fluencia.

Von Mises:

$$\sigma_{eq,m} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_m^2} = \sqrt{228,035^2 + 3 * 83,054^2} = \mathbf{269,618 \text{ MPa}} \quad (2.56)$$

$$\sigma_{eq,a} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_a^2} = \sqrt{156231^2 + 3 * 0^2} = \mathbf{156,231 \text{ MPa}} \quad (2.56)$$

Las tensiones de Von Mises en las correspondientes secciones del eje son las siguientes:

Tabla 2. 27 Tensión de Von Mises

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{eq,m}$	269,618	182,809	71,266	30,945
$\sigma_{eq,a}$	156,231	131,333	46,912	14,252
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{eq,m}$	10,787	12,361	11,801	12,545
$\sigma_{eq,a}$	4,662	7,096	7,091	5,836

1.2.4.4 Material de fabricación de los ejes:

En el siguiente apartado se realizará la selección del material del cual se van a fabricar los ejes. Conocer el material de fabricación es necesario para conocer las cargas máximas que puede soportar el eje.

La lista de materiales más comunes en el mercado para la fabricación de los ejes se puede observar en la siguiente tabla de aceros para fabricación:

Tabla II.18 Materiales para ejes

NOMINACION GOST	Rotura a Tracción		A Fluencia σ_F	Límites De Fatiga					
	σ_{RT}			A Tracción y compresión		A Flexión		A Torsión	
	Min	Max		σ_{0T}	σ_{1T}	σ_{0T}	σ_{1T}	τ_0	τ_1
				Intermit	alternat	Intermit	alternat	Intermit	alternat
CT3	380	470	240	238	132	323	180	214	107
CT4	420	520	260	255	145	358	194	220	110
CT5	500	620	280	313	174	425	238	280	140
CT6	600	720	310	365	205	500	280	332	166
CT7	700	850	350	430	240	590	328	390	195
10	350	450	210	223	124	304	170	200	100
15	380	500	220	245	135	335	185	220	110
20	410	500	250	254	140	346	191	225	112
25	470	550	300	284	156	388	214	252	126
35	550	650	350	333	185	456	254	300	150
45	650	750	390	390	217	532	298	350	175
55	750	900	450	460	256	630	352	416	208
65	820	1150	480	530	258	710	395	460	230
15X	700	840	500	400	240	508	324	354	192
20X	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30X	900	1080	700	515	306	653	415	455	247
35X	950	1140	750	545	324	690	438	480	260
40X	1000	1200	800	570	340	725	460	505	275
20XRC	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30XRC	1100	1320	850	630	385	800	508	555	302
50XH	1100	1320	850	630	380	800	508	555	302

El material que se escoge para este diseño es el **GOST40X**. Se escoge este material puesto que el objetivo es que la caja de cambios soporte las cargas a las que se expone. Los ejes de la caja, están expuestas a un elevado régimen de giro del motor, por lo que es conveniente elegir un acero con una alta resistencia a la rotura.

Las características de este material son:

$$\sigma_R = S_{ut} = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = S_y = 800 \text{ MPa}$$

Primero se calcula la tensión equivalente respecto al diámetro correspondiente a la sección que se quiere calcular. Para este primer cálculo, para la sección de la primera relación de transmisión del eje primario, se toma un diámetro de 15 mm.

La tensión equivalente se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S'_e \quad (2.57)$$

Donde:

- K_a = Factor de acabado superficial
- K_b = Factor de tamaño
- K_q = Factor de carga
- K_d = Factor de temperatura
- K_e = Factor de concentrador de tensiones
- K_g = Factor de efectos diversos
- K_c = Factor de confiabilidad
- S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

A continuación se exponen las tablas de las que se extrae cada valor de cada coeficiente K.

- Tensión equivalente a flexión:

Factor de acabado superficial K_a :

La superficie de la probeta corresponde a un pulido especular. La de la pieza, en general, presenta una rugosidad mayor. La sensibilidad a la rugosidad superficial es mayor cuanto mayor es la resistencia del material.

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b \quad (2.58)$$

Tabla II.19 Gráfico factor de acabado superficial

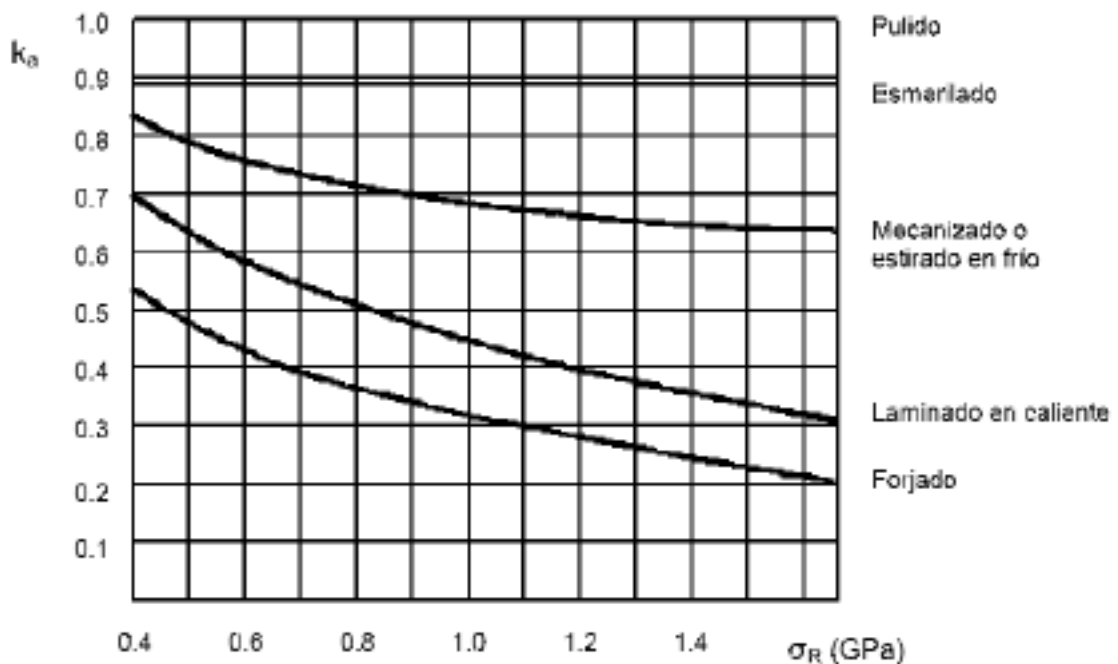


Tabla II.20 Factor de acabado superficial

Acabado de Superficie	Factor	a	Exponente b
	KPsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Mecanizado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

En este caso, el eje al estar rectificado los factores escogidos son:

a = 1,58 MPa	b = -0,085
---------------------	-------------------

$$K_a = 1,58 \cdot (1000)^{-0,085} = \mathbf{0,878}$$

Factor de tamaño Kb:

El factor de tamaño se ha evaluado a partir de datos experimentales. La fatiga es un fenómeno estadístico. Cuanto mayor sea el volumen de la pieza sometida a tensiones elevadas, mayor será la probabilidad de encontrar un defecto de tamaño crítico que provoque el inicio de la grieta de fatiga. Por ello se debe considerar este factor de tamaño.

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad (2.59)$$

En donde d_e para secciones circulares en flexión alternada es:

$$d_e = 0,37 \cdot d = 0,37 \cdot 15 = 5,55 \quad (2.60)$$

Por lo tanto, con la fórmula (2.59), el factor de tamaño es el siguiente:

$$K_b = \left(\frac{5,55}{7,62} \right)^{-0,1133} = \mathbf{1,036}$$

Factor de carga Kq:

Para flexión alternada: $K_q = \mathbf{1}$

Factor de temperatura Kd:

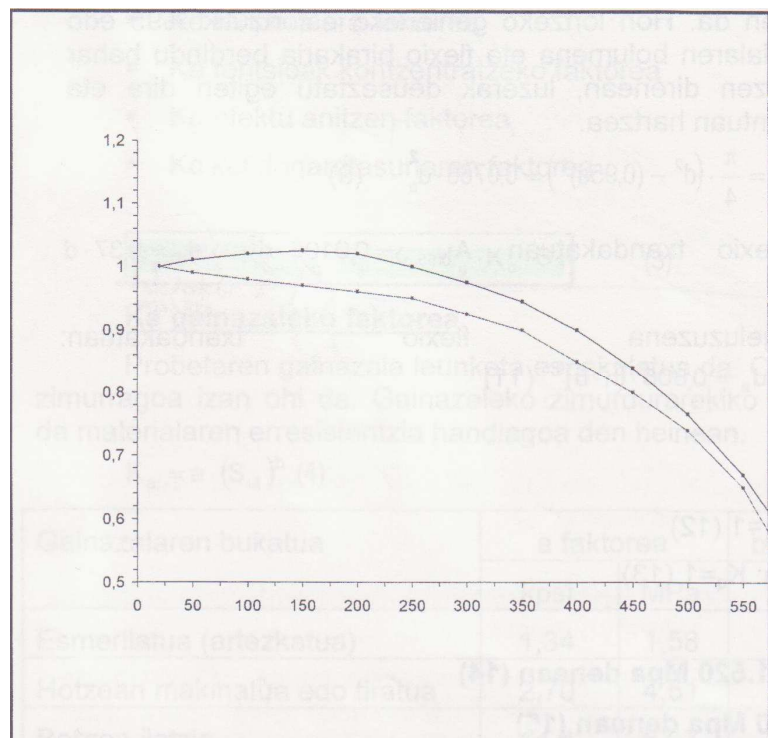
Este factor considera la diferencia de temperatura entre el ensayo realizado y la temperatura de operación. Cuando las temperaturas son bajas, se debe comprobar el fallo frágil, y cuando las temperaturas son altas se debe comprobar el fallo por fluencia. Esto es debido a la variación del límite elástico y la resistencia a tracción con la temperatura. La variación de la resistencia se supone similar a la de la resistencia a tracción.

$$K_d = \frac{S_{ut}}{S_u} \quad (2.61)$$

Tabla II.21 Factor de temperatura

Temperatura (°C)	Sut/Su
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

Tabla II.22 Gráfico factor de temperatura



Con Sut resistencia a la tracción a temperatura T y Su resistencia a tracción a temperatura normal (normalmente 20°C).

$$K_d = 1$$

Factor de concentrador de tensiones K_e :

El fallo por fatiga es muy sensible a la existencia de entalla. El efecto de la entalla sobre la resistencia a la fatiga se expresa mediante el factor de concentración de esfuerzo por fatiga K_f .

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (2.62)$$

En este caso en concreto, como el apoyo del engranaje es mediante un eje recto sin entalla, no se tendrá en cuenta este coeficiente, por lo que será igual a la unidad.

$$K_e = 1$$

Factor de efectos diversos K_g :

En el presente proyecto, al no tener ningún efecto diverso externo al material, el coeficiente K_g es la unidad.

$$K_g = 1$$

Factor de confiabilidad K_c :

La fatiga es un fenómeno estadístico. La distribución de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos, con una desviación típica o estándar σ . Funcionalmente se diseña para una seguridad funcional del 90%. En general:

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D \quad (2.63)$$

Tabla II.23 Factor de confiabilidad

Confiabilidad	D
50	0
85	1
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

Como bien se ha comentado con anterioridad, esta caja de cambios está diseñada para una seguridad funcional del 90%, por lo que $D = 1,3$.

Datos:

- $D = 1,3$
- $\sigma = 0,08$

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D = 1 - 0,08 \cdot 1,3 = \mathbf{0,896}$$

Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta S'e:

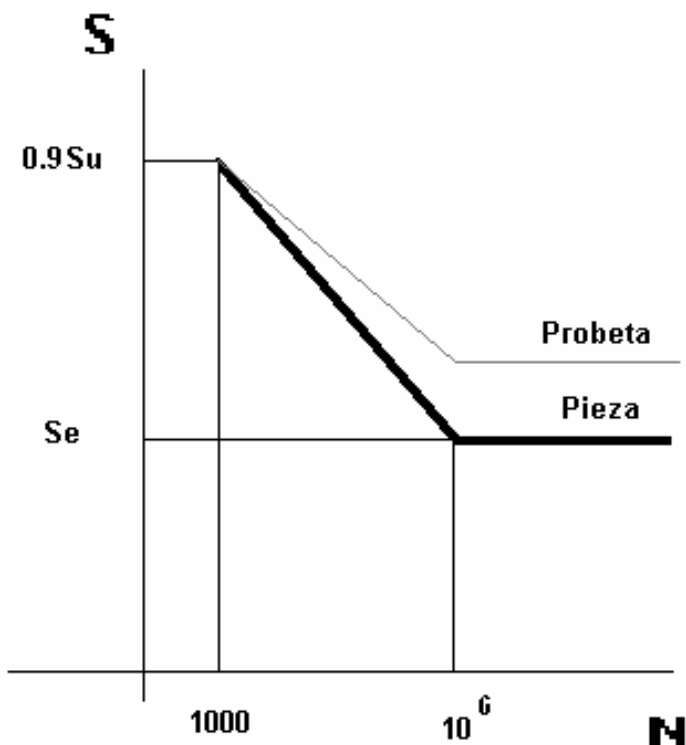
La rotura a tracción S_{ut} , al ser menor de 1400 MPa, S'e se calcula de la siguiente manera.

$$S'e = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 1000 = \mathbf{504 \text{ MPa}} \quad (2.64)$$

Una vez calculados todos los factores, ya se puede calcular la tensión equivalente mediante la fórmula (2.57):

$$S_e(10^6) = 0,878 \cdot 1,036 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 504 = \mathbf{411,143 \text{ MPa}}$$

Tabla II.24 Curva S-N, flexión



Viendo la tabla (II.26) se puede observar que es necesario calcular la tensión para 10^3 , por lo que se calculará de la siguiente forma:

$$S_e(10^3) = \frac{0,9 \times S_{ut}}{K_{f'}} \quad (2.65)$$

En donde $K_{f'} = 1 + C \cdot (K_f - 1)$ (2.66)

$$Y \ C = \frac{0,3 \times S_{ut}}{700} - 0,1 = \frac{0,3 \times 1000}{700} - 0,1 = \mathbf{0,329} \quad (2.67)$$

Por lo tanto la fórmula (2.66) queda de la siguiente forma:

$$Kf' = 1 + 0,329 \cdot (1-1) = 1$$

Y la fórmula (2.65):

$$Se (10^3) = \frac{0,9 \times 1000}{1} = \mathbf{900 \text{ MPa}}$$

Las tensiones equivalentes en las demás secciones del eje primario como en las secciones del eje secundario, se calculan de la misma manera pero en cada caso cogiendo el coeficiente adecuado, dependiendo del diámetro de la sección.

Tabla2. 28 Tensión equivalente a flexión

				EJE	PRIM	ARIO				
	Ka	Kb	Kq	Kd	Ke	Kg	Kc	S'e	Se(10 ⁶)	Se(10 ³)
R-1	0,878	1,036	1	1	1	1	0,896	504	411,143	900
R-2	0,878	1,015	1	1	1	1	0,896	504	402,737	900
R-3	0,878	0,983	1	1	1	1	0,896	504	389,822	900
R-4	0,878	0,958	1	1	1	1	0,896	504	380,089	900
				EJE	SECUN	DARIO				
	Ka	Kb	Kq	Kd	Ke	Kg	Kc	S'e	Se(10 ⁶)	Se(10 ³)
R-1	0,878	0,886	1	1	1	1	0,896	504	351,382	900
R-2	0,878	0,904	1	1	1	1	0,896	504	358,716	900
R-3	0,878	0,913	1	1	1	1	0,896	504	362,121	900
R-4	0,878	0,927	1	1	1	1	0,896	504	367,900	900

- Tensión equivalente a torsión:

El cálculo de la tensión equivalente a torsión, se realiza de la misma forma que para flexión, pero en este caso, habrá coeficientes que cambien, como el factor de tamaño, de carga y el de concentrador de tensiones, que se calculan mediante otras fórmulas, al ser de torsión. Los demás factores se calculan de la misma manera.

Factor de tamaño Kb:

En este caso, en lugar de utilizar la fórmula (2.59), que sería para secciones circulares a flexión alternada, se utiliza la fórmula para secciones circulares a torsión continua, que es la siguiente:

$$Kb = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{15}{7,62}\right)^{-0,1133} = \mathbf{0,926} \quad (2.68)$$

Factor de carga Kq:

El factor de carga, cuando se refiere a un esfuerzo a torsión, se considera la siguiente:

$$Kq = 1/\sqrt{3} = 0,577 \quad (2.69)$$

Factor de concentrador de tensiones Ke:

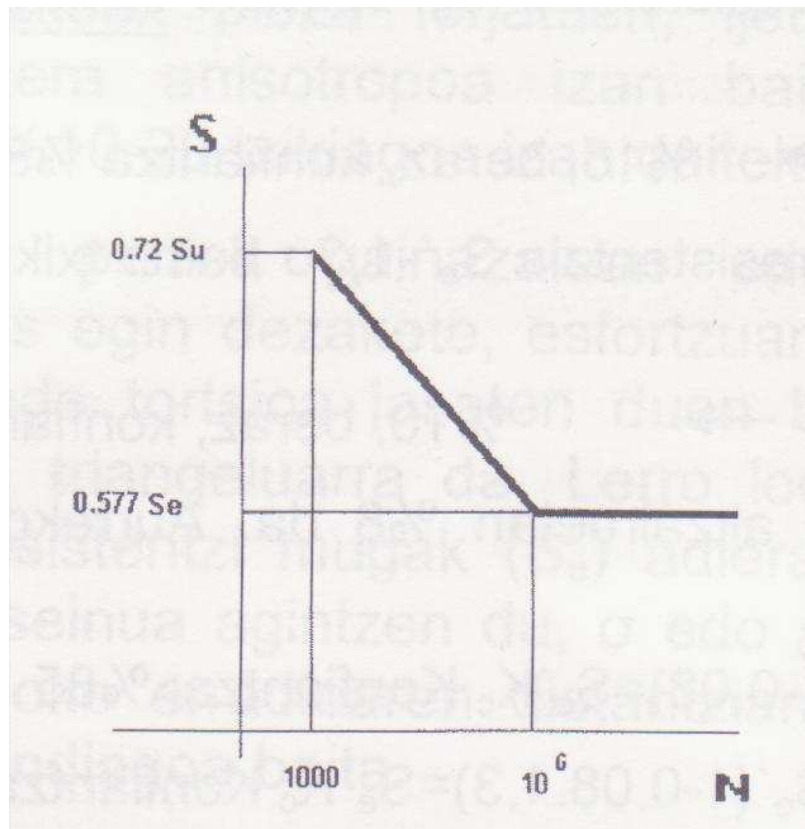
El factor de concentrador de tensiones a torsión, al igual que a flexión, será la unidad.

$$Ke = 1$$

Los demás coeficientes, son los mismos que para flexión, por lo que en este caso, la tensión equivalente a torsión, mediante la fórmula (2.57), queda de la siguiente manera:

$$Se(10^6) = 0,878 \cdot 0,926 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 504 = 211,846 \text{ MPa}$$

Tabla II.25 Curva S-N, torsión



Viendo la tabla (II.29) se puede observar que es necesario calcular la tensión para 10^3 , por lo que se calculara de la siguiente forma:

$$Se(10^3) = \frac{0,72 \times S_{ut}}{Kf'} \quad (2.70)$$

Mediante la fórmula (2.67), se obtendrá el coeficiente Kf' , puesto que el coeficiente C, es el mismo que para flexión, quedará así:

$$Kf' = 1 + 0,329 \cdot (1-1) = 1$$

Y con la fórmula (2.71):

$$Se (10^3) = \frac{0,72 \times 1000}{1} = \mathbf{720 \text{ MPa}}$$

Las tensiones equivalentes en las demás secciones del eje primario como en las secciones del eje secundario, se calculan de la misma manera pero en cada caso cogiendo el coeficiente adecuado, dependiendo del diámetro de la sección.

Tabla2. 29 Tensión equivalente a torsión

				EJE	PRIM	ARIO				
	Ka	Kb	Kq	Kd	Ke	Kg	Kc	S'e	Se(10 ⁶)	Se(10 ³)
R-1	0,878	0,926	0,577	1	1	1	0,896	504	212,085	720
R-2	0,878	0,907	0,577	1	1	1	0,896	504	207,749	720
R-3	0,878	0,878	0,577	1	1	1	0,896	504	201,086	720
R-4	0,878	0,856	0,577	1	1	1	0,896	504	196,066	720
				EJE	SECUN	DARIO				
	Ka	Kb	Kq	Kd	Ke	Kg	Kc	S'e	Se(10 ⁶)	Se(10 ³)
R-1	0,878	0,791	0,577	1	1	1	0,896	504	181,257	720
R-2	0,878	0,808	0,577	1	1	1	0,896	504	185,041	720
R-3	0,878	0,815	0,577	1	1	1	0,896	504	186,797	720
R-4	0,878	0,828	0,577	1	1	1	0,896	504	189,778	720

1.2.4.5 Cálculo de la vida útil de los ejes:

Para realizar el cálculo de la vida útil de los ejes, es necesario conocer la resistencia del material y del propio eje a las fuerzas externas. Estas resistencias a las fuerzas externas, ya se han realizado en los apartados anteriores, por lo que para obtener la vida útil, en ciclos de vida, habrá que aplicar la siguiente fórmula:

$$\frac{\text{Log}(Se(10^3)) - \text{Log}(Se(10^6))}{6-3} = \frac{\text{Log}(Se(10^3)) - \text{Log}(S)}{\text{Log}(\text{Ciclos}) - 3} \quad (2.72)$$

Sustituyendo los valores ya calculados en dicha ecuación, los ciclos de vida son:

- Ciclos a flexión:

$$\frac{\text{Log}(Se(757,612)) - \text{Log}(Se(411,143))}{6-3} = \frac{\text{Log}(Se(757,612)) - \text{Log}(161,396)}{\text{Log}(\text{Ciclos}) - 3}$$

$$\text{Ciclos} = \mathbf{3,807 \cdot 10^9}$$

$$\text{Ciclos} = 3,807 \cdot 10^9 \cdot \frac{1 \text{ ciclo}}{11000 \text{ rpm}} \cdot \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = \mathbf{5768,314 \text{ horas de vida a flexión}}$$

Estas horas calculadas, serán las horas que resistirá la sección del eje primario donde va montado el engranaje de la primera relación de transmisión. Por lo tanto, este cálculo quiere decir que esa parte del eje primario podrá resistir más de 5700 horas, es decir, prácticamente 0,65 años a 11000 r.p.m. en primera velocidad sin detenerse.

En una carrera de kart, el cambio de marcha de primera a segunda velocidad, se realiza, para este motor en concreto como bien se ha explicado con anterioridad, entre las revoluciones de máximo par y máxima potencia para conseguir la máxima velocidad, es decir, entre 8500 r.p.m. y 11000 r.p.m. Por lo tanto, para realizar un cálculo aproximado, se podría decir que el cambio de marcha de primera a segunda se realizará a una media de 9500 r.p.m.

Teniendo en cuenta que una carrera de Karts, suele ser de 40 vueltas y que se tarda una media de 1,5 minutos por vuelta, eso hace una media de 1 hora de carrera. Suponiendo que se realiza el cambio de primera a segunda 5 veces por vuelta, puesto que la gran mayoría de las veces se utilizarán marchas más elevadas, y que cada cambio se realizará en un periodo de 3 segundos, eso hace un total de (5x3x40) 600 segundos por carrera en primera velocidad, es decir 0,11 horas.

Por lo tanto, con este cálculo aproximado, se podría decir que esta sección del eje resistirá una vida infinita sin que esa sección del eje rompa a flexión, es decir, viendo este cálculo aproximado de la duración de la sección del eje más solicitado a fuerzas externas, se puede decir que la vida de la caja de cambios no tendrá ningún problema y que no romperá prematuramente.

El cálculo de la vida de las demás secciones de los ejes a flexión, se realiza de la misma manera.

Tabla 2.30 Vida a flexión

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Ciclos	3807086981	3,872E+10	6,537E+13	3,466E+16
Horas	5768,313	58673,436	99047791,8	52516426302
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Ciclos	5,683E+18	4,6E+18	8,937E+18	1,192E+19
Horas	8,611E+12	6,96E+12	1,354E+13	1,806E+13

- Ciclos a torsión:

Utilizando la fórmula (2.72), se calculará la vida en ciclos de la sección del eje a torsión:

$$\frac{\text{Log}(Se(644,050)) - \text{Log}(Se(212,085))}{6-3} = \frac{\text{Log}(Se(644,050)) - \text{Log}(83,05)}{\text{Log}(\text{Ciclos})-3}$$

Ciclos = **200001192,1**

$$\text{Ciclos} = 200001192,1 \cdot \frac{1 \text{ ciclo}}{11000 \text{ rpm}} \cdot \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = \mathbf{303,032 \text{ horas de vida a torsión}}$$

El cálculo de la vida de las demás secciones de los ejes a torsión, se realiza de la misma manera.

Tabla 2.31 Vida a torsión

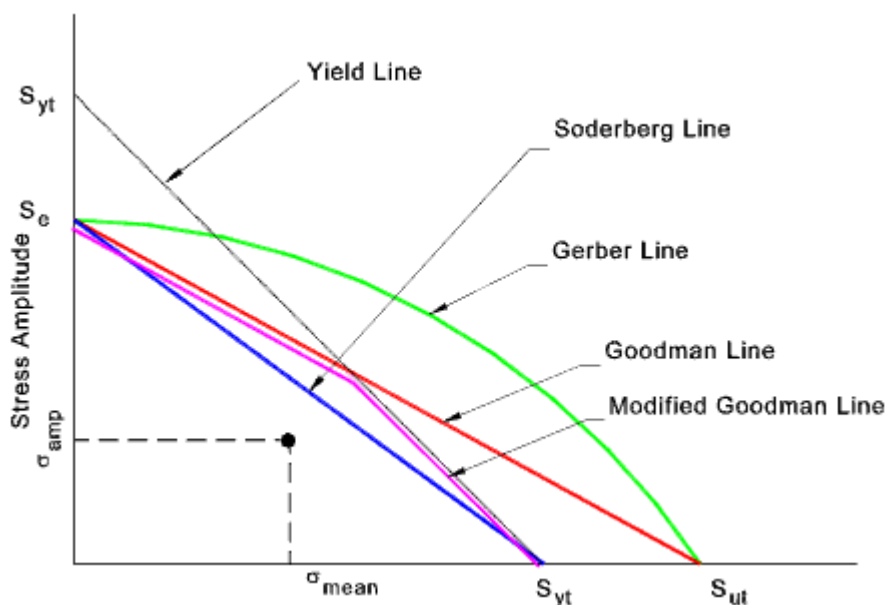
	PRIMARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Ciclos	200001192,1	3412880155	2,489E+11	5,980E+12
Horas	303,032	5171,031	377141,884	9061733,985
	SECUNDARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Ciclos	3,004E+14	3,67E+14	6,342E+14	3,761E+14
Horas	455144694,3	5,56E+08	960857173	569826941

1.2.4.6 Criterio de Goodman:

Para determinar el fallo de un componente sometido a tensiones fluctuantes, se compara el término constante de la tensión actuante, la tensión media σ_m , con el límite a rotura estático y el término variable, la tensión alternada σ_a , con el límite a fatiga.

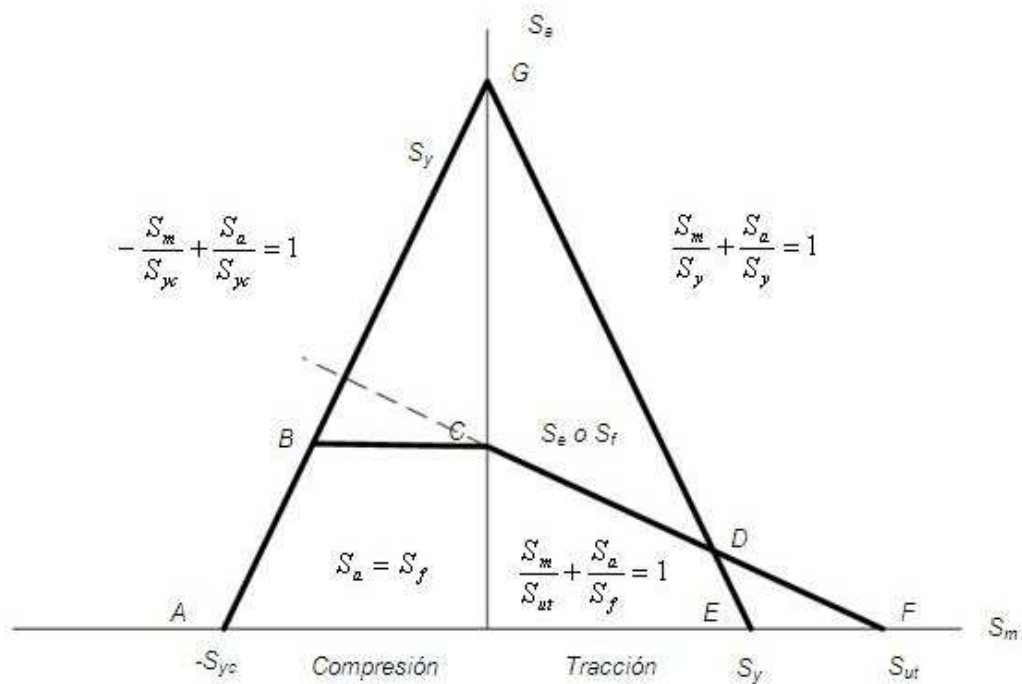
Existen cuatro líneas de fallo: la línea de fluencia, la línea de Soderberg, la línea de Goodman y la parábola de Gerber. El factor de seguridad se expresa como C.S.

Tabla II.26 Criterio de fallos



El criterio más empleado es el criterio de Goodman. En este criterio se distingue entre tensiones medias tractivas y compresivas, y considera que las tensiones medias compresivas no afectan a la vida a fatiga. Cuando además se incluye la fluencia como criterio de fallo, surge el diagrama de Goodman modificado. Considerese C.S. el factor de seguridad, tal que $C.S. = (C.S.1, C.S.2)$. C.S.1 es el factor de seguridad que cumple el criterio de fluencia. C.S.2 es el factor de seguridad que cumple el criterio de Goodman. El criterio de Gerber no se recomienda en materiales frágiles.

Tabla II.27 Goodman



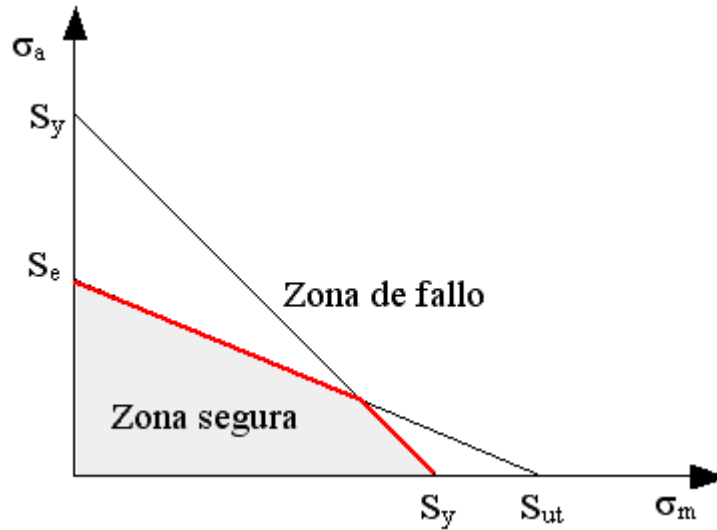
El criterio de Goodman, se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{\sigma_m}{s_{ut}/CS} + \frac{\sigma_a}{s_e/CS} = 1 \quad (2.73)$$

Mediante esta fórmula, se puede obtener el coeficiente de seguridad (C.S):

$$C.S. = \frac{1}{(\sigma_m/s_{ut}) + (\sigma_a/s_e)} = \frac{1}{(269,218/1000) + (156,231/161,396)} = \mathbf{0,808}$$

Tabla II.28 Concentrador de tensiones



Con este coeficiente de seguridad, lo que se está haciendo es que el punto de rotura, esté en la zona segura del gráfico II.28), por lo que el material y las dimensiones del eje escogidas son las correctas para esta caja de cambios.

Los coeficientes de seguridad de todas las secciones de los ejes, están calculados para que cumplan el criterio de Goodman:

Tabla 2.32 Coeficiente de seguridad

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
C.S.	0,808	0,770	0,880	1,241
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
C.S.	1,362	1,028	0,991	1,256

1.2.4.7 Fluencia:

El último paso que se da para comprobar que el material y las dimensiones del eje son las correctas, es comprobar si cumple a fluencia, se tiene que verificar a fluencia.

$$\sigma_{eq,max} = \sigma_m + \sigma_a \leq S_y / C.S. \quad (2.74)$$

Desarrollando la fórmula (2.74) con los datos calculados con anterioridad, queda de la siguiente manera:

$$\sigma_{eq,max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 * \tau_{max}^2} = \sqrt{(228,035 + 156,231)^2 + 3 * 83,054^2} = 410,31 \text{ MPa}$$

$$S_y/C.S. = 800/0,808 = 990,088$$

$$410,31 \leq 990,088$$

El eje **si cumple** a fluencia

Como se puede comprobar en la siguiente tabla, las demás secciones del eje también cumplen a fluencia:

Tabla 2.33 Fluencia

	PRIMARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{eq,max}$	410,31	305,644	114,444	43,343
$S_y/C.S.$	990,088	1038,561	908,443	644,633
	SECUNDARIO			
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
$\sigma_{eq,max}$	14,809	18,741	18,226	17,629
$S_y/C.S.$	587,438	778,162	807,186	636,568

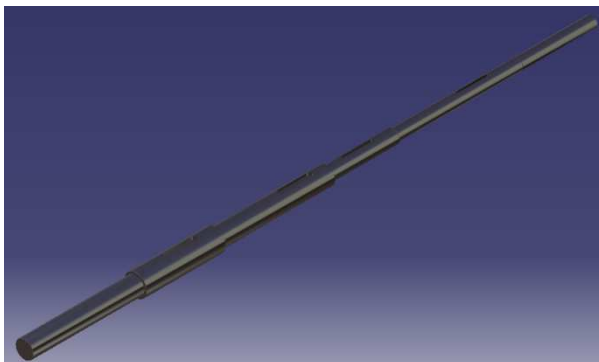


Imagen 2.16 Eje Primario

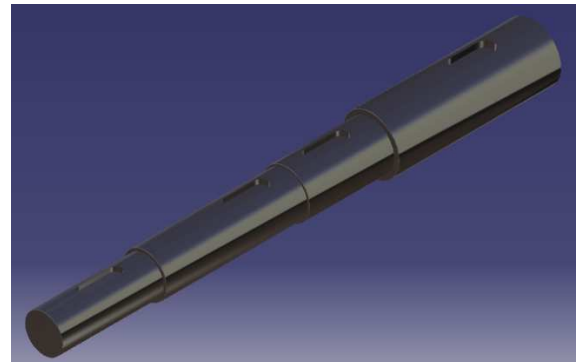


Imagen 2.17 Eje Secundario

1.2.5.- Uniones y elementos de fijación:

Una vez calculadas las dimensiones de los engranajes y de los ejes, se deben definir los elementos encargados de unir y fijar cada una de las piezas de la caja de cambios.

Para unir los engranajes con los ejes, se van a utilizar chavetas normalizadas, que unirán a los diferentes engranajes con el eje solidariamente. Este tipo de unión se hará tanto para el eje primario como para el secundario.

En el eje primario, irán alojados los sincronizadores que permitirán seleccionar la velocidad adecuada en cada momento.

Para soportar los ejes dentro de la caja de cambios, se usarán rodamientos. Este tipo de unión, permitirá un giro del eje sin perder velocidad de giro.

1.2.5.1 Chavetas:

Como se ha comentado con anterioridad, las chavetas serán las encargadas de unir los engranajes alojados en los ejes, con el eje primario y con el eje secundario.

Las chavetas se calculan principalmente a cortante. En caso de tener momentos torsores muy elevados se deberían comprobar también a compresión, pero no este caso.

En este caso, se parte de las siguientes solicitaciones:

Para el caso del engranaje de la primera velocidad en el eje primario:

- Momento torsor máximo: 55,038 N·m
- Diámetro del eje: 15 mm

Con el momento torsor, se puede calcular la fuerza que deberá soportar la chaveta:

$$T = F \cdot D_{\text{eje}} \quad (2.75)$$

Despejando la fórmula (2.75) para hallar la fuerza queda:

$$F = \frac{T}{D_{\text{eje}}} = \frac{55,038}{0,015} = \mathbf{3669,2 \text{ N}}$$

El siguiente paso es encontrar las medidas de la chaveta que se debe colocar en los elementos a unir.

Las chavetas se seleccionan de un fabricante de elementos normalizados, la casa OPAC. A continuación se verá que chavetas tiene para ejes de diámetro 15 mm.

En este caso, se ha escogido una chaveta normalizada DIN 6885.

DIN 6885



Imagen 2.18 Chaveta

Tabla II.29 Dimensiones eje

E. CHAVETAS Y CHAVETEROS
E.1. Dimensiones de los chaveteros
 Según DIN 6885.
 Para chavetas paralelas.

Diámetro del eje d_1	Sección chaveta $b \times h$	CHAVETEROS			
		Tel. P9 en el ancho b	Prof. en el eje t_1	Prof. en el cubo t_2	Redondeado r_2
> 6 - 8	2 x 2	-0,009	1,2 +0,1	1,0 +0,1	0,25 -0,1
> 8 - 10	3 x 3	-0,034	1,8 +0,1	1,4 +0,1	0,25 -0,1
> 10 - 12	4 x 4	-0,012	2,5 +0,1	1,8 +0,1	0,25 -0,1
> 12 - 17	5 x 5	-0,042	3,0 +0,1	2,3 +0,1	0,4 -0,15
> 17 - 22	6 x 6		3,5 +0,2	2,8 +0,1	0,4 -0,15
> 22 - 30	8 x 7	-0,015	4,0 +0,2	3,3 +0,1	0,4 -0,15
> 30 - 38	10 x 8	-0,051	5,0 +0,2	3,3 +0,2	0,6 -0,2
> 38 - 44	12 x 8		5,0 +0,2	3,3 +0,2	0,6 -0,2
> 44 - 50	14 x 9	-0,018	5,5 +0,2	3,8 +0,2	0,6 -0,2
> 50 - 58	16 x 10	-0,061	6,0 +0,2	4,3 +0,2	0,6 -0,2
> 58 - 65	18 x 11		7,0 +0,2	4,4 +0,2	0,6 -0,2
> 65 - 75	20 x 12		7,5 +0,2	4,9 +0,2	0,8 -0,2
> 75 - 85	22 x 14	-0,022	9,0 +0,2	5,4 +0,2	0,8 -0,2
> 85 - 95	25 x 14	-0,074	9,0 +0,2	5,4 +0,2	0,8 -0,2
> 95 - 110	28 x 16		10,0 +0,2	6,4 +0,2	0,8 -0,2
> 110 - 130	32 x 18		11,0 +0,3	7,4 +0,2	0,8 -0,2
> 130 - 150	36 x 20	-0,026	12,0 +0,3	8,4 +0,3	1,2 -0,2
> 150 - 170	40 x 22	-0,088	13,0 +0,3	9,4 +0,3	1,2 -0,2
> 170 - 200	45 x 25		15,0 +0,3	10,4 +0,3	1,2 -0,2
> 200 - 230	50 x 28		17,0 +0,3	11,4 +0,3	1,2 -0,2
> 230 - 260	56 x 32		20,0 +0,3	12,4 +0,3	2,0 -0,4
> 260 - 290	63 x 32	-0,032	20,0 +0,3	12,4 +0,3	2,0 -0,4
> 290 - 330	70 x 36	-0,106	22,0 +0,3	14,4 +0,3	2,0 -0,4
> 330 - 380	80 x 40		25,0 +0,3	15,4 +0,3	3,0 -0,5
> 380 - 440	90 x 45	-0,037	28,0 +0,3	17,4 +0,3	3,0 -0,5
> 440 - 500	100 x 50	-0,124	31,0 +0,3	19,5 +0,3	3,0 -0,5

Tabla II.30 Dimensiones engranaje



Diámetro del eje en mm	Dimensión chaveta		CHAVETERO				Tolerancias chavetero en micras			
	h _c A	h _t B	F	Toler. en mm	G	Toler. en mm	Libre		Normal	
							en C	en E	en C	en E
8-10	3	3	D-1,8	0 -0,1	D + 1,4	+0,1 0	+25 2	+60 +20	-4 -29	±12
10-12	4	4	D-2,5	0 -0,1	D + 1,8	+0,1 0	+30 0	+78 +30	0 -30	±15
12-17	5	5	D-3	0 -0,1	D + 2,3	+0,1 0	+30 0	+78 +30	0 -30	±15
17-22	6	6	D-3,5	0 -0,1	D + 2,8	+0,1 0	+30 0	+78 +30	0 -30	±15
22-30	8	7	D-4	0 -0,2	D + 3,3	+0,2 0	+36 0	+98 +40	0 -36	±18
30-38	10	8	D-5	0 -0,2	D + 3,3	+0,2 0	+36 0	+98 +40	0 -36	±18
38-44	12	8	D-5	0 -0,2	D + 3,3	+0,2 0	+43 0	+120 +50	0 -43	±22
44-50	14	9	D-5,5	0 -0,2	D + 3,8	+0,2 0	+43 0	+120 +50	0 -43	±22
50-58	16	10	D-6	0 -0,2	D + 4,3	+0,2 0	+43 0	+120 +50	0 -43	±22
58-65	18	11	D-7	0 -0,2	D + 4,4	+0,2 0	+43 0	+120 +50	0 -43	±22
65-75	20	12	D-7,5	0 -0,2	D + 4,9	+0,2 0	+52 0	+149 +65	0 -52	±26
75-85	22	14	D-9	0 -0,2	D + 5,4	+0,2 0	+52 0	+149 +65	0 -52	±26
85-95	25	14	D-9	0 -0,2	D + 5,4	+0,2 0	+52 0	+149 +65	0 -52	±26
95-110	28	16	D-10	0 -0,2	D + 6,4	+0,2 0	+52 0	+149 +65	0 -52	±26
110-130	32	18	D-11	0 -0,2	D + 7,4	+0,2 0	+62 0	+180 +80	0 -62	±31
130-150	36	20	D-12	0 -0,3	D + 8,4	+0,3 0	+62 0	+180 +80	0 -62	±31
150-170	40	22	D-13	0 -0,3	D + 9,4	+0,3 0	+62 0	+180 +80	0 -62	±31
170-200	45	25	D-15	0 -0,3	D + 10,4	+0,3 0	+62 0	+180 +80	0 -62	±31

Para el eje que se tiene, se necesita una chaveta de medidas en mm:

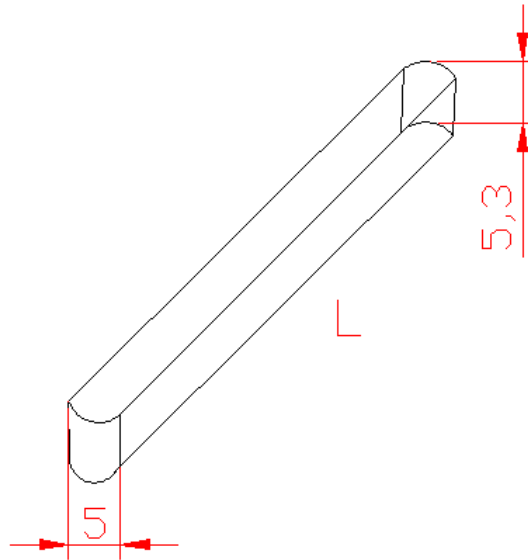


Imagen 2.19 Chaveta normalizada

Para completar la chaveta, se debe conocer la longitud. Ésta longitud depende de la fuerza que se ha calculado previamente.

La chaveta se calcula a cortante ya que las fuerzas se distribuyen:

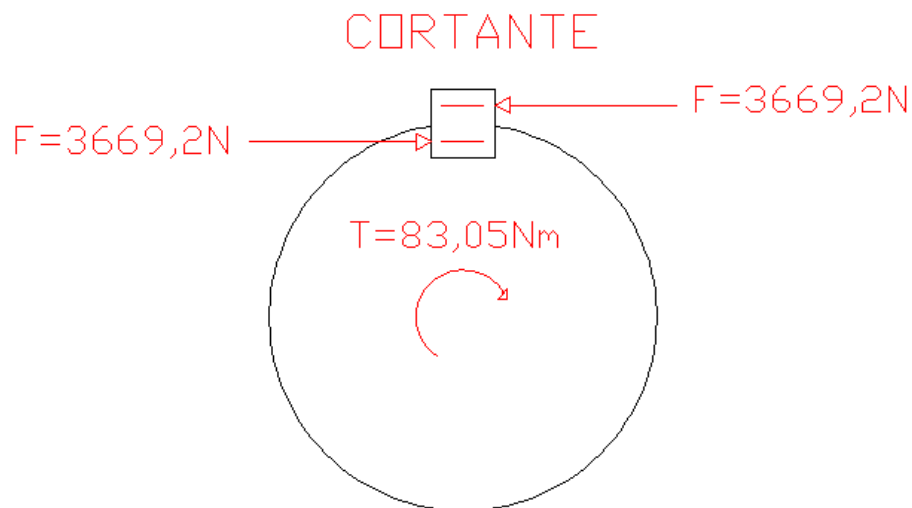


Imagen 2.20 Esfuerzos en la chaveta

Con la fórmula a cortante se obtiene la longitud mínima de la chaveta:

$$\tau = \frac{F}{Sr} = \frac{F}{b \times L} \quad (2.76)$$

Donde S_r es la sección resistente.

La τ para calcular la chaveta se iguala a la mitad de la tensión de fluencia resistente:

$$T \approx 0,5 \cdot \sigma_F \quad (2.77)$$

El fabricante que se ha seleccionado, suministra las chavetas en 2 tipos de material distinto:

Tabla II.31 Material chavetas

- 1) Material (a indicar en el pedido)
 ST 60 (acero de 60 kg/mm² de resistencia a la tracción en pieza terminada).
 ST 80 (acero de 80 kg/mm² de resistencia a la tracción en pieza terminada).
- 2) Si se han de suministrar lengüetas de ajuste forma E y F sin agujeros para tornillos de presión, se indicará en el pedido.
- 3) Para medidas de unión, especialmente de extremos de ejes se observará imprescindiblemente la coordinación de las secciones de lengüetas de ajuste con los diámetros de ejes.
- 4) Se recomienda para anchuras de chaveteros entallados atenerse a la calidad ISA-IT8 en lugar de IT9 (por tanto P8 en lugar de P9, N8 en lugar de N9 y J8 en lugar de J9).
- 5) En los dibujos de taller se anotarán juntas la medidas t_1 y $(d_1 - t_1)$, así como t_2 y $(d_2 + t_2)$. Además en ciertas circunstancias se tendrán en cuenta las tolerancias y demasías de mecanizado de eje y agujero del cubo.
- 6) Si son inevitables longitudes intermedias, se tomarán las medidas complementarias según DIN 3. En caso de duda se aplicará siempre la tolerancia superior.
- 7) En los pesos no se tiene en cuenta los agujeros para tornillos de retención ni de presión.
- 8) Para lengüetas con ajuste forma C, D y G con agujeros para 1 tornillo de retención rigen las longitudes l_1 , cuyos pesos se encuentran por encima de la línea gruesa del escalonamiento. Para lengüetas de ajuste forma E, F y H con agujeros para 2 tornillos de retención rigen las longitudes l_2 , cuyos pesos se encuentran por debajo de línea gruesa de escalonamiento.
- 9) Los agujeros rigen sólo para secciones rectangulares DIN 6880
- 10) Se emplearán como tornillos de retención tornillos cilíndricos DIN 84

Para los esfuerzos que se tienen, será suficiente con escoger el ST60 que da una σ_F de 600MPa. Con esto se obtiene:

$$\tau = 300 \text{ MPa}$$

Y se obtiene la longitud mínima, despejando la ecuación (2.76) de:

$$L = \frac{F}{b \times \tau} = \frac{3669,2}{5 \times 300} = 2,446 \text{ mm}$$

Mediante esta ecuación, se puede apreciar que con los esfuerzos que se tienen, la chaveta aguanta con una longitud muy pequeña. En este caso, se debe escoger la chaveta más pequeña normalizada que concuerde con el diseño.

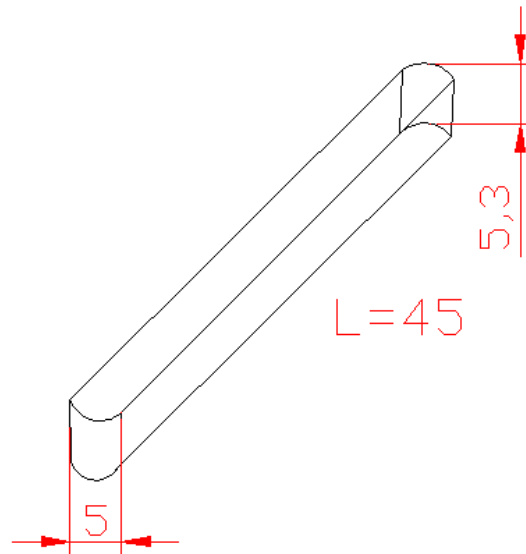


Imagen 2.21 Chaveta seleccionada

Las chavetas condicionan el espesor de los engranajes, por lo que se debe tener en cuenta para el diseño final.

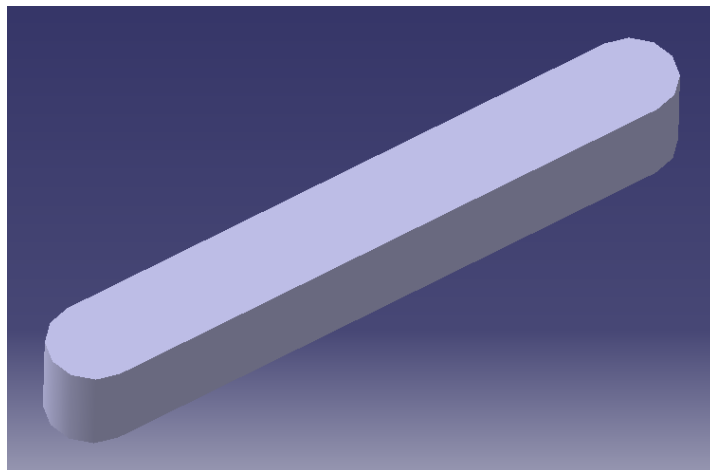


Imagen 2.22 Chaveta diseñada

Todas las chavetas diseñadas, tienen la misma longitud, pero cada una tendrá la anchura y la altura correspondiente a la norma DIN 6885:

Tabla 2.34 Dimensión chavetas

		PRIMARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
b	5	6	8	8
h	5,3	6,3	7,3	7,3
		SECUNDARIO		
Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
b	18	14	14	12
h	11,4	9,3	9,3	8,3

1.2.5.2 Rodamientos:

Los rodamientos, van a ser los encargados de soportar cada uno de los ejes de los que consta la caja de cambios.

A continuación se calcularán los rodamientos más adecuados para el presente diseño.

1.2.5.2.1.- Vida útil de los rodamientos:

La vida útil de un rodamiento es el número de ciclos que es capaz de soportar un rodamiento para una determinada carga. Lo más normal es que los rodamientos se rompan por fatiga, se considera que el rodamiento falla cuando en sus pistas rodantes hay un área deteriorada de 6,5 mm². El área anteriormente dicha, no es visible, pero en la superficie exterior aparecen unas grietas que indican que el rodamiento ya está dañado.

Mediante experimentos, se ha comprobado que dos rodamientos idénticos, probados bajo cargas radiales distintas F1 y F2, presentan duraciones medidas en revoluciones L1 L2 que siguen la relación:

$$\frac{L1}{L2} = \left(\frac{F2}{F1}\right)^a \quad (2.78)$$

Donde:

- L1 y L2: Vida de los rodamientos (en ciclos o en horas)
- F1 y F2: Las fuerzas que soportan los rodamientos
- a: Coeficiente:
 - a=3 Rodamientos de bolas
 - a= 10/3 Rodamientos de rodillos

Para continuar con el análisis de la vida útil de un rodamiento, es necesario definir el parámetro “Capacidad básica de carga (C)” como la carga radial constante que puede

soportar un grupo de rodamientos idénticos hasta una duración nominal de un millón de revoluciones del anillo interior, suponiendo una carga estacionaria y el anillo exterior fijo.

En virtud de la definición de este parámetro se puede obtener la duración para una carga cualquiera:

$$\frac{L_1}{10^6} = \left(\frac{C}{F_1}\right)^a \quad (2.79)$$

Es usual que el fabricante proporcione la capacidad de carga para un vida útil a una velocidad especificada.

Entonces para seleccionar un rodamiento del catálogo, tal que cumpla con las condiciones de diseño, se deberá hallar un rodamiento cuya capacidad de carga en el catálogo sea de:

$$F_R = F_D \cdot \sqrt{\frac{L_d \times N_d}{L_r \times N_r}} \quad (2.80)$$

1.2.5.2.2.- Proceso de selección:

Para seleccionar los rodamientos, primero se deben definir los conceptos básicos que se usarán para su dimensionado.

Generalmente los rodamientos de bolas están sometidos a una combinación de carga radial (F_R) y axial (F_{ax}). Normalmente las capacidades que proporcionan los catálogos son para carga radial. Por ello, hay que definir una carga radial equivalente (P) con el mismo efecto sobre la vida del cojinete que la carga combinada aplicada.

Para los rodamientos de rodillos, se utiliza por lo general la siguiente fórmula:

$$P = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_{ax} \quad (2.81)$$

Donde:

- X = Factor radial
- Y = Factor axial
- V = Factor de rotación:
 - $V = 1$ si gira la pista interior
 - $V = 1,2$ si gira la pista exterior

Los factores X e Y pueden obtenerse de la siguiente tabla para la cual se necesita conocer la capacidad de carga básica estática (C_0), la cual viene tabulada en los catálogos.

Dado que esta carga depende del tipo de rodamiento, el proceso de selección se convierte en un proceso secuencial o iterativo. Para la selección de los rodamientos de rodillos se puede suponer que la carga axial es despreciable.

Tabla II.32 Factores correctores de esfuerzo

F_d/C_0	a	$F_d/F_r \leq e$		$F_d/F_r > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Utilice 0.014 si $F_d/C_0 < 0.014$.

1.2.5.2.3.- Recomendaciones de duración:

Tabla II.33 Recomendaciones de duración

TIPO DE APLICACIÓN	VIDA kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de avión	0.5-2
Máquinas para operación breve o intermitente, donde la interrupción del servicio es de poca importancia	4-8
Máquinas para servicio intermitente, donde la operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo las 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

1.2.5.2.4.- Factor de carga:

Tabla II.34 Factores de carga

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0–1.1
Engranajes comerciales	1.1–1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0–1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2–1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5–3.0

En este caso, al ser un engranaje de precisión, el factor de carga será la unidad.

1.2.5.2.5.- Rodamientos de soporte:

En la caja de cambios, los ejes deben soportar tanto cargas axiales como radiales. Un cojinete de rodillos cónicos puede soportar tanto cargas radiales como cargas de empuje (axiales) o cualquier combinación de las dos. Sin embargo, aun cuando no actúe ninguna carga externa de empuje, la carga radial inducirá una reacción de empuje dentro del cojinete, a causa de la conicidad. Para evitar la separación entre pistas y rodillos este empuje tiene que resistirlo otra fuerza axial de igual magnitud y de sentido contrario. Una forma de generar esta fuerza es usar siempre, por lo menos, dos cojinetes de rodillos cónicos en un mismo eje. Éstos pueden instalarse con sus partes traseras puestas frente a frente, en cuyo caso se dice que están en montaje indirecto, o con sus frentes o partes delanteras puestas frente a frente, o sea, en montaje directo.

La componente de empuje F_a , producida por una carga radial pura F_r , se especifica por la expresión:

$$F_a = \frac{0,47 \times F_r}{K} \quad (2.82)$$

En la cual K es la relación de la capacidad de carga radial del cojinete a la capacidad de carga axial o de empuje del mismo. La constante 0,47 se obtiene de la suma de los componentes de empuje de los rodillos que soportan la carga. El valor de K es, aproximadamente, 1,5 para cojinetes radiales y 0,75 para cojinetes de gran ángulo. Estos valores pueden usarse para la selección preliminar de cojinetes y posteriormente, pueden obtenerse los valores exactos para verificar la selección.

La imagen (2.23) muestra un montaje típico de cojinete sujeto a la acción de una carga de empuje externa, T_e . Las reacciones radiales F_{rA} y F_{rB} se calculan tomando momentos respecto a los centros de carga efectiva, G .

Las cargas radiales equivalentes se calculan por medio de una ecuación similar a la ecuación (2.81), excepto que no se utiliza factor de rotación en el caso de los cojinetes de rodillos cónicos. Se usarán los subíndices A y B para designar uno u otro de los dos cojinetes de la imagen (2.23). La carga radial equivalente que actúan en los cojinetes A y B son:

$$P = Fr \quad \text{cuando } \frac{Fa}{Fr} \leq e \quad (2.83)$$

$$P = 0,4 \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad \text{cuando } \frac{Fa}{Fr} > e \quad (2.84)$$

Si la carga real en uno u otro de los cojinetes fuera mayor que el valor correspondiente de F_e , debe usarse dicha carga, en vez de F_e , para ese cojinete.

Con el cálculo de ejes, se han obtenido las cargas radiales y axiales que debe soportar el eje.

Eje primario:

Cargas en A:

- $F_{ax,A} = 0,5296 \text{ KN}$
- $F_{r,A} = 0,3854 \text{ KN}$

Cargas en B:

- $F_{ax,B} = 1,05922 \text{ KN}$
- $F_{r,B} = 0,77089 \text{ KN}$

Para el cálculo del rodamiento en el punto A, como el diámetro del eje es de 25mm, mediante el catálogo de SKF, se obtiene el siguiente:

Tabla II.35 Especificaciones rodamiento A

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	T	C	C ₀	P _u	de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	47	15	27	32,5	3,25	11000	14000	0,11	32005 X/Q

Tolerancias , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Factores de cálculo
 e 0,43
 Y 1,4
 Y₀ 0,8

Sustituyendo estos valores en la ecuación (2.83) se obtiene:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{529,6 \text{ N}}{385,4 \text{ N}} = 1,374 > 0,43 = e$$

Por lo tanto la ecuación a utilizar para el cálculo de la fuerza aplicada es la ecuación (2.84):

$$P_A = 0,4 \cdot Fr_A + Y \cdot Fa_A = 0,4 \cdot 385,4 + 1,4 \cdot 529,6 = \mathbf{895,6 \text{ N}}$$

En consecuencia, $P_A > Fr_{r,A}$, por lo que se usará el valor 895,6 N como carga radial equivalente para seleccionar el cojinete A.

A continuación, mediante las normativas de cálculo de SKF, se calculará la vida útil de los rodamientos escogidos. Se dispondrá a calcular la vida útil para un rodamiento Explorer, que son los nuevos rodamientos de SKF. El eje tendrá un giro de 11000 r.p.m. y el diámetro es de 25 mm en A y de 15 mm en B. Por lo tanto:

Este rodamiento tiene una capacidad de carga dinámica de:

- $C = 27 \text{ KN}$

Y una carga límite de fatiga:

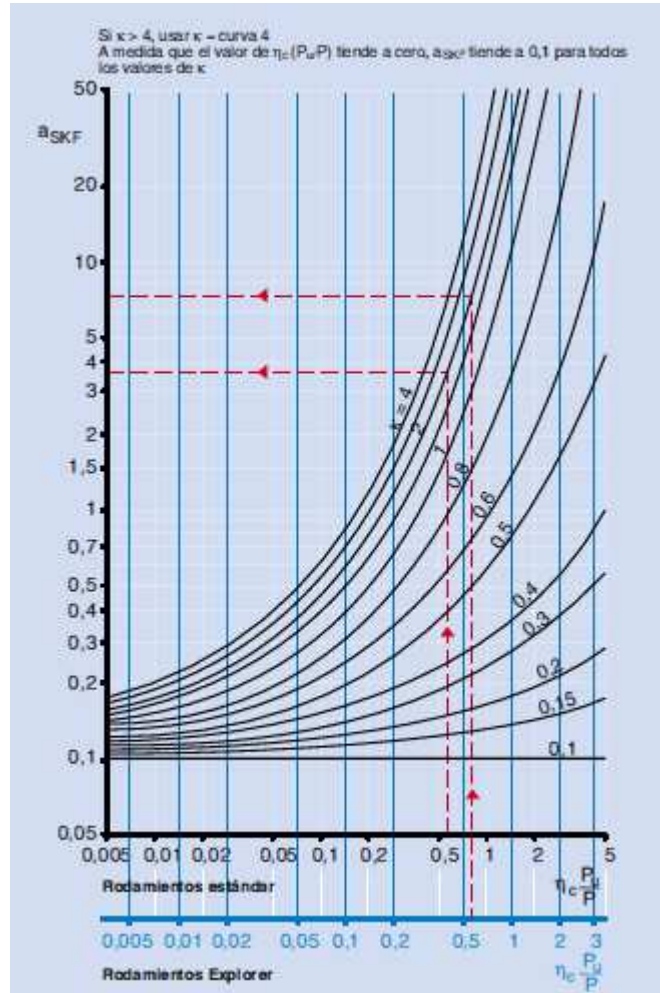
- $P_u = 3,25 \text{ KN}$

Se supone que las condiciones de funcionamiento son una carga dinámica equivalente $P = 0,8956 \text{ KN}$, una relación de viscosidad $k = 2$, y un factor de contaminación $\eta_c = 0,4$.

A continuación se calcula la duración del rodamiento:

Para $\eta_c \cdot (P_u/P) = 0,4 \cdot 3,25/0,8956 = 1,4515$ usando los valores en azul del eje X en el diagrama y $k = 2$.

Tabla II.36 Factor a_{SKF} para rodamientos cónicos



$$a_{SKF} = 35$$

De modo que la duración es:

$$L_d = a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 35 \cdot \left(\frac{27}{0,8956}\right)^{10/3} = 2984697,409 \text{ millones de revoluciones} \quad (2.85)$$

$$\frac{2984697,409 \cdot 106}{11000} \cdot 60 = \mathbf{1,628 \cdot 10^{10} \text{ horas resistirá el rodamiento}} \quad (2.86)$$

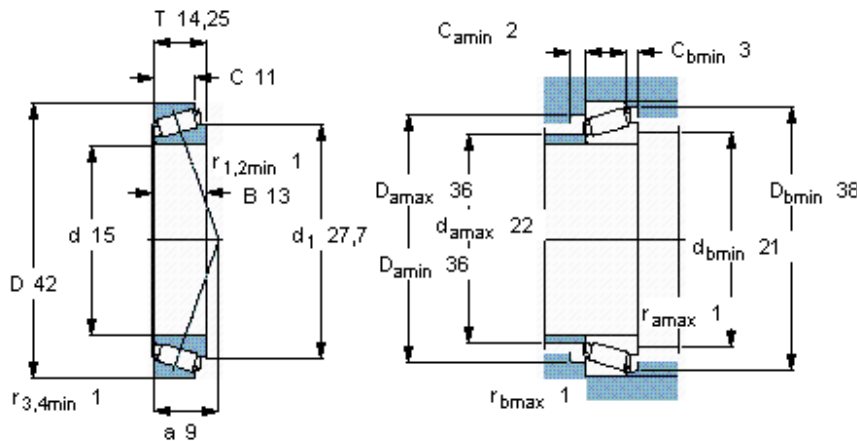
Para continuar con el cálculo, se debe calcular el rodamiento en B.

El rodamiento escogido por el catálogo de SKF es:

Tabla II.36 Especificaciones rodamiento B

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	T	C	C ₀	P _u	de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
15	42	14,25	22,4	20	2,08	13000	18000	0,095	30302 J2

Tolerancias , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento



Factores de cálculo
 e 0,28
 Y 2,1
 Y₀ 1,1

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{1059,22 \text{ N}}{770,89 \text{ N}} = 1,374 > 0,28 = e$$

$$P_B = 0,4 \cdot Fr_B + Y \cdot Fa_B = 0,4 \cdot 770,89 + 2,1 \cdot 1059,22 = \mathbf{2532,718 \text{ N}}$$

Como $P_B > Fr_B$, por lo que se usará el valor 2532,718 N como carga radial equivalente para seleccionar el cojinete B.

- $C = 22,4 \text{ KN}$
- $P_u = 2,08 \text{ KN}$
- $P = 2,533$
- $\eta_c \cdot (P_u/P) = 0,4 \cdot (2,08/2,533) = 0,328$
- $a_{SKF} = 3$

De modo que la duración es:

$$L_d = a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 3 \cdot \left(\frac{22,4}{2,533}\right)^{10/3} = 4290,3957 \text{ millones de revoluciones}$$

$$\frac{4290,3957 \cdot 10^6}{11000} \cdot 60 = \mathbf{2,34 \cdot 10^7 \text{ horas resistirá el rodamiento}}$$

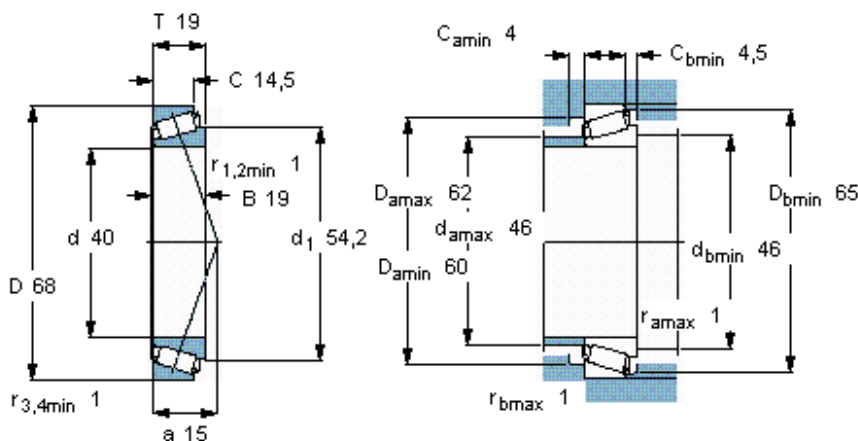
Eje secundario:

Las cargas en el eje secundario, son las mismas que en el eje primario, y la vida útil a calcular será la misma, por lo que los rodamientos seleccionados, deberán soportar las mismas cargas que para el eje secundario.

Los diámetros en el eje secundario son de 40 mm para el punto C y de 60 mm para el punto D, por lo que los rodamientos escogidos son los siguientes:

Tabla II.37 Especificaciones rodamiento C

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos									Tolerancias, ver también el texto Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm	mm	mm	kN	kN	kN	rpm	rpm	kg	-
40	68	19	52,8	71	7,65	7000	9500	0,27	32008 X/Q



Factores de cálculo
e 0,37
Y 1,6
Y₀ 0,9

$$\frac{Fa}{Fr} > e$$

$$P_C = 0,4 \cdot Fr_C + Y \cdot Fa_C = 0,4 \cdot 385,4 + 1,6 \cdot 529,6 = 1001,52 \text{ N}$$

Como $P_C > Fr_C$, por lo que se usará el valor 10001,52 N como carga radial equivalente para seleccionar el cojinete C.

- $C = 52,8 \text{ KN}$
- $P_u = 7,65 \text{ KN}$
- $P = 1,00152$
- $\eta_c \cdot (P_u/P) = 0,4 \cdot (7,65/1,00152) = 3,055$
- $a_{SKF} = 50$

De modo que la duración es:

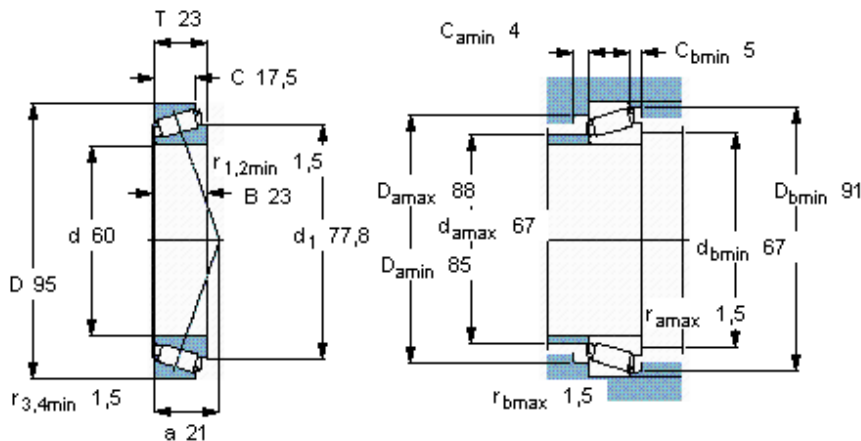
$$L_d = a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 50 \cdot \left(\frac{52,8}{1,00152}\right)^{10/3} = 27471623,43 \text{ millones de revoluciones}$$

$$\frac{27471623,43 \cdot 106}{11000} \cdot 60 = 1,498 \cdot 10^{11} \text{ horas resistirá el rodamiento}$$

Tabla II.38 Especificaciones rodamiento D

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	límite	kg	
mm			kN		kN	rpm			* - Rodamiento SKF Explorer
60	95	23	95	122	13,4	5300	6700	0,59	32012 X/QCL7C *

Tolerancias , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento



Factores de cálculo

e 0,43
 Y 1,4
 Y₀ 0,8

$$\frac{Fa}{Fr} > e$$

$$P_D = 0,4 \cdot Fr_D + Y \cdot Fa_D = 0,4 \cdot 770,89 + 1,4 \cdot 1059,22 = 1791,264 \text{ N}$$

Como $P_D > Fr_D$, por lo que se usará el valor 1791,264 N como carga radial equivalente para seleccionar el cojinete D.

- C = 95 KN
- Pu = 13,4 KN
- P = 1,791
- $\eta_c \cdot (Pu/P) = 0,4 \cdot (13,4/1,791) = 2,99$
- $a_{SKF} = 50$

De modo que la duración es:

$$L_d = a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 50 \cdot \left(\frac{95}{1,791}\right)^{10/3} = 28036904,94 \text{ millones de revoluciones}$$

$$\frac{28036904,94 \cdot 106}{11000} \cdot 60 = 1,529 \cdot 10^{11} \text{ horas resistirá el rodamiento}$$

Los rodamientos escogidos, tendrán la siguiente estética:

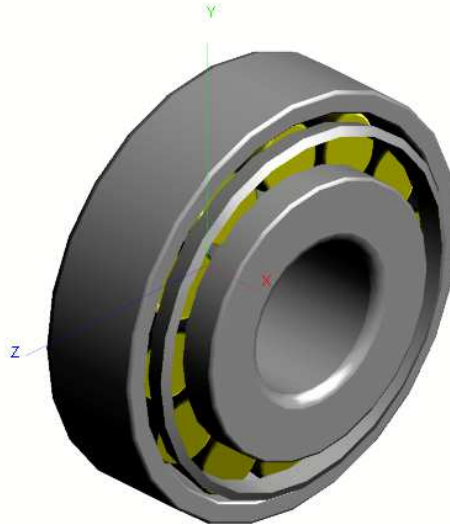


Imagen 2.23 Rodamiento de rodillos cónicos

1.2.5.3.- Lubricante:

Cuando dos piezas, metálicas o no, se deslizan una sobre otra, se producen rozamientos que dan lugar a pérdidas de potencias, calentamiento, desgastes y a veces producen el agarrotamiento o adherencia, con la siguiente inutilización de la parte donde se ha producido.

Para evitar estos efectos perniciosos es preciso disminuir el rozamiento entre las piezas en contacto por interposición de una sustancia entre ellas: esta operación se llama lubricación o engrase. A pesar de ello, el rozamiento no se puede anular del todo, produciéndose un calentamiento mayor o menor, que puede dar lugar a temperaturas peligrosas. Si este calor no se disipa fácilmente por sí solo, el mismo lubricante puede ayudar a eliminarlo si se usa en abundancia. Entonces, además de la lubricación se produce el efecto refrigerante.

El refrigerante que se utiliza en esta caja de cambios es el reductor. Se emplea generalmente en los casos en que hay movimientos rápidos de rotación y facilidad de reposición de lubricante y siempre que se desean efectos refrigerantes, como puede llegar a ser el caso.

Este lubricante también ayuda a que no se oxide, las piezas.

La carcasa va a ir llena de aceite para favorecer o eliminar el agarrotamiento, o el rozamiento, o el calentamiento de las piezas...

El lubricante que se debe seleccionar para los rodamientos se calcula de la siguiente manera:

$$d_m = (d+D) \cdot 0,5 \quad (2.86)$$

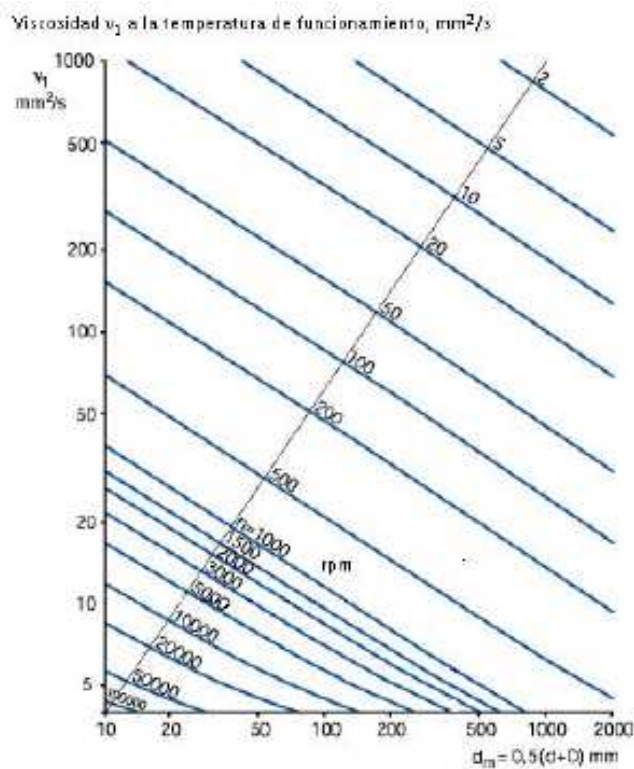
En donde:

- d_m = Diámetro medio del eje
- D = Diámetro mayor del eje
- d = Diámetro menor del eje

$$d_m = (15+60) \cdot 0,5 = \mathbf{37,5 \text{ mm}}$$

Según el siguiente diagrama, la viscosidad necesaria es:

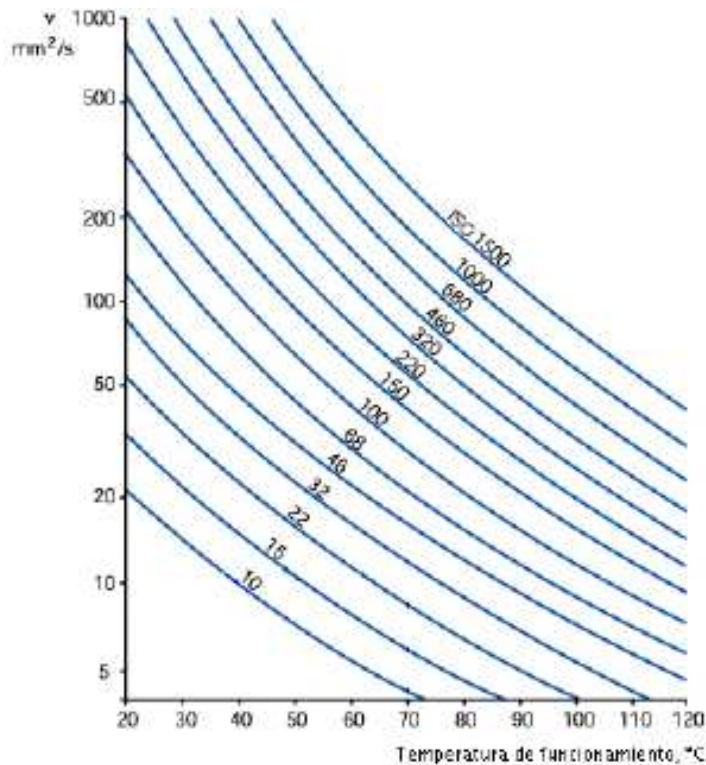
Tabla II.39 Diagrama de viscosidad



La viscosidad en mm^2/s es aproximadamente de 12.

Si se comprueba en el siguiente diagrama:

Tabla II.40 Diagrama de lubricante ISO, “SKF”



Con una temperatura de funcionamiento de 90°C, el lubricante necesario ISO para una viscosidad mínima de 30 para esta temperatura, que en este caso es mayor que el calculado con anterioridad, por lo que es válido, es el ISO VG 15.

Este lubricante será el mínimo necesario que debe llevar la caja de cambios para que el rodamiento funcione correctamente.

1.2.5.4.- Retenes:

Se denomina retén a un componente de material sintético que tiene como objetivo maximizar la vida y el buen funcionamiento de los rodamientos que forman parte de las máquinas y motores y preservar de fugas de lubricante al exterior de las cajas de velocidades o motores de explosión que van lubricados permanentemente.

En cualquier aplicación, el diseño tiene una relación directa con el rendimiento que tendrá el retén. La fiabilidad y duración de un retén en una determinada aplicación dependerán del correcto diseño y fabricación de los componentes que afectan al retén.

Para conseguir el máximo rendimiento, eficiencia y vida útil de los retenes, y evitar desgastes prematuros en el retén y en el eje, es imprescindible el correcto alineado, equilibrado y acabado superficial del eje y del alojamiento.

Para el presente proyecto se ha elegido retenes radiales de la casa SIMMERING. Estos retenes radiales se aplican para la estanquidad de ejes en rotación, especialmente en la industria de fabricación de maquinaria, componentes y automóviles.

El retén escogido está estandarizado mediante la norma DIN 3760B.

Los retenes de la caja de cambios deben soportar, por norma general presiones elevadas.

Por las características de diseño y de funcionamiento el material que se escoge para el retén es VQM que tiene muy buena aceptación al aceite, que es el lubricante que se usa para la caja de cambios, con labios de NBR.

El tipo de retén, que se selecciona es:

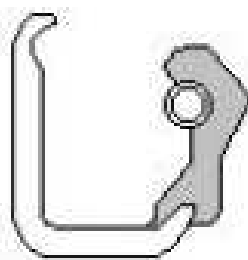


Imagen 2.24 Retén DIN 3760B

Éste es un retén con chapa exterior de labio simple. Apto para aplicaciones de alta velocidad.

Para el correcto funcionamiento del retén, el eje y la carcasa deben tener unos acabados y tolerancias determinadas. Eso nos condiciona el diseño y mecanizado de dichas partes.

1.2.5.5.- Acabado del eje:

Para obtener los óptimos resultados del retén es importante el acabado del eje, ya que en la mayor parte de las aplicaciones, el labio del retén actúa directamente sobre la superficie del eje.

1.2.5.5.1.- Rugosidad superficial:

Se indican rango de valores de acuerdo a normas DIN 4768:

- $0,2 \mu\text{m} \leq \text{Ra} \leq 0,8 \mu\text{m}$
- $0,1 \mu\text{m} \leq \text{Rz} \leq 4 \mu\text{m}$
- $\text{Rmáx} = 6,3 \mu\text{m}$

Valores superiores a los indicados, pueden originar desgastes prematuros en el retén y en el eje. Valores inferiores no garantizan la lubricación del labio.

1.2.5.5.2.- Dureza superficial:

Debe ser como mínimo de 55 HRC ó 600 HV, con una profundidad de templeado de 0,3 mm.

Si las condiciones de trabajo son muy favorables (p.ej.: baja velocidad, baja temperatura y ausencia total de suciedad) la dureza admisible puede ser menor que los valores indicados.

1.2.5.5.3.- Redondez:

La tolerancia de redondez de la zona de rodadura (μ_m), debería estar de acuerdo con los valores que se indican en la siguiente tabla.

Tabla II.41 Tolerancias de redondez

Diámetro de eje (mm)	Tolerancia de redondez μm (Según DIN 7284)
Hasta 18 mm	4 μm
18 á 30	5 μm
30 á 50	6 μm
50 á 80	8 μm
80 á 120	10 μm
120 á 180	13 μm
180 á 250	15 μm

1.2.5.5.4.- Tolerancias del diámetro de eje y alojamiento:

El diámetro del eje deberá estar dentro de las tolerancias que se indican a continuación.

Es importante respetar estas tolerancias para que exista suficiente presión en el montaje y asegurar que no se producen filtraciones entre el retén y el alojamiento.

Por otra parte, una excesiva interferencia puede causar distorsiones en la caja del retén durante el montaje.

Tabla II.42 Tolerancias de eje y alojamiento

Diámetro del eje (mm)	Tolerancia Alojamiento (mm)	Tolerancia Eje (mm)
< 18	+0,027	-0,110
18-30	+0,033	-0,130
30-50	+0,039	-0,160
50-80	+0,046	-0,190
80-120	+0,054	-0,220
120-180	+0,063	-0,250
180-250	+0,072	-0,290
250-315	+0,081	-0,320
315-400	+0,089	-0,360
400-500	+0,097	-0,400

Mediante la siguiente tabla, se podrá seleccionar el tipo de ajuste que se quiere entre el eje y el agujero para así poder anclar bien los rodamientos y los engranajes. Estas calidades de tolerancia, se verán representados en la acotación de los ejes y engranajes en sus planos correspondientes que se adjuntarán a continuación.

Tabla II.43 Índice de calidades

Grupos de diámetros (mm.)	CALIDADES																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
$d \leq 3$	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
$3 < d \leq 6$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
$6 < d \leq 10$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
$10 < d \leq 18$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
$18 < d \leq 30$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
$30 < d \leq 50$	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
$50 < d \leq 80$	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
$80 < d \leq 120$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
$120 < d \leq 180$	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
$180 < d \leq 250$	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
$250 < d \leq 315$	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
	Ultraprecisión		Calibre y piezas de gran precisión				Piezas o elementos destinados a ajustar						Piezas o elementos que no han de ajustar					

Tolerancias normalizadas seleccionadas:

Ejes:

- Para rodamientos: k6
- Para engranajes: h11

Agujeros:

- Chavetas: H8
- Engranajes: H8

1.2.5.5.5.- Acabado superficial del alojamiento:

Cuando el nivel del lubricante está por encima del diámetro exterior del retén, se recomienda un acabado mínimo de $2,5 \mu\text{Rms}$.

Con éste acabado superficial, y siempre que no hubiera marcas de salida de herramienta o defectos, no deben existir problemas de pérdidas.

Si el acabado de la superficie es más vasto que el indicado, se deberá aplicar una pasta o líquido sellante sobre el alojamiento. Cuando la lubricación es por grasa no es necesario el empleo del sellador.

Para conseguir un montaje perfecto, el alojamiento deberá llevar un chaflán de entrada entre 5° y 20° y una profundidad de 0,3 mm mayor que la altura del retén como mínimo. También se puede realizar mediante un pequeño redondeo.

La parte cilíndrica del alojamiento no debe ser menor que $0,85 \times b$ (siendo b la altura del retén).

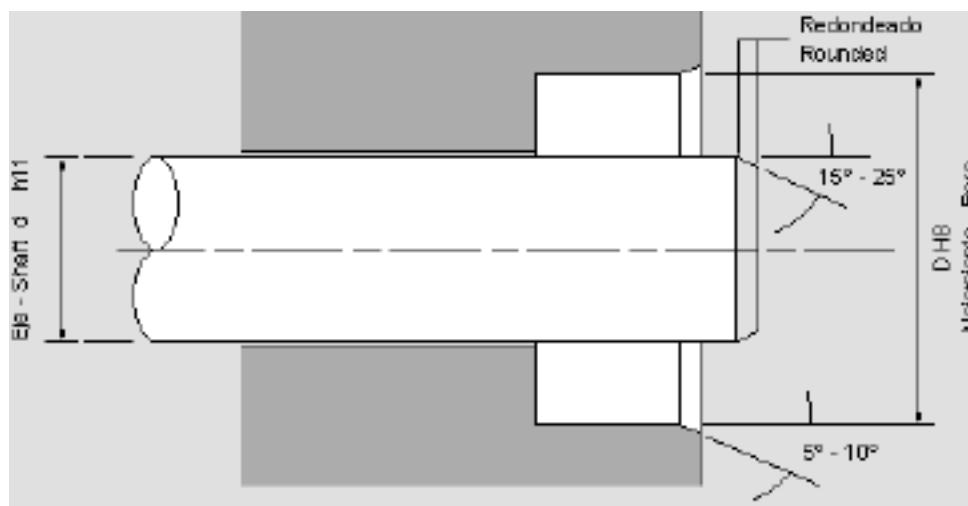


Imagen 2.25 Esquema del diseño del eje

1.3.- Verificación de la resistencia de la caja:

En este apartado, se realizará un ensayo de elementos finitos mediante el programa MARC-MENTAT, para comprobar si los cálculos realizados con anterioridad de la resistencia del eje es el correcto. Con este ensayo, se podrá observar la deformación del eje en los puntos de aplicación de las fuerzas producidas por los engranajes, es decir, en el punto medio de los apoyos de los engranajes en el eje.

Para poder analizar el eje en MARC-MENTAT, primero se ha mallado el conjunto a analizar en CATIA.

El programa CATIA, realiza un mallado que consiste en la división en pequeños fragmentos de la estructura tridimensional, para así poder analizar cada uno de ellos independientemente. El mallado utilizado para este proyecto se ha compuesto de cuadrados de 8mm cada uno en lugar de utilizar triángulos para que a la hora de integrar en MARC-MENTAT la operación fuese más factible de realizar.

La primera opción pensada fue mallar todos los engranajes y los dos ejes por separado pero en conjunto, pero con esa opción se complicarían demasiado los cálculos, por lo que finalmente se optó por analizar únicamente la sección expuesta a mayores solicitaciones, que sería la sección de la primera velocidad. Por lo tanto, se ha mallado el eje primario junto a los piñones de primera y cuarta velocidad en conjunto. Se malla el piñón de primera velocidad puesto que es la sección que se quiere analizar y el piñón de cuarta velocidad por que este piñón siempre gira solidario al eje, por lo que también habrá que tenerlo en cuenta.

En la siguiente imagen, se puede observar el mallado utilizado y anteriormente detallado.

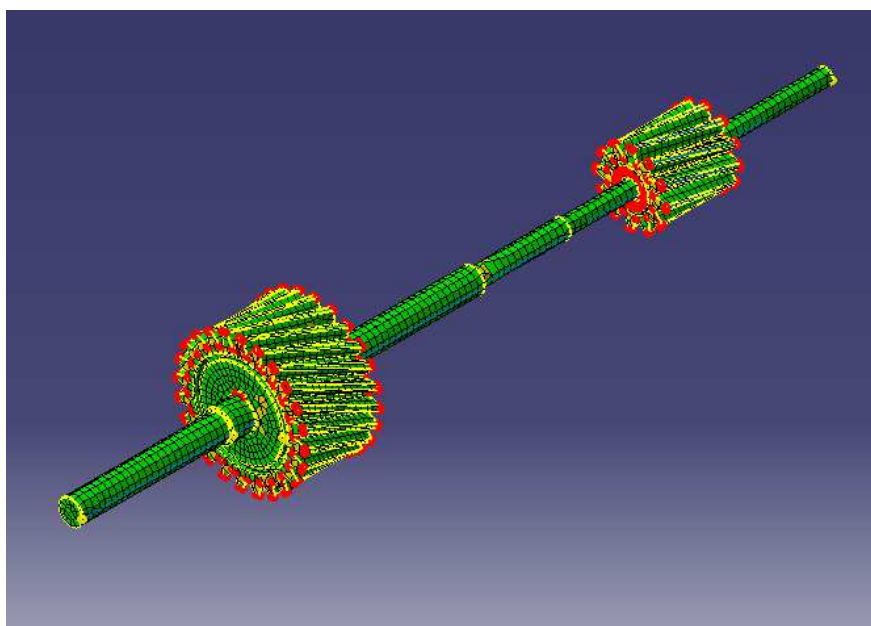


Imagen 2.26 Mallado del conjunto

Con este mallado en conjunto, se consigue que al ser todo una sola pieza, no haya interferencias en las uniones de las piezas que podrían llegar a dar problemas más adelante a la hora de la realización de los cálculos.

Para la realización de los ensayos y obtención de los resultados se ha utilizado como anteriormente se ha mencionado el programa MARC-MENTAT. Para ello una vez realizado el mallado en CATIA, se tuvo que exportar al mismo.

1.3.1.- Análisis de la caja:

En este apartado, se estudiará cómo se comporta la estructura a las fuerzas externas aplicadas por el piñón. Para este caso, se aplicarán las fuerzas producidas en el piñón, en el eje. Estas fuerzas serán aplicadas en el punto medio del engranaje.

Los tipos de análisis que se llevarán a cabo sobre el eje serán los siguientes:

- “Equivalent Von Mises stress”
- “Stress”
- “Total strain”

El primer paso a dar para realizar dichos análisis, es hacer macizo tanto el eje como los engranajes, por que el mallado realizado en CATIA es superficial. Para ello, se ha tenido que mallar como “tet mesh”, especificando el tamaño del mallado, para que coincida con el mallado superficial realizado con anterioridad, y por supuesto crear los apoyos del eje en lo que sería la carcasa, es decir donde estarían situados los rodamientos. Para realizar estos apoyos, se han sujetado “fixed displacement X, Y, Z” en los nudos exteriores de las zonas equivalentes al apoyo de los rodamientos, es decir, se han aplicado restricciones de desplazamiento, en la barra de menú (“Boundary Conditions/Structural”).

$$\Sigma F_x = 0; \quad \Sigma F_y = 0; \quad \Sigma F_z = 0;$$



Imagen 2.27 Restricción de desplazamiento

Por lo tanto, una vez hecho macizo, mallado y fijado en el espacio, el conjunto tendrá la siguiente imagen:

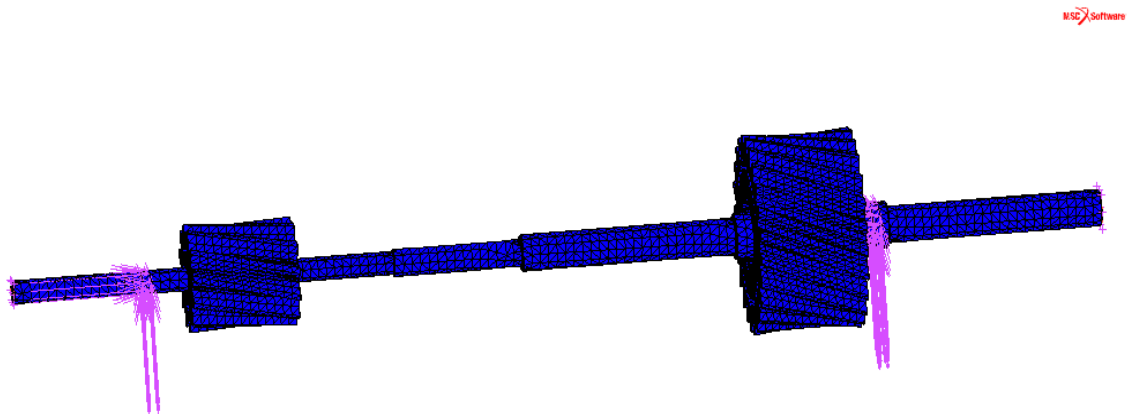


Imagen 2.28 Mallado y apoyos en MARC-MENTAT

El siguiente paso a dar es el de rotar los nudos de los engranajes a un sistema de coordenadas cilíndrico. Para ello, primero se debe crear un sistema de coordenadas cilíndrico, entrando en “modeling tools/coordinate systems”.

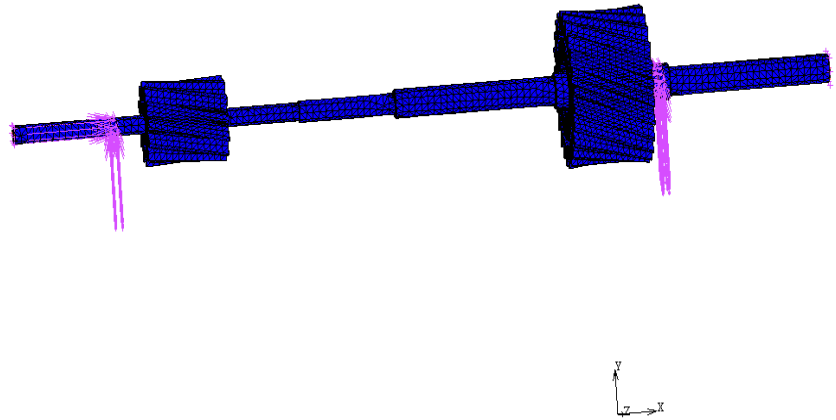
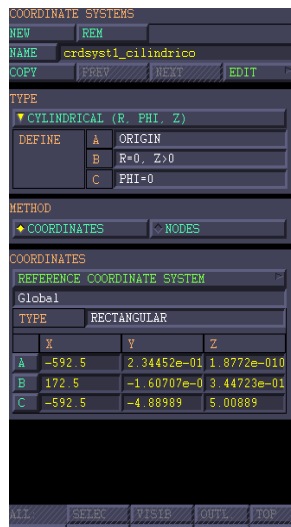


Imagen 2.29 Sistema de coordenadas

Una vez generado el sistema de coordenadas deseado, se debe transformar, el sistema existente en el nuevo sistema creado, para eso se utiliza la opción “transformatio”.



Imagen 2.30 Transformar el sistema

Ahora, una vez generado el sistema, el siguiente paso a dar es el de introducir las cargas anteriormente calculadas en los apartados anteriores.

Cargas aplicadas:

Tabla 2.35 Cargas aplicadas en el eje

Parámetros	Piñón 1
F _t (KN)	1,8346
F _r (KN)	0,77089
F _{ax} (KN)	1,05922

Estas cargas, habrá que aplicarlas cada una en el eje de coordenadas correspondiente, teniendo en cuenta que se ha cambiado el eje de coordenadas, divididas por el número de nudos seleccionados, que en este caso son 14. Estas cargas son aplicadas en Newtons.

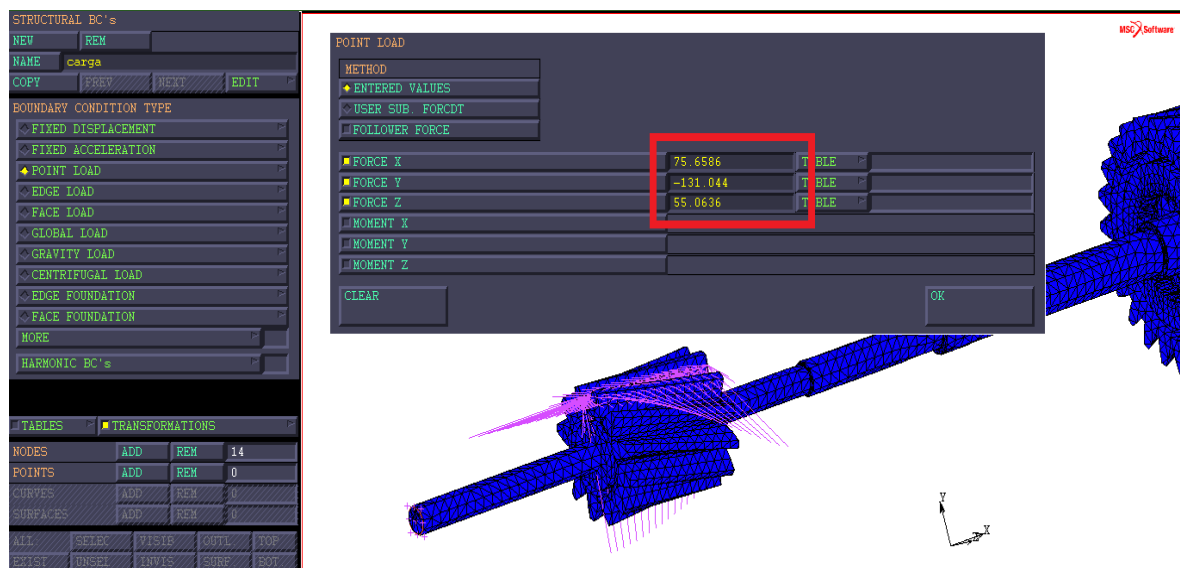


Imagen 2.31 Fuerzas aplicadas

Las fuerzas aplicadas serán:

- $F_x = F_{ax}$
- $F_y = -F_t$
- $F_z = F_r$

Por lo que la carga aplicada se verá de la siguiente forma:

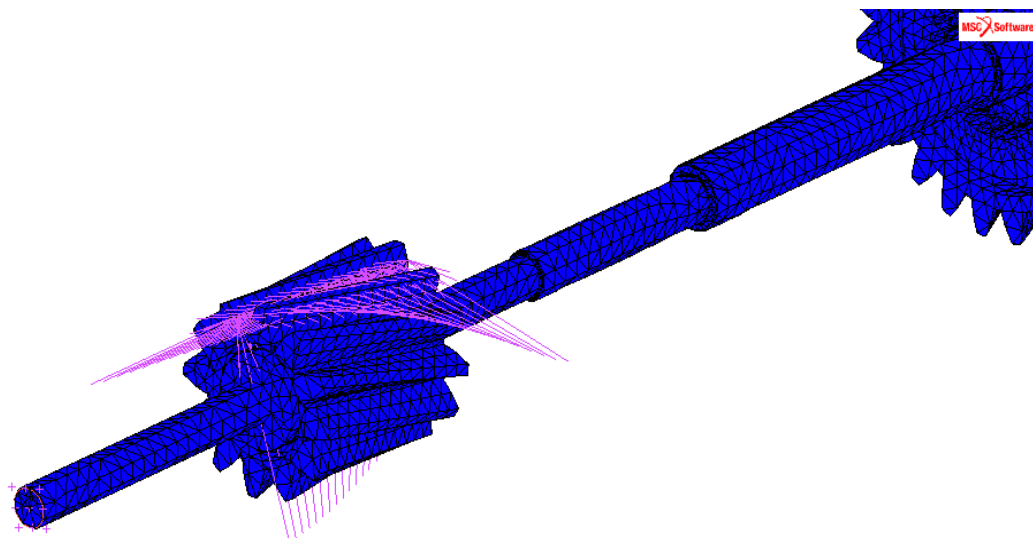


Imagen 2.32 Fuerzas sobre los dientes

Una vez que ya se han aplicado las cargas, solo queda ver como se deforma el conjunto.

1.3.1.1 Tensiones creadas:

En este apartado, se va a observar la deformación del eje y de los dientes en contacto cuando se le aplican las fuerzas calculadas con anterioridad.

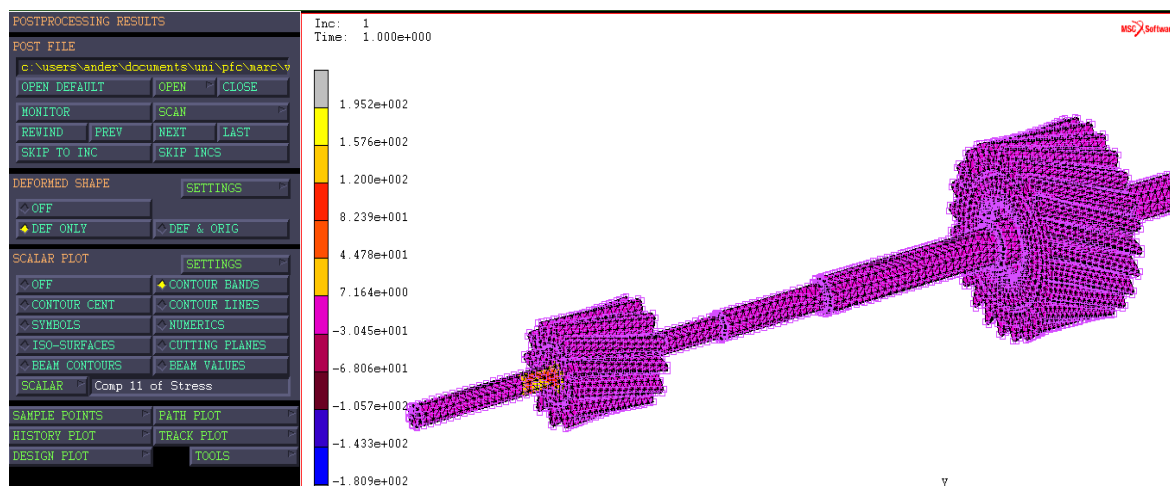


Imagen 2.33 Tensión

En la imagen (2.33), se puede observar la tensión creada en el eje Y y como se deforma. Esta tensión máxima obtenida para este eje en concreto es de 195,2 MPa y la calculada con anterioridad es de 166 MPa, por lo que se está en lo cierto.

1.3.1.2 Equivalente de Von Mises:

En la siguiente imagen, se puede observar los resultados de la tensión equivalente de Von Mises que sufrirá la estructura en sus puntos más críticos.

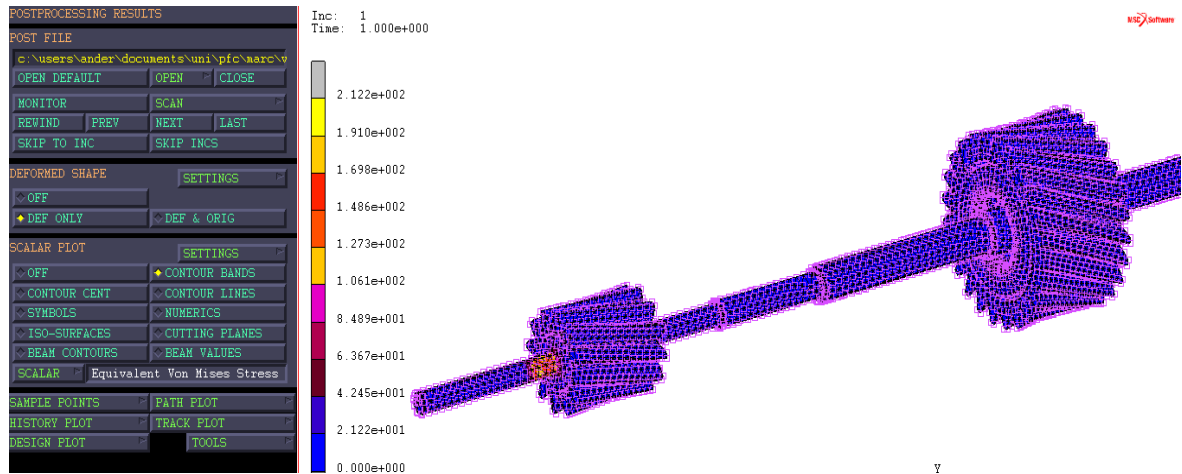


Imagen 2.34 Equivalente de Von Mises

En la imagen (2.34), se puede observar, como la zona más crítica es donde estará apoyados los rodamientos, es decir, en la zona del eje cercana al piñón de primera velocidad. También se puede observar, como los dientes del piñón, casi no se deforman, por lo que los cálculos realizados con anterioridad son correctos.

La máxima tensión de Von Mises hallada mediante este cálculo es de 212,2 MPa que es muy parecida a la calculada en apartados anteriores.

1.3.1.3 Tensión máxima:

En la siguiente imagen, se observa la zona de aplicación y la tensión máxima creada.

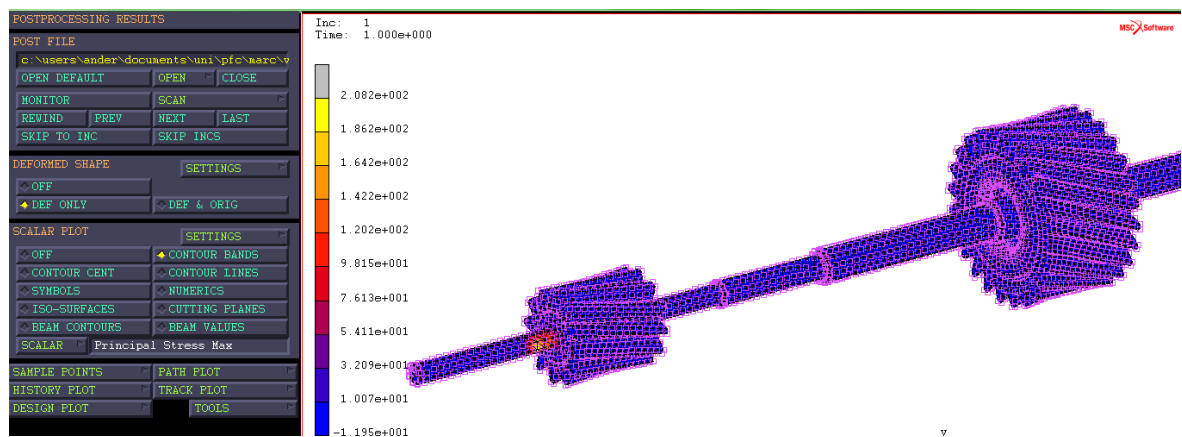


Imagen 2.35 Tensión máxima

Como se puede comprobar, la tensión máxima en el eje es de 208,2 MPa, en un punto muy cercano al piñón, y la calculada anteriormente es de 228 MPa, por lo que se calculó correctamente.

1.3.1.4 Desplazamientos:

En este apartado, se comprobará el desplazamiento de los dientes del piñón. Para que el diseño sea el correcto, este desplazamiento o deformación, debería ser mínimo.

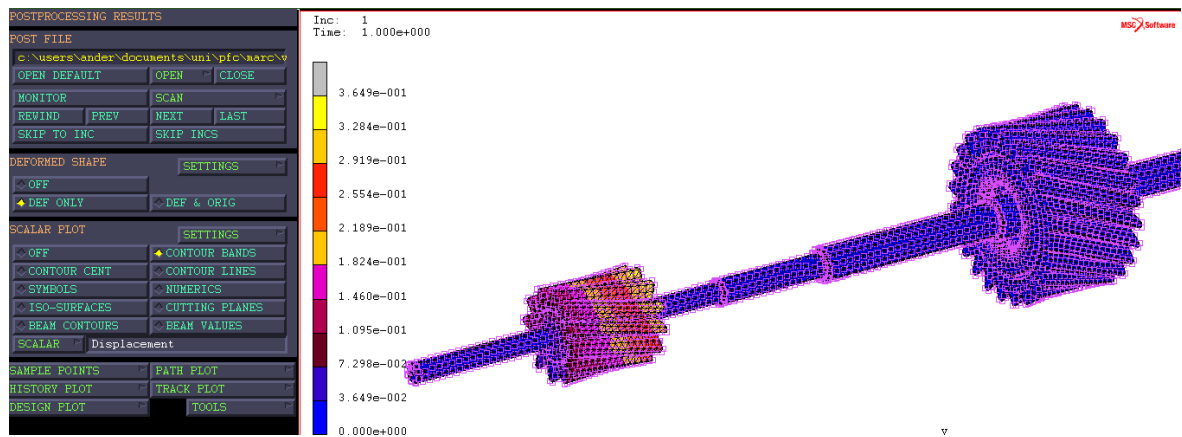


Imagen 2.36 Desplazamientos

En la imagen (2.36), se puede ver que el máximo desplazamiento es de 0,360 mm en todos los sentidos, por lo que la deformación es mínima.

1.3.1.5 Deformación:

En la siguiente imagen se puede observar la deformación sufrida en los dientes con una escala de 1/20.

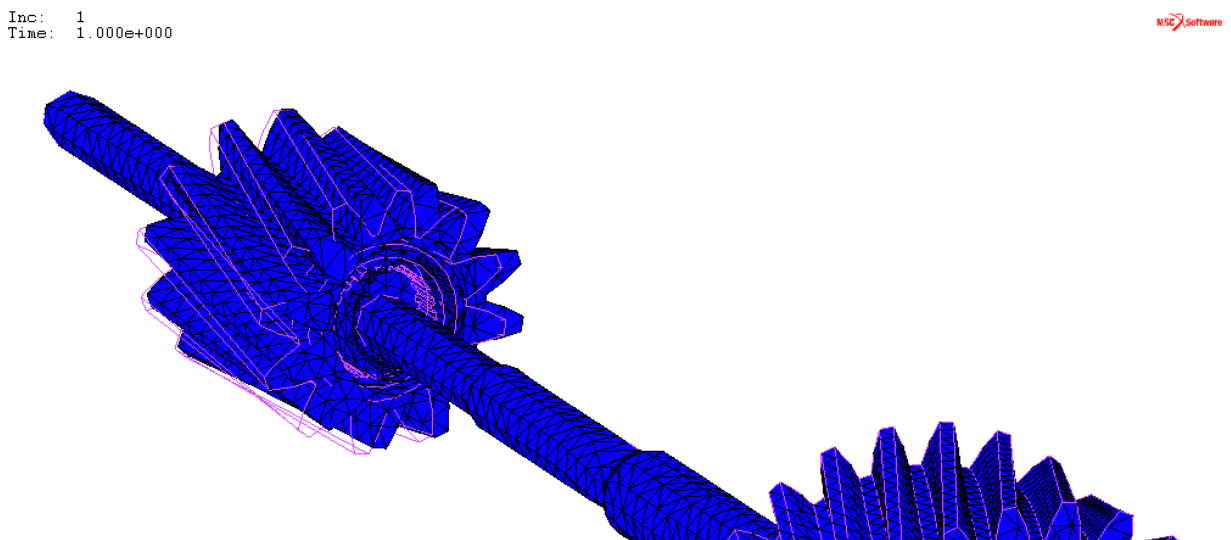


Imagen 2.37 Deformación

1.4.- Resultado final:

A continuación se realizará un breve resumen de la solución final adoptada.

- **Embrague:**

El embrague escogido es un embrague monodisco. Este tipo de embrague será comprado directamente al proveedor, por lo que en este documento de cálculo, se han calculado sus dimensiones y la carga que soporta.

- **Caja de cambios:**

El apartado de cálculo de la caja de cambios, se descompone en cuatro apartados diferentes:

- Elección de la caja de cambios
- Engranajes
- Ejes
- Demás componentes

Elección de la caja de cambios:

Para la elección de la caja de cambios, se ha recurrido a la normativa del reglamento técnico CIK-FIA. Esta normativa especifica el número de relaciones y la dimensión de las relaciones. Por lo que en este apartado se ha calculado las velocidades y las aceleraciones que adquiere el kart con esa caja de cambios.

Engranajes:

Para el cálculo de los engranajes, lo primero ha sido calcular sus dimensiones. Una vez calculadas las dimensiones de cada engranaje, se calculó lo más importante a la hora de seleccionar los engranajes, que son el cálculo de las fuerzas creadas en los dientes, las tensiones a flexión creadas, las tensiones a fatiga, las tensiones de trabajo, tensiones de contacto...y todo ello corroborado mediante la norma AGMA. Con todos estos datos, se pudo seleccionar el material correspondiente para el buen funcionamiento y duración de la caja de cambios.

Tabla 2.36 Dimensión de los engranajes

Parámetros	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Z	12	34	17	29
h1 (mm)	5	5	5	5
h2 (mm)	6,25	6,25	6,25	6,25
h (mm)	11,25	11,25	11,25	11,25
Pc (mm)	15,71	15,71	15,71	15,71
Dp (mm)	60	170	85	145
Dext (mm)	70	180	95	155
Dint (mm)	47,5	157,5	72,5	132,5
B (mm)	75	75	75	75

El material escogido para la fabricación de los engranajes ha sido el acero F-1560, puesto que esta aleación, es un metal muy tenaz y que a su vez, puede llegar a alcanzar grandes durezas, haciéndolo idóneo para la fabricación de elementos que deban soportar grandes esfuerzos a altas temperaturas. Además este tipo de acero permite la fabricación de piezas de gran espesor que deban soportar grandes esfuerzos en su interior.

Los engranajes serán mecanizados en tornos y fresadoras de CNC para conseguir con éxito las medidas diseñadas y una vez mecanizados reciben un tratamiento térmico de cementación para conseguir una gran dureza en la zona de contacto de los dientes y una tenacidad en el núcleo que evite su rotura por un sobreesfuerzo.

Ejes:

Para el cálculo de los ejes, primero se realizó un dimensionado y a continuación se calculó las solicitaciones creadas sobre el punto de aplicación de los engranajes. Una vez que se tubo las cargas que deberían soportar en cada punto, se escogió el material apropiado que es el acero GOST 40X. Este acero se trata de un acero al carbón estirado en frío, al que posteriormente se aplicará un tratamiento térmico de cementación para conseguir la dureza deseada.

Tabla 2.37 Diámetros ejes

	DIÁMETROS			
	Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4
Eje Primario	15	18	24	30
Eje Secundario	60	50	46	40

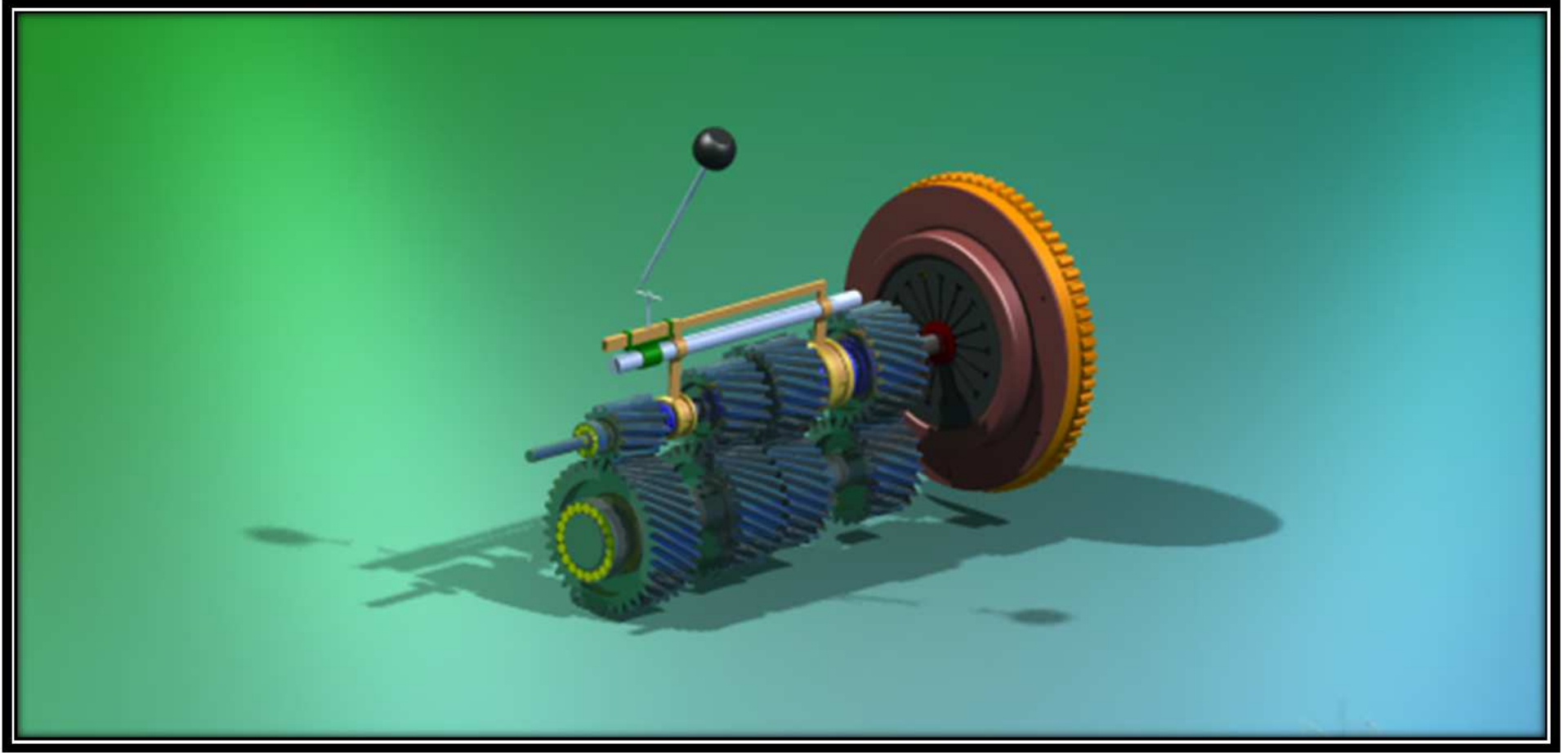
Tabla 2.38 Distancias de los ejes

	DISTANCIAS EN EL EJE			
Relación 1	Relación 2	Relación 3	Relación 4	Total
455	300	215	60	515

Tanto el eje primario como el eje secundario están hechos del mismo material y con el mismo tratamiento térmico. Para mecanizarlos se ha utilizado un torno de CNC.

Demás componentes:

Los demás componentes de la caja de cambios, como las chavetas, los retenes, los rodamientos y el lubricante, ya están normalizados, por lo que solo se han calculado las dimensiones y se han escogido los adecuados.





**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F**

PLANOS

Ander Ayesa Perez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

ÍNDICE PLANOS

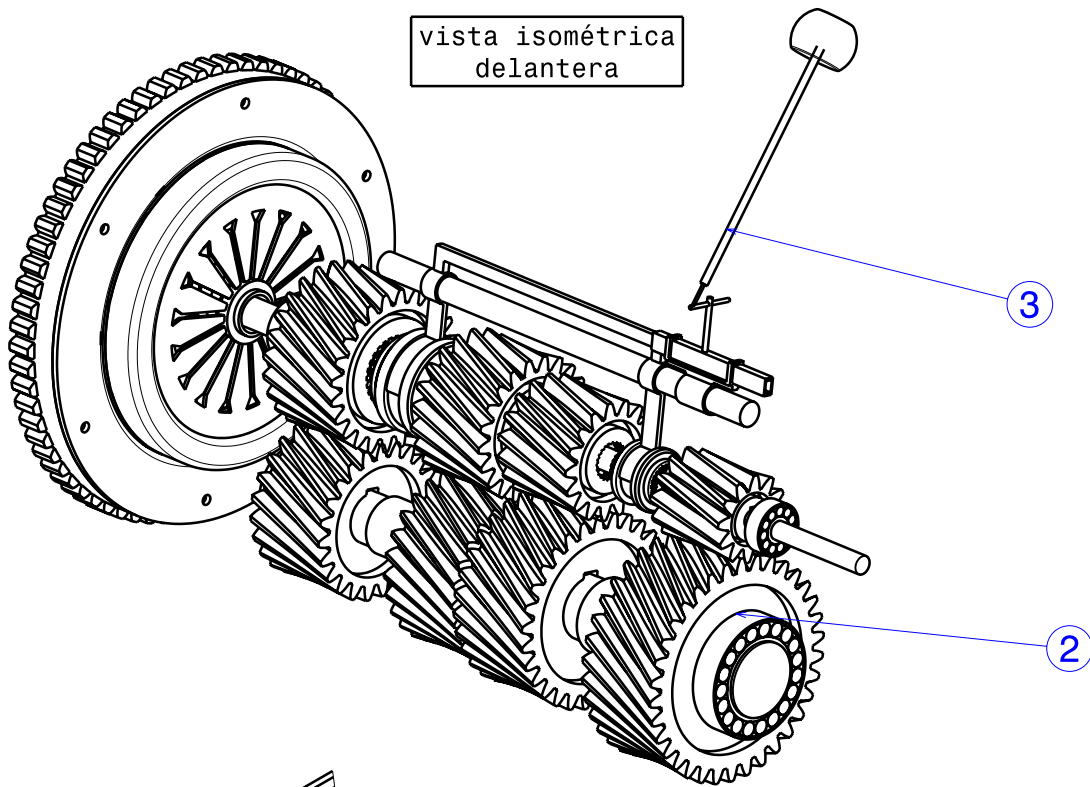
1. Conjunto Caja de Cambios
2. Embrague
3. Corona
4. Diafragma
5. Carcasa
6. Disco de Embrague
7. Casquillo
8. Muelle
9. Conjunto Caja
- 10.Eje Primario
- 11.Eje Secundario
- 12.Piñón 1
- 13.Piñón 2
- 14.Piñón 3
- 15.Piñón 4
- 16.Rueda 1
- 17.Rueda 2
- 18.Rueda 3
- 19.Rueda 4

H G F E D C B A

4

4

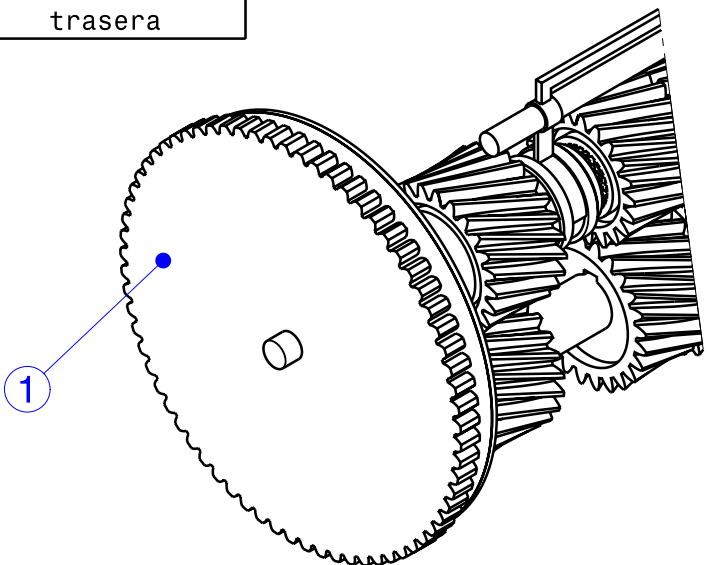
vista isométrica
delantera



3

2

vista isométrica
trasera




1

3	Conjunto Palanca de Cambios
2	Conjunto Caja de Cambios Manual
1	Embrague Monodisco
Marca	Elemento

3

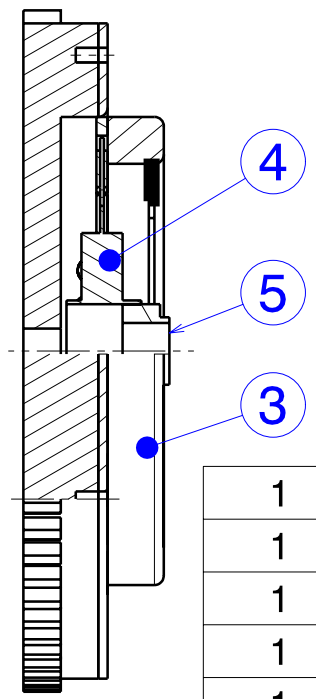
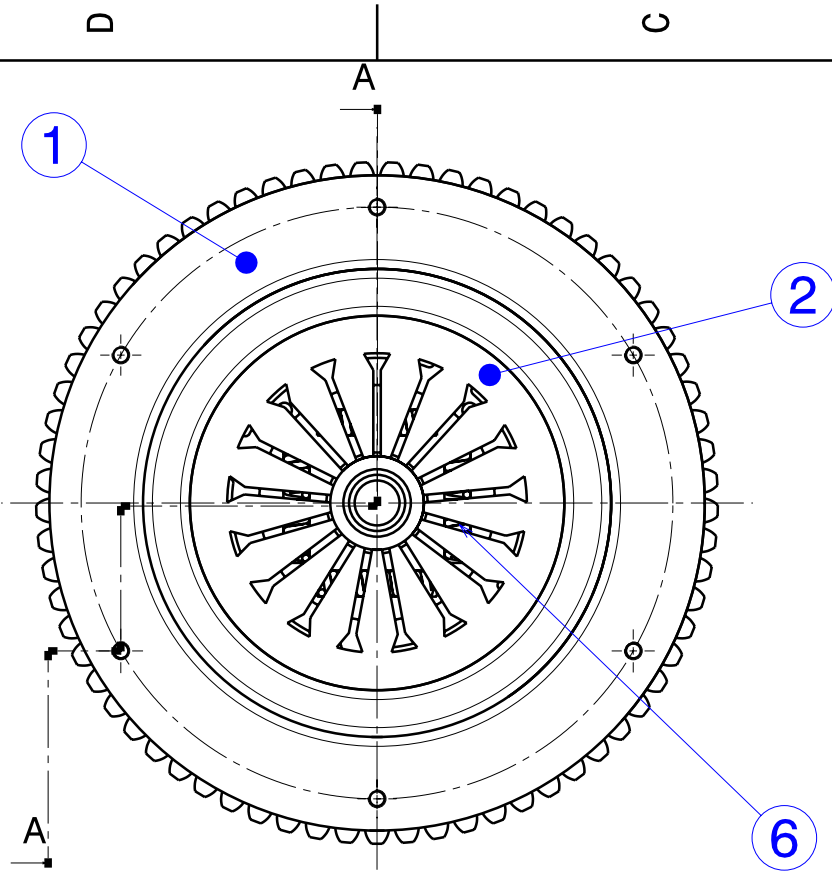
2

1

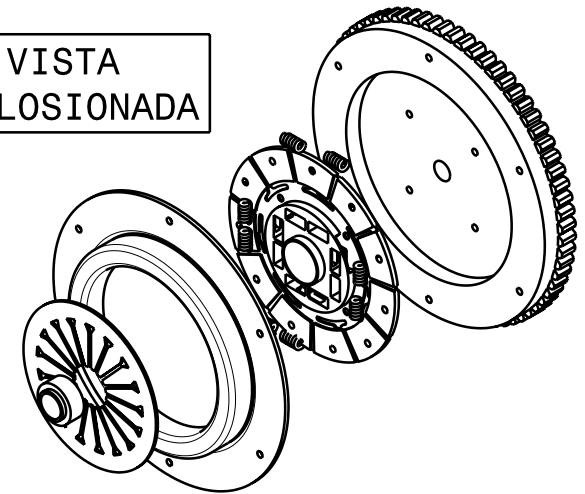
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: AYESA PEREZ, ANDER Firma:	
PROYECTO: CAJA DE CAMBIOS		FECHA: 07/2012 ESCALA: % Nº PLANO: 1
Plano: CONJUNTO CAJA DE CAMBIOS		

H G F E D C B A

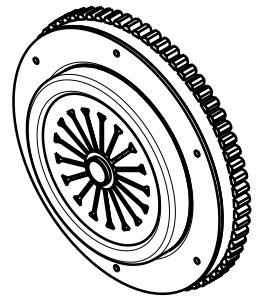
1




VISTA EXPLOSIONADA



1	MUELLE	A-48	6
1	CASQUILLO	F-1120	5
1	DISCO DE EMBRAGUE	F-1120	4
1	CARCASA	F-1120	3
1	DIAFRAGMA	50CRV4	2
1	CORONA	F-1120	1
Nº de piezas	Denominación	Material	Marca

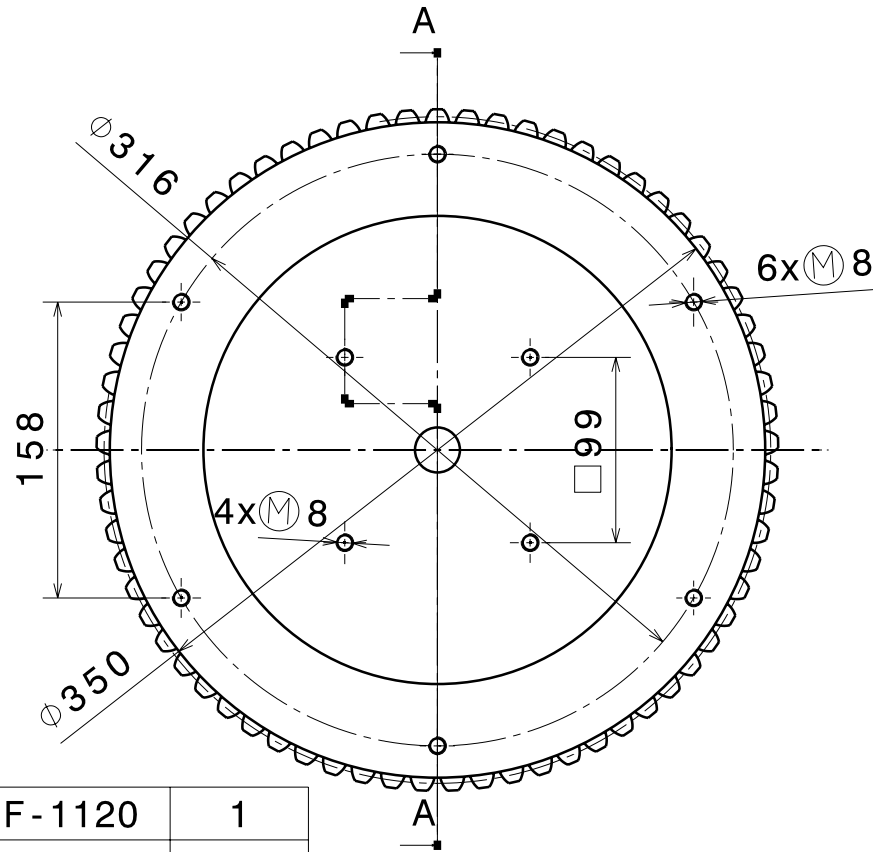


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: <h2 style="text-align: center;">EMBRAGUE MONODISCO</h2>		Realizado: <h3 style="text-align: center;">AYESA PEREZ, ANDER</h3>	
Plano: <h2 style="text-align: center;">COMJUNTO EMBRAGUE</h2>		FECHA: 07/2012	ESCALA: %	NºPLANO: <h3 style="text-align: center;">2</h3>

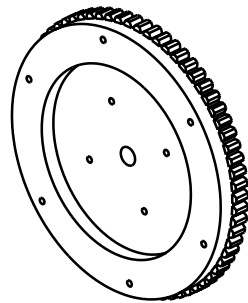
D

A

N8



1	CORONA	F-1120	1
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

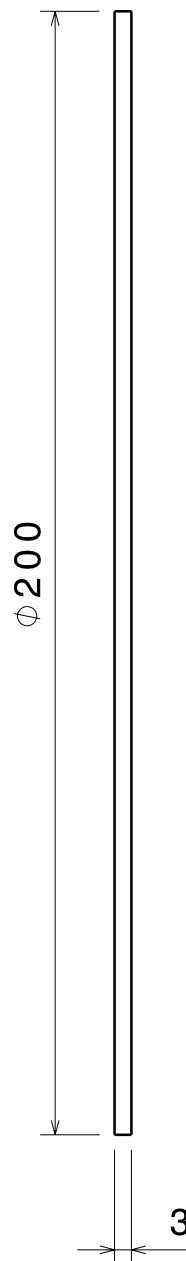
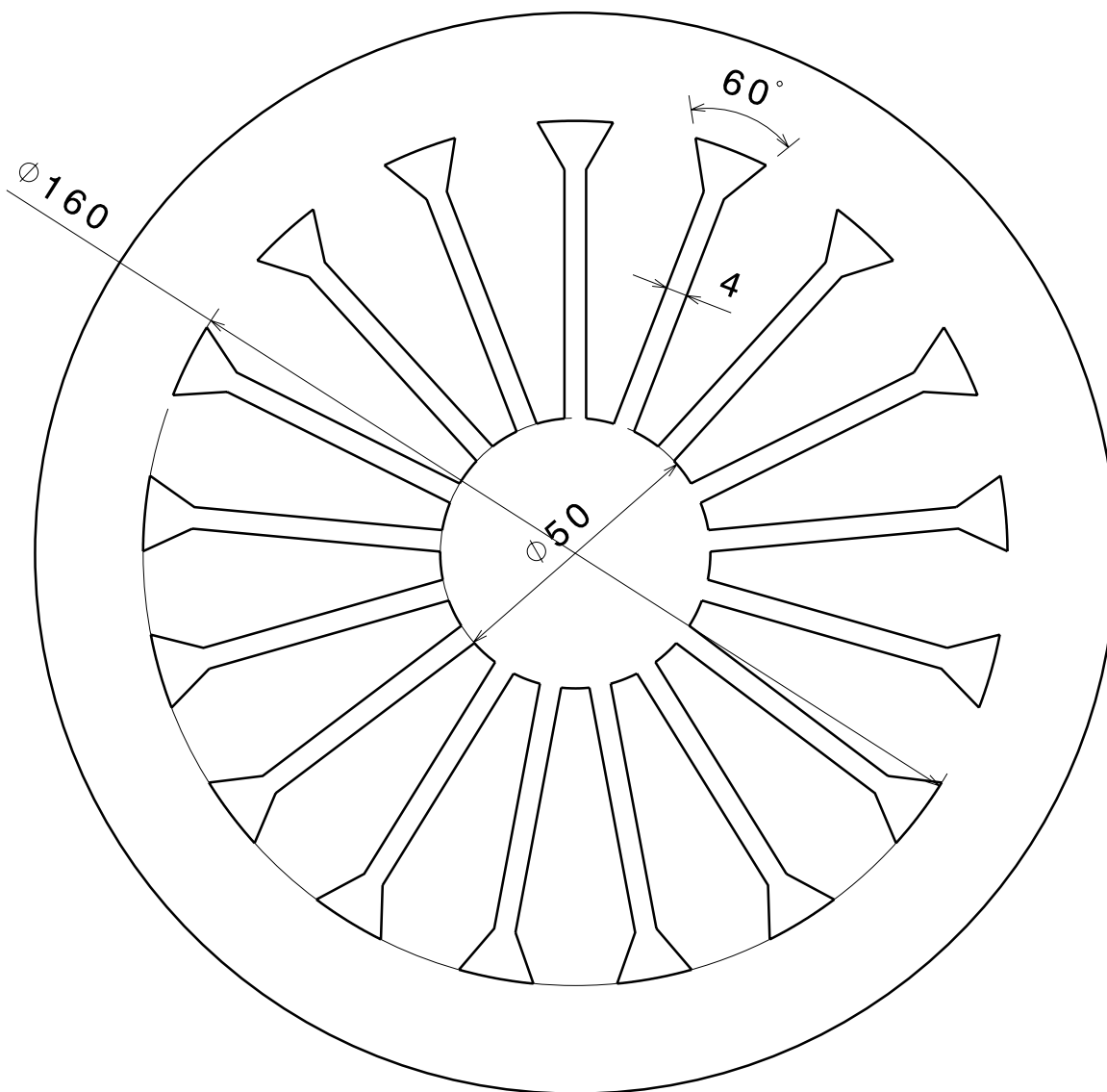


 <p>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</p>	<p>E.T.S.I.I.T.</p> <p>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</p>	<p>Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</p>		
	<p>PROYECTO:</p> <p>EMBRAGUE MONODISCO</p>		<p>Realizado:</p> <p>AYESA PEREZ, ANDER</p>	
<p>Plano:</p> <p>CORONA</p>		<p>FECHA:</p> <p>07/2012</p>	<p>ESCALA:</p> <p>1:4</p>	<p>Nº PLANO:</p> <p>3</p>

D

A

N8



1	DIAFRAGMA	50CRV4	2
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

EMBRAGUE MONODISCO

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

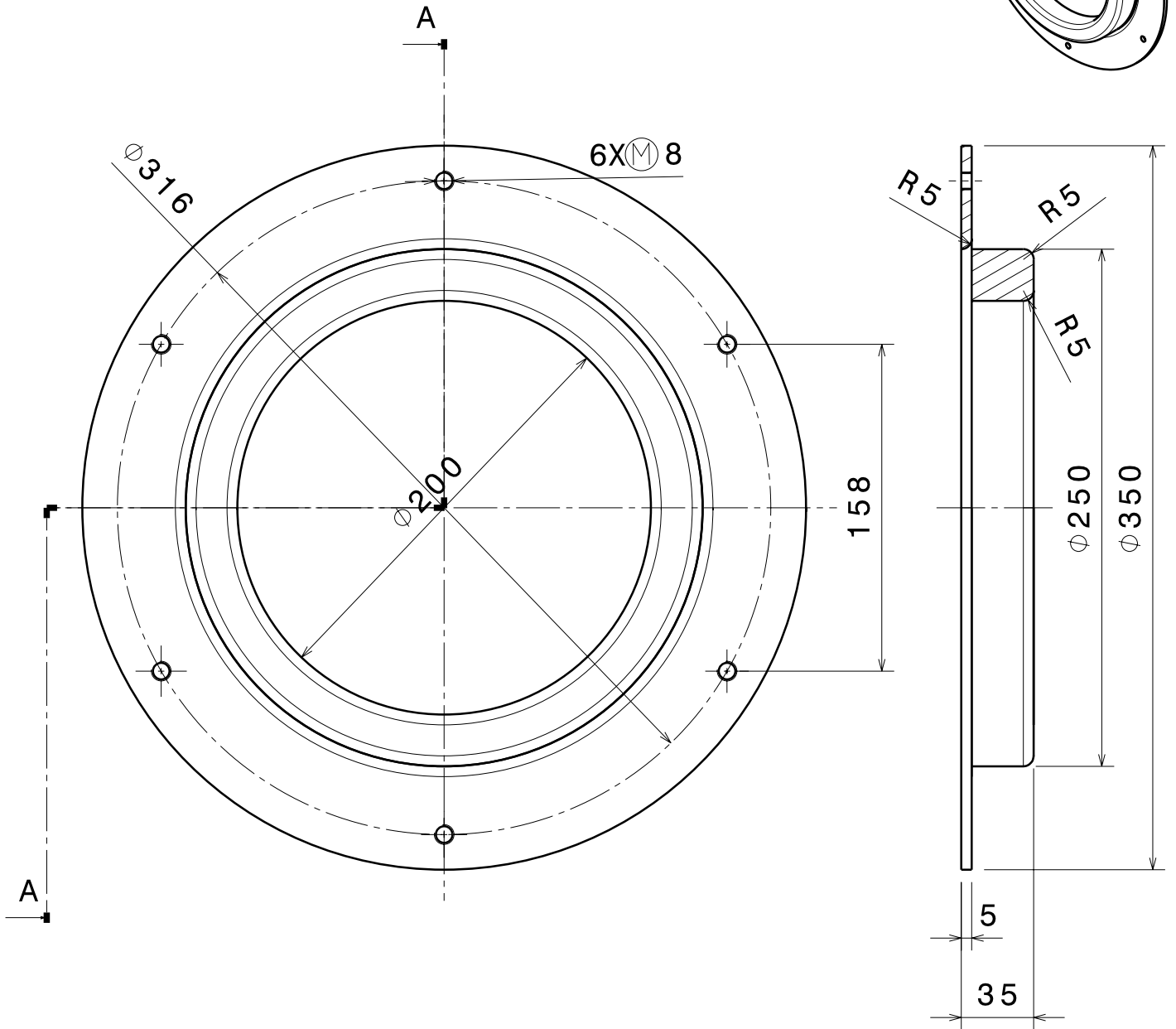
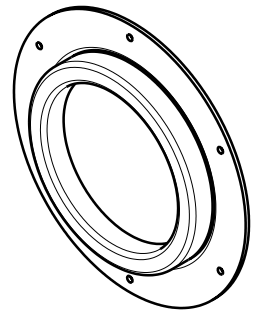
DIAFRAGMA

FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:4

Nº PLANO:
4

N8



1	CARCASA	F-1120	3
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

EMBRAGUE MONODISCO

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

CARCASA

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
5

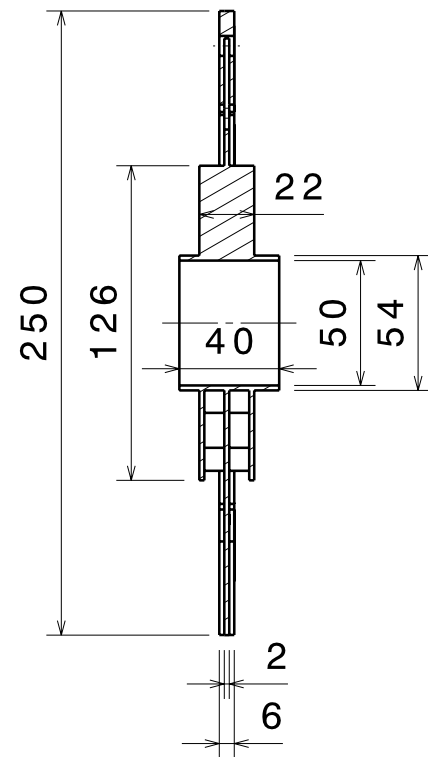
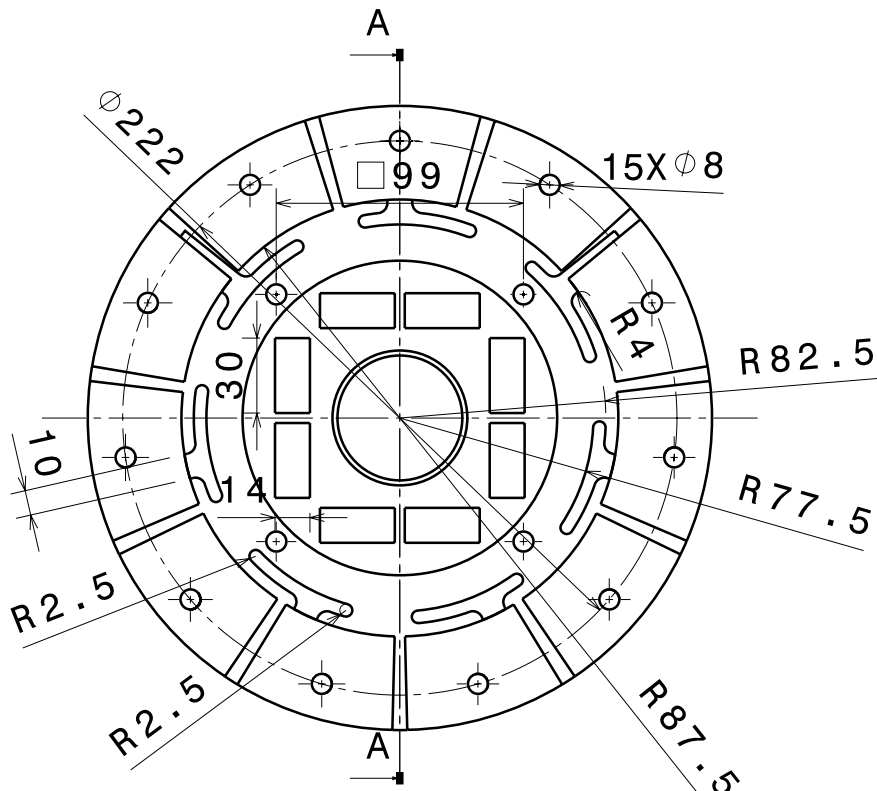
D

C

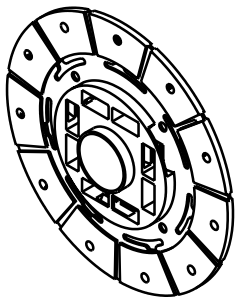
B


A

N8



1	DISCO DE EMBRAGUE	F-1120	4
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

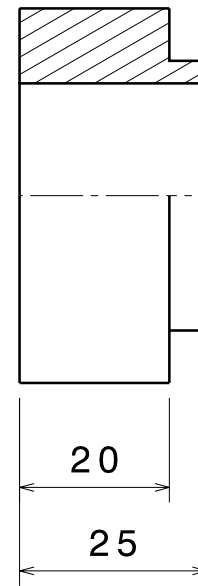
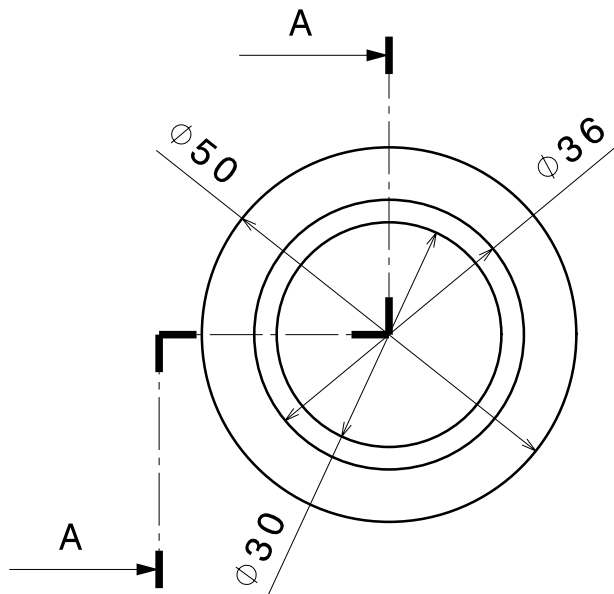
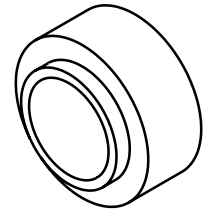


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: EMBRAGUE MONODISCO		Realizado: AYESA PEREZ, ANDER	
Plano: DISCO DE EMGRAGUE		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	NºPLANO: 6

D

A

N8



1	CASQUILLO	F-1120	5
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

EMBRAGUE MONODISCO

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

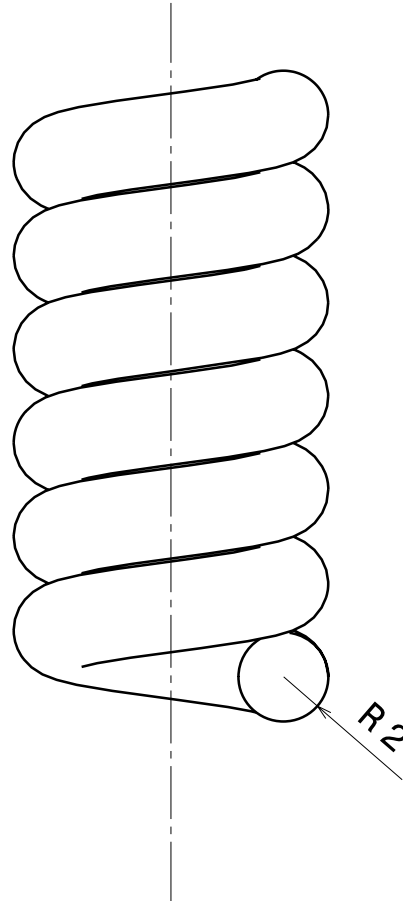
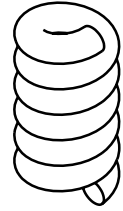
CASQUILLO

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
7

Altura	25
Paso	4,166
Espirales	6



1	MUELLE	A-48	6
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

EMBRAGUE MONODISCO

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

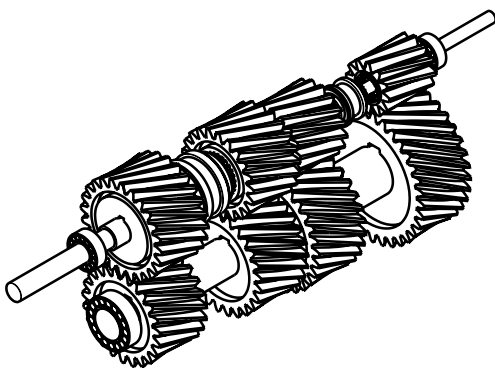
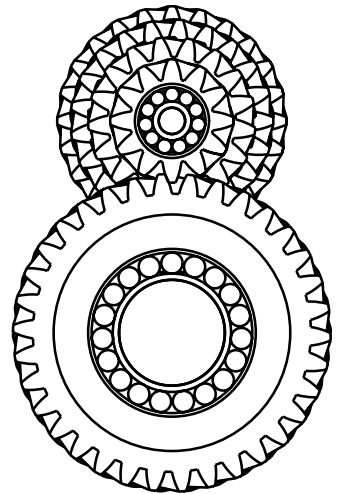
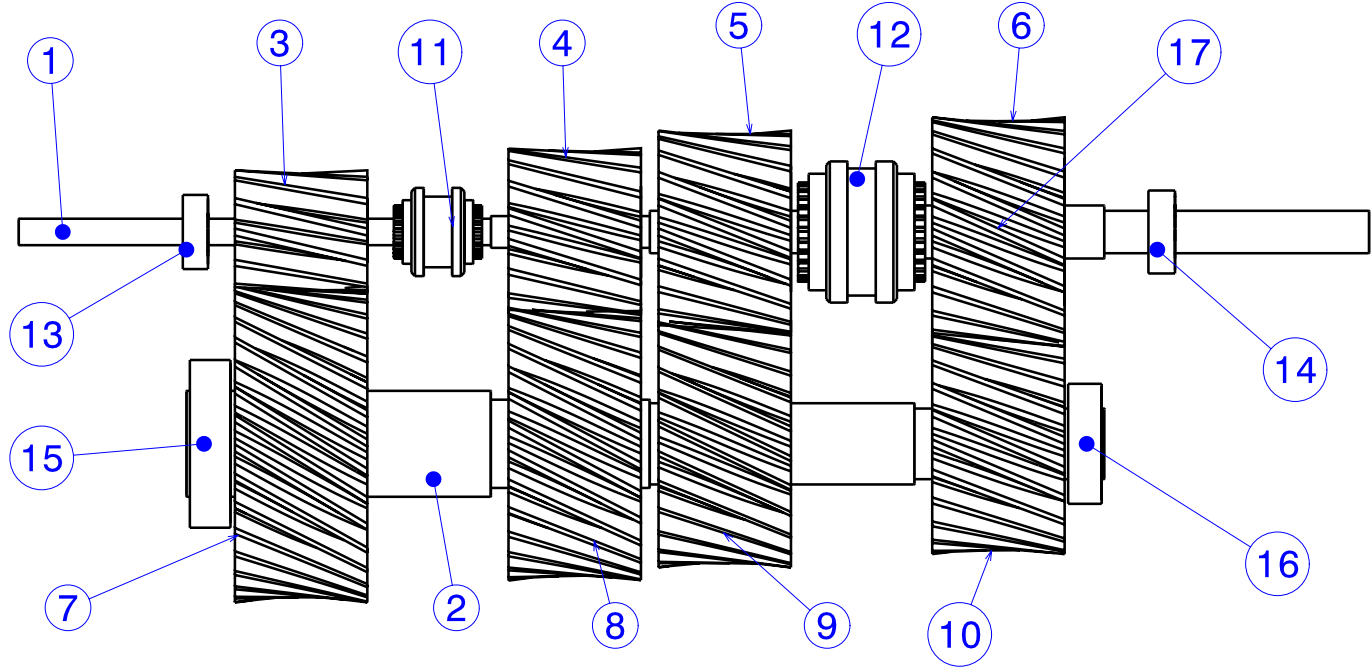
Plano:

MUELLE

FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:1

NºPLANO:
8



8	CHAVETAS	DIN 6885		17
1	RODAMIENTO CÓNICO	32012 X/QCL7C		16
1	RODAMIENTO CÓNICO	32008 X/Q		15
1	RODAMIENTO CÓNICO	30302 J2		14
1	RODAMIENTO CÓNICO	32005 X/Q		13
1	SINCRONIZADOR 2	14571-345		12
1	SINCRONIZADOR 1	14571-345		11
1	RUEDA 4		F-1560	10
1	RUEDA 3		F-1560	9
1	RUEDA 2		F-1560	8
1	RUEDA 1		F-1560	7
1	PIÑÓN 4		F-1560	6
1	PIÑÓN 3		F-1560	5
1	PIÑÓN 2		F-1560	4
1	PIÑÓN 1		F-1560	3
1	EJE SECUNDARIO		GOST 40X	2
1	EJE PRIMARIO		GOST 40X	1
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Marca

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		PROYECTO: CAJA DE CAMBIOS MANUAL		Realizado: AYESA PEREZ, ANDER
Plano: CONJUNTO CAJA		FECHA: 07/2012	ESCALA: %	Nº PLANO: 9

4

4

3

3

2

2

1

1

H

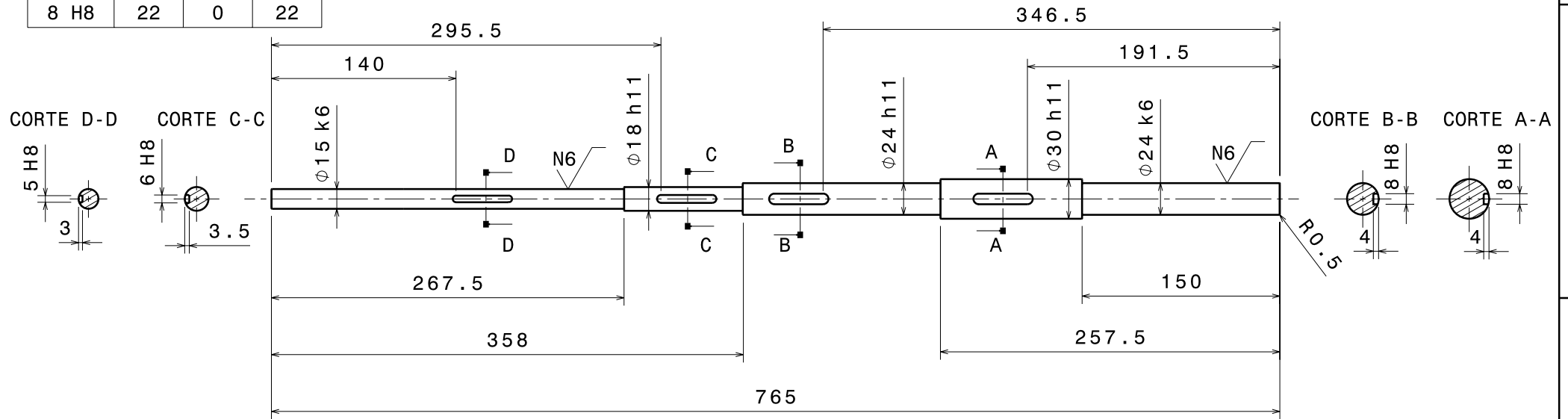
G

B

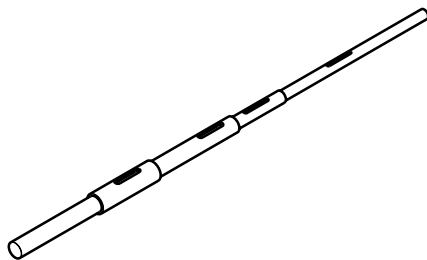
A

∅ N	ds	di	t
15 k6	12	1	11
18 h11	0	110	110
24 h11	0	130	130
30 h11	0	130	130
24 k6	15	2	13
5 H8	18	0	18
6 H8	22	0	22
8 H8	22	0	22

N8 (N6)



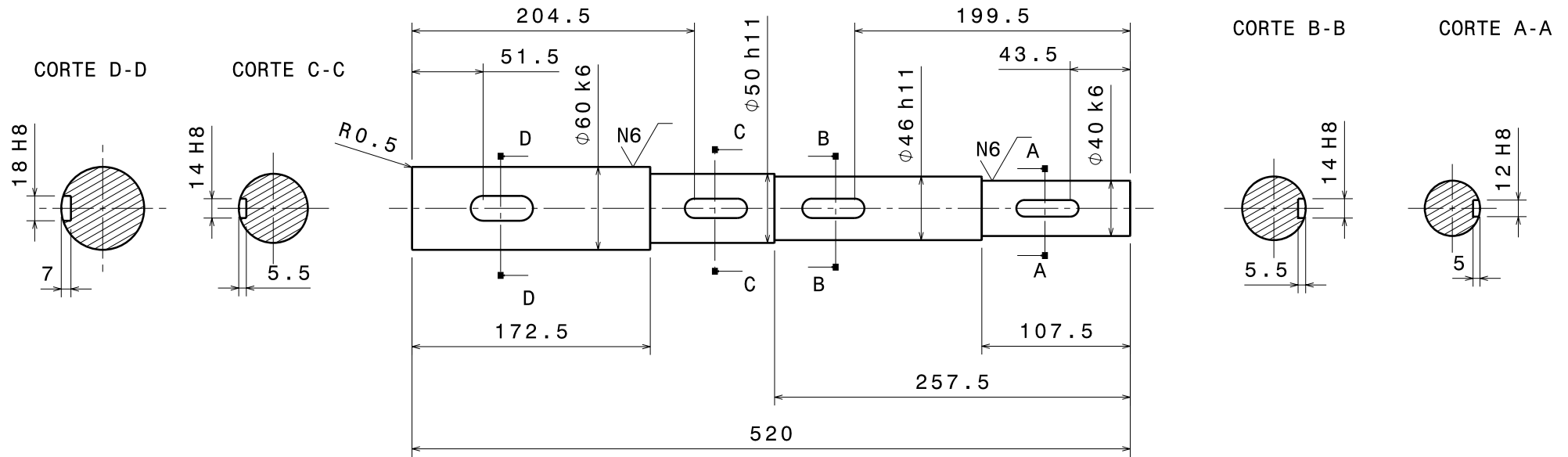
1	EJE PRIMARIO	GOST 40X	1
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca



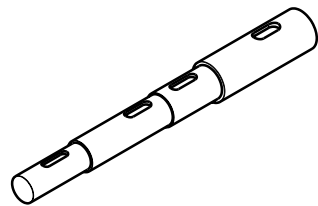
Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: CJA DE CAMBIOS MANUAL		Realizado: AYESA PEREZ, ANDER
Plano: EJE PRIMARIO		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3
		Nº PLANO: 10	

ϕ N	ds	di	t
60 k6	21	2	19
50 h11	0	160	160
46 h11	0	160	160
40 k6	18	2	16
18 H8	27	0	27
14 H8	27	0	27
12 H8	27	0	27

N8 $\sqrt{\quad}$ (N6 $\sqrt{\quad}$)



1	EJE SECUNDARIO	GOST 40X	2
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

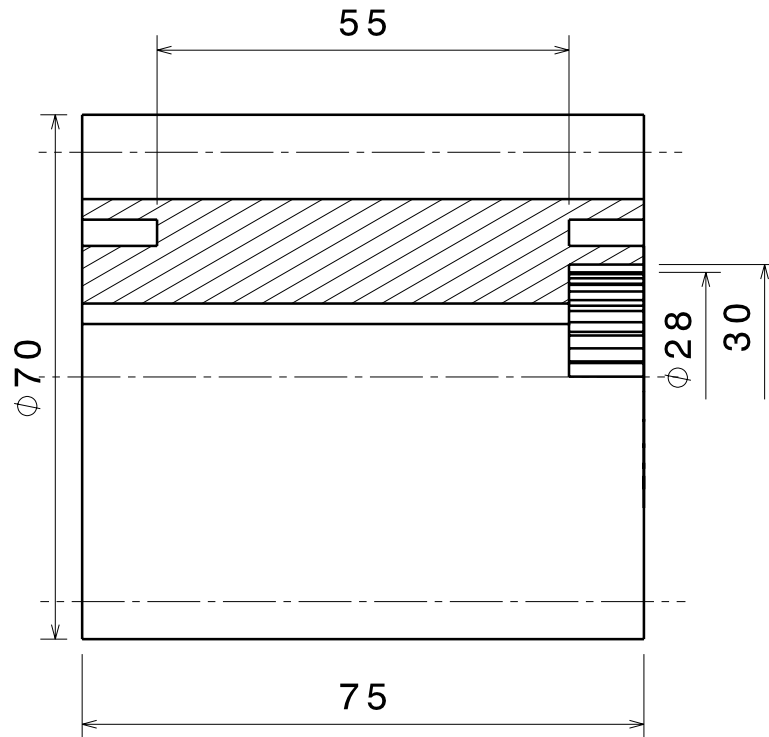
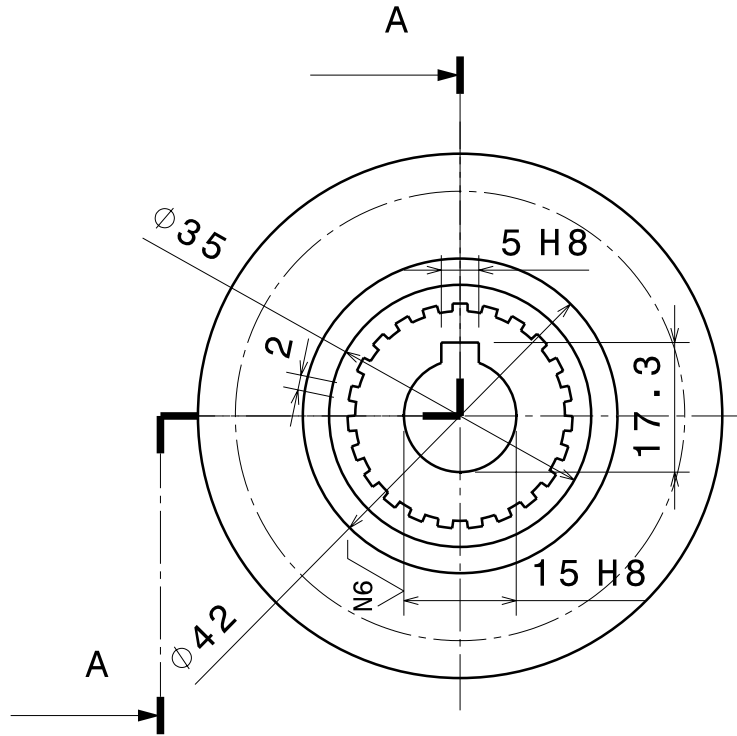
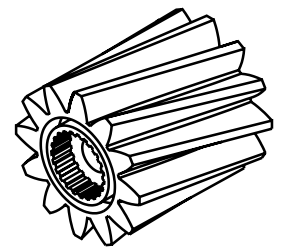


Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: CAJA DE CAMBIOS MANUAL		Realizado: AYESA PEREZ, ANDER	
Plano: EJE SECUNDARIO		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 11

Firma:

ϕ N	ds	di	t
5 H8	18	0	18
15 H8	27	0	27

N8 $\sqrt{\quad}$ (N6 $\sqrt{\quad}$)



DATOS DEL PIÑÓN

Módulo normal m	5
Número de dientes z	12
Diámetro Primitivo Dp	60
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Derechas
Nº dientes rueda conjugada Z	34

1	PIÑÓN 1	F-1560	3
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

PIÑÓN 1

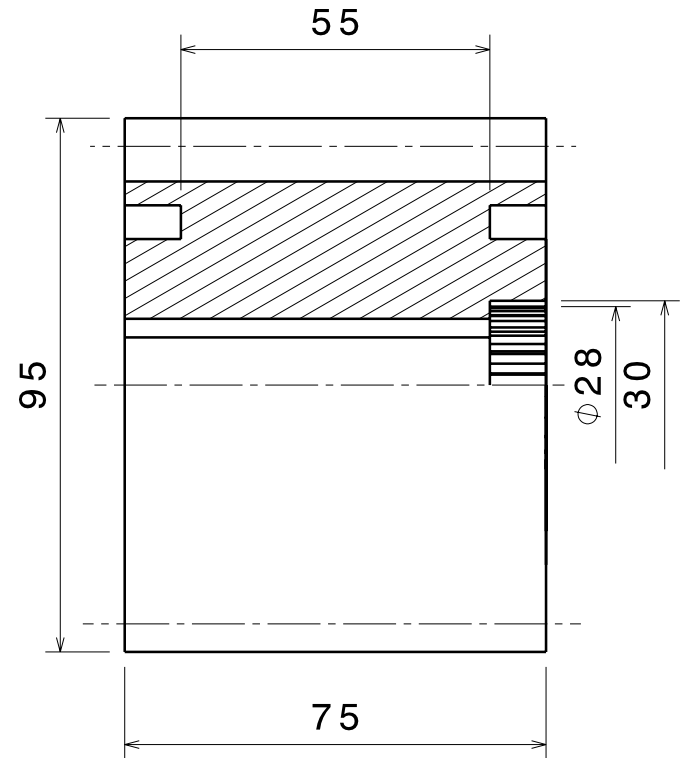
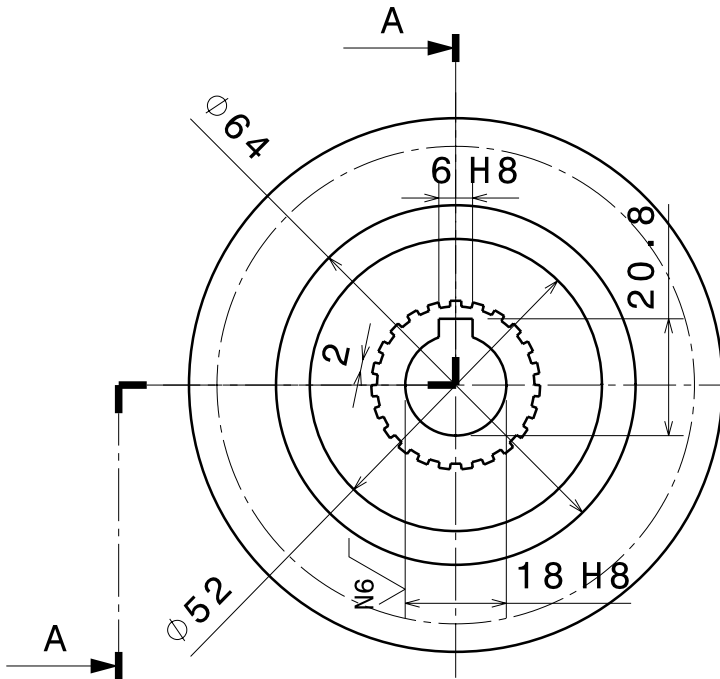
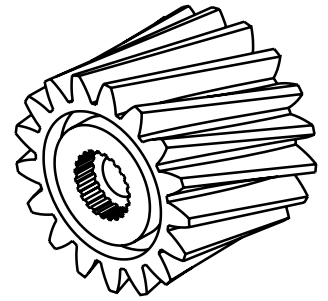
FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
12

ϕ N	ds	di	t
6 H8	18	0	18
18 H8	27	0	27

N8 (N6)



DATOS DEL PIÑÓN

Módulo normal m	5
Número de dientes z	17
Diámetro Primitivo Dp	85
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Derechas
Nº dientes rueda conjugada Z	29

1	PIÑÓN 2	F-1560	4
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca



Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

PIÑÓN 2

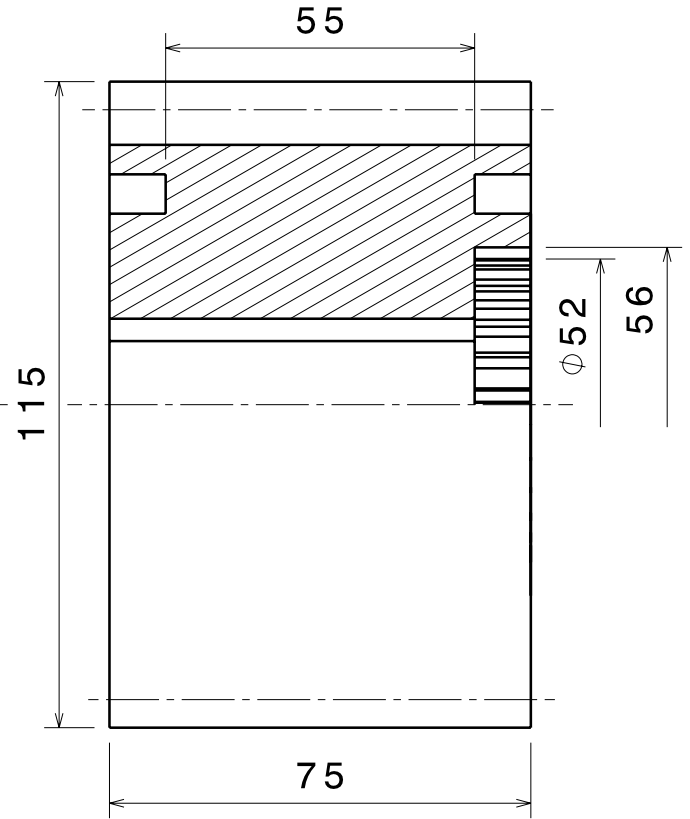
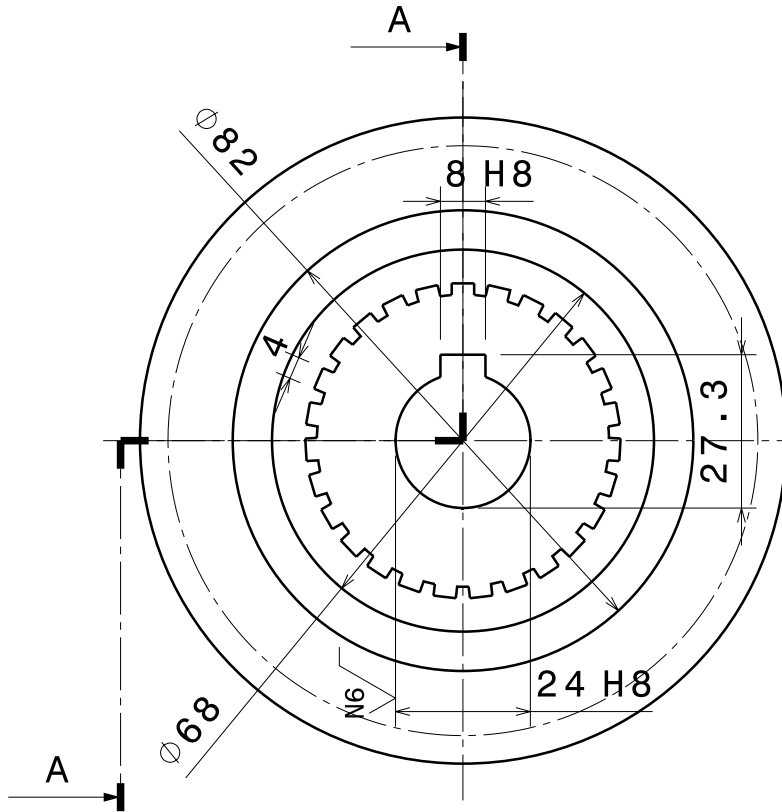
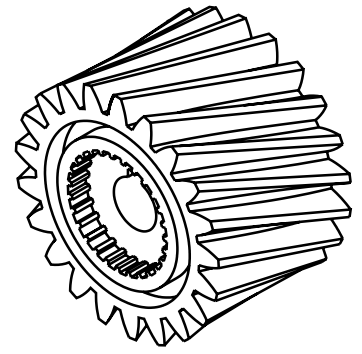
FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:4

Nº PLANO:
13

ϕ N	ds	di	t
8 H8	22	0	22
24 H8	33	0	33

N8 (N6)



DATOS DEL PIÑÓN

Módulo normal m	5
Número de dientes z	21
Diámetro Primitivo Dp	105
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Derechas
Nº dientes rueda conjugada Z	26

1	PIÑÓN 3	F-1560	5
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

PIÑÓN 3

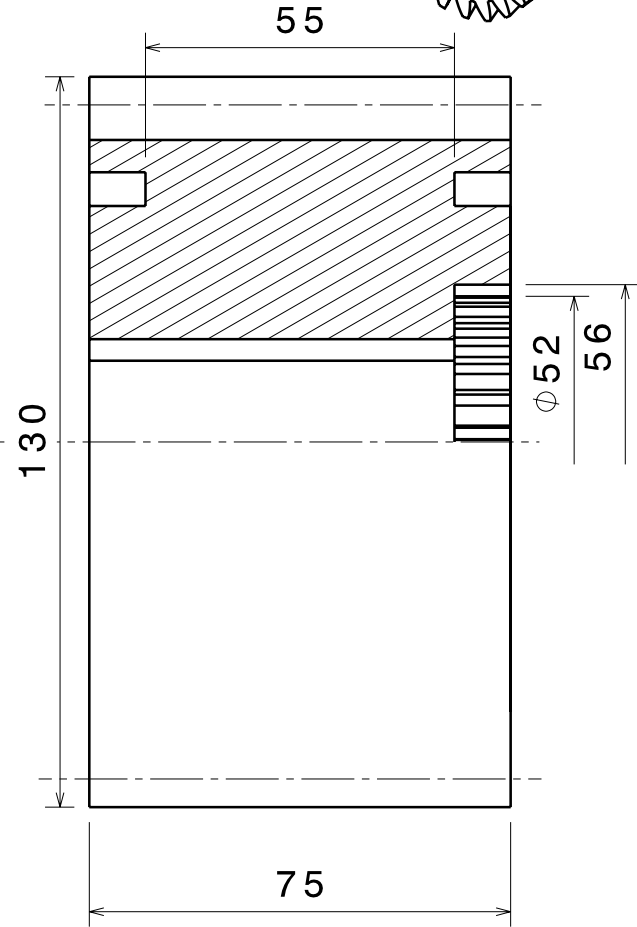
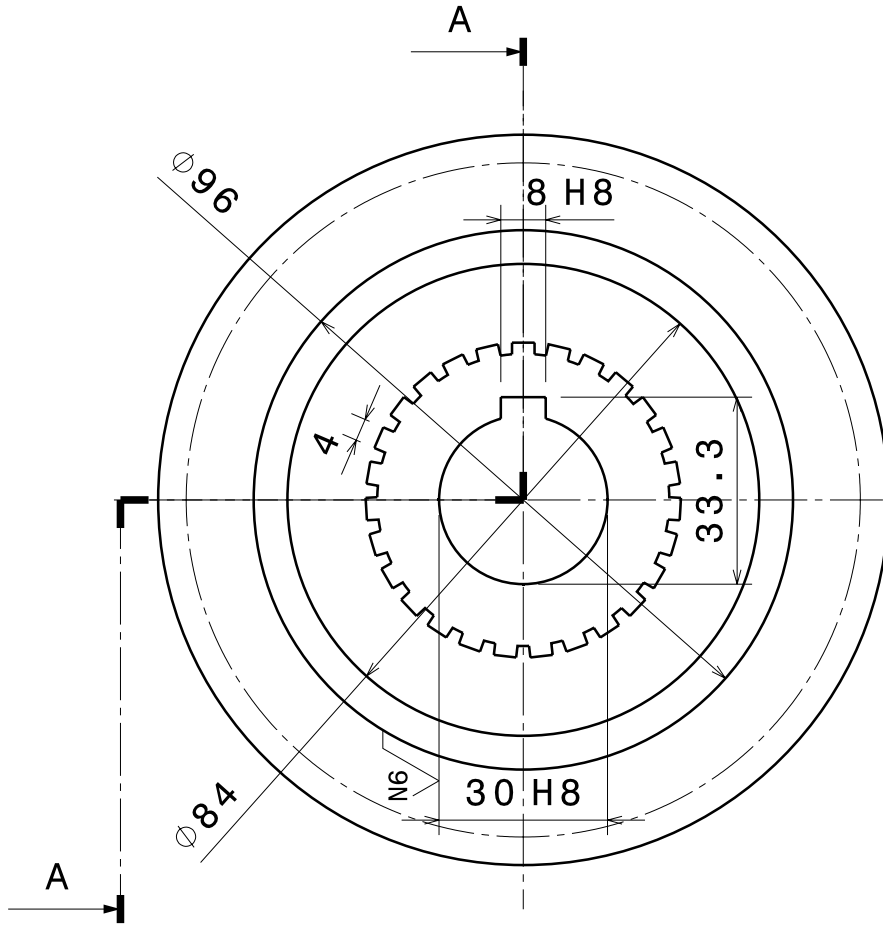
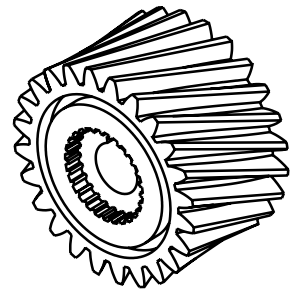
FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:4

Nº PLANO:
14

ϕ N	ds	di	t
8 H8	22	0	22
30 H8	39	0	39

N8 (N6)



DATOS DEL PIÑÓN

Módulo normal m	5
Número de dientes z	24
Diámetro Primitivo Dp	120
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Derecha
Nº dientes rueda conjugada Z	23

1	PIÑÓN 4	F-1560	6
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

PIÑÓN 4

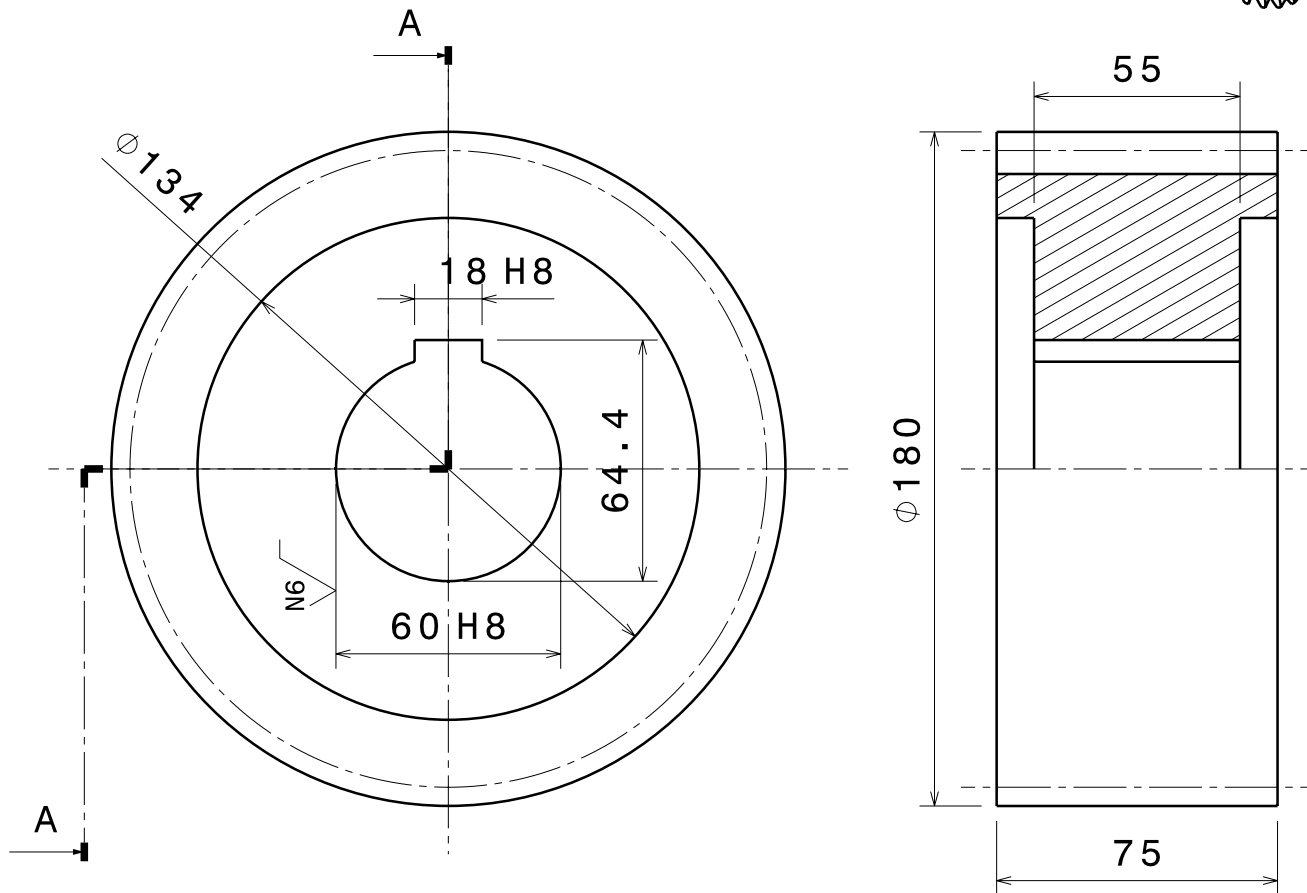
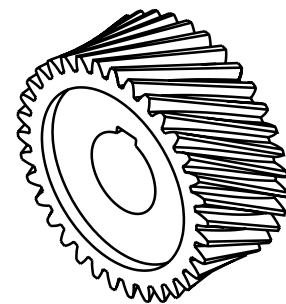
FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:4

Nº PLANO:
15

ϕ N	ds	di	t
18 H8	33	0	33
60 H8	46	0	46

N8 (N6)



DATOS DE LA RUEDA

Módulo normal m	5
Número de dientes Z	34
Diámetro Primitivo Dp	170
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Izquierda
Nº dientes piñón conjugado z	12

1	RUEDA 1	F-1560	7
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

RUEDA 1

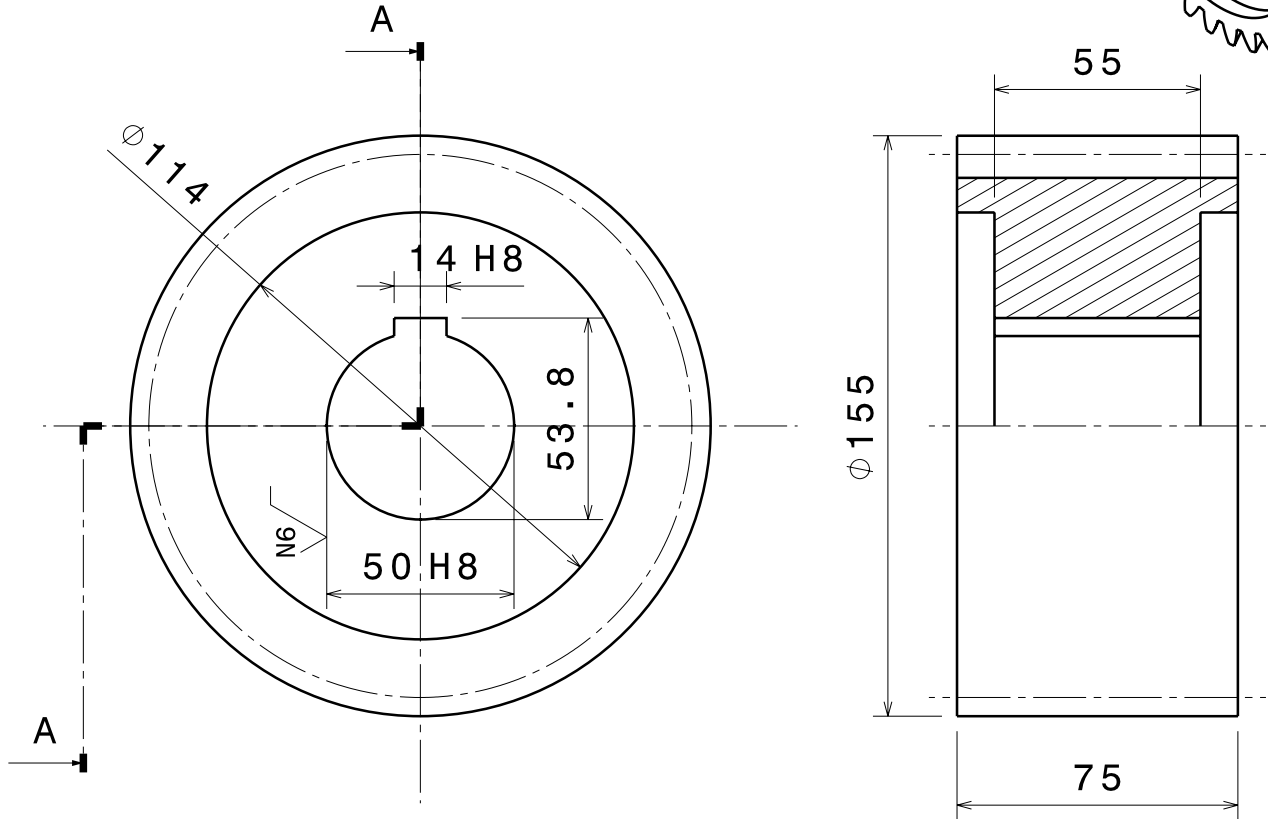
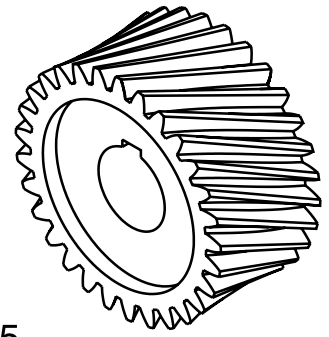
FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
16

ϕ N	ds	di	t
14 H8	27	0	27
50 H8	46	0	46

N8 (N6)



DATOS DE LA RUEDA

Módulo normal m	5
Número de dientes Z	29
Diámetro Primitivo Dp	145
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Izquierda
Nº dientes piñón conjugado z	17

1	RUEDA 2	F-1560	8
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

RUEDA 2

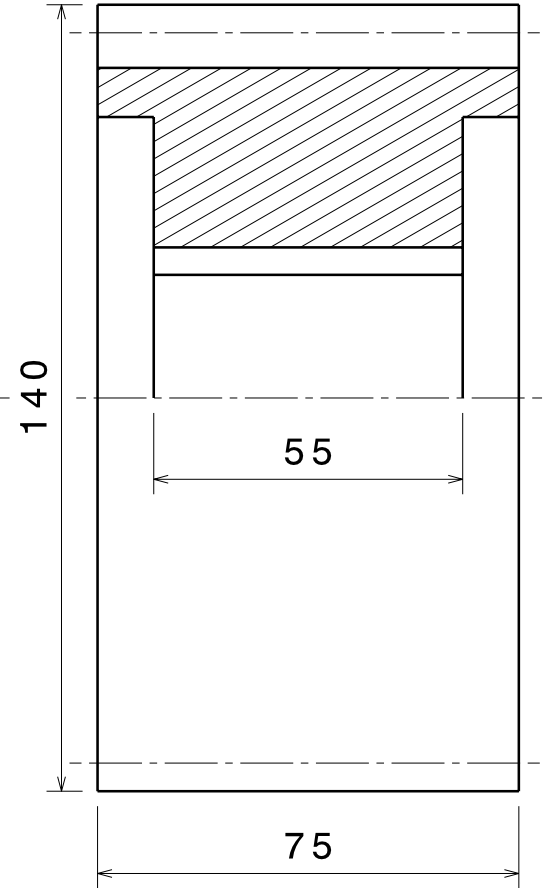
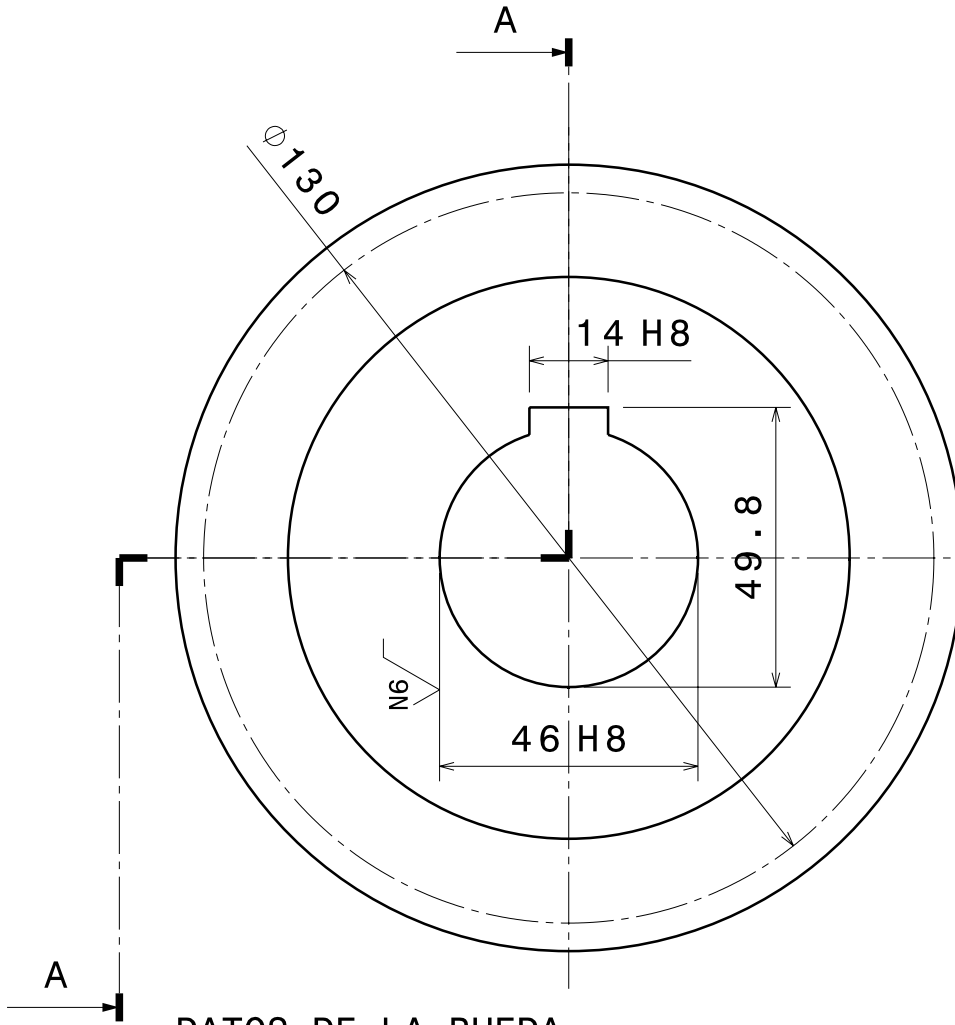
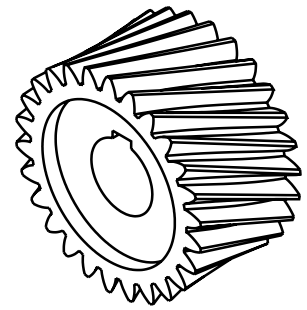
FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
17

ϕ N	ds	di	t
14 H8	27	0	27
46 H8	39	0	39

N8 (N6)



DATOS DE LA RUEDA

Módulo normal m	5
Número de dientes Z	34
Diámetro Primitivo Dp	170
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Izquierda
Nº dientes piñón conjugado z	12

1	RUEDA 3	F-1560	9
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

RUEDA 3

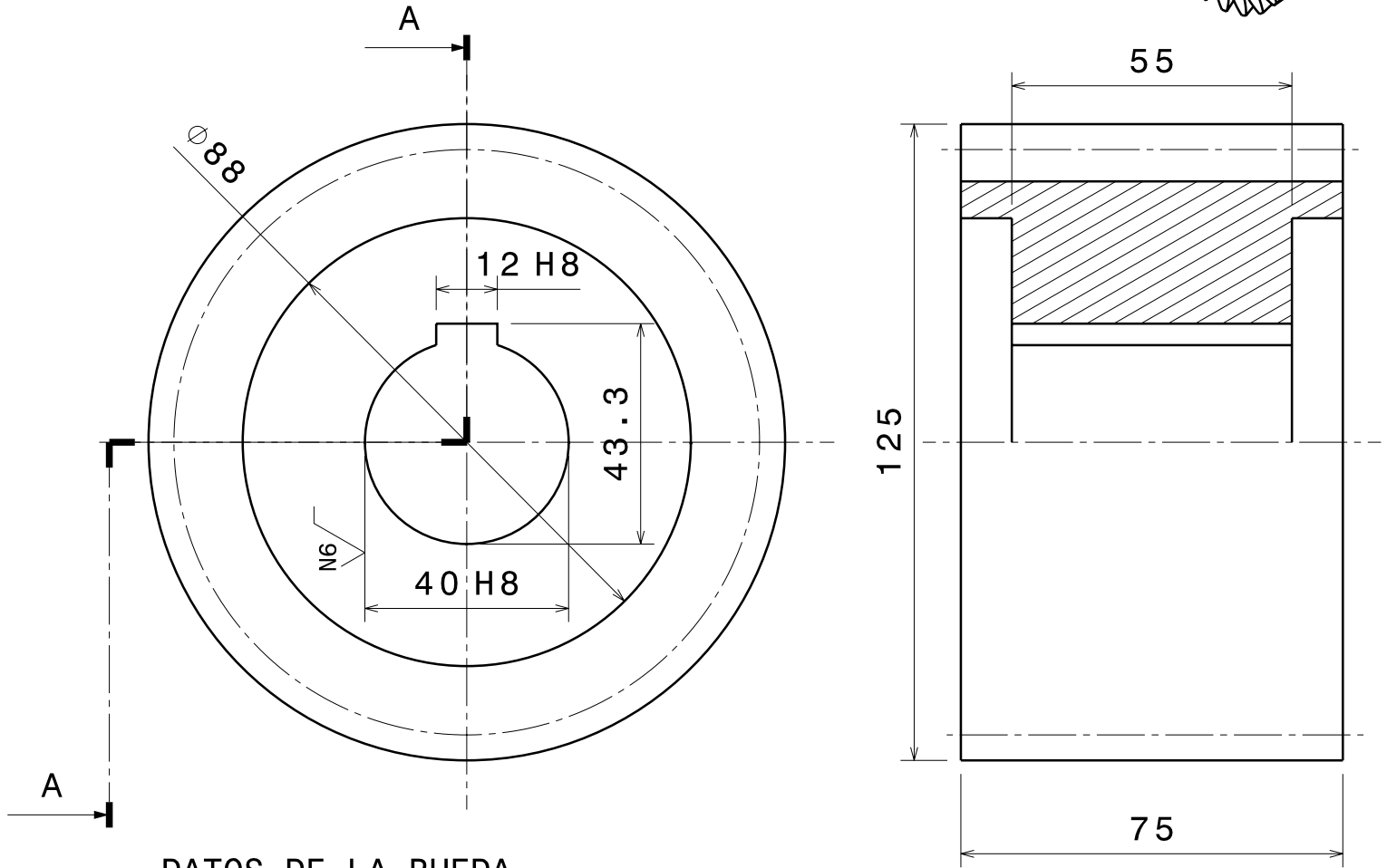
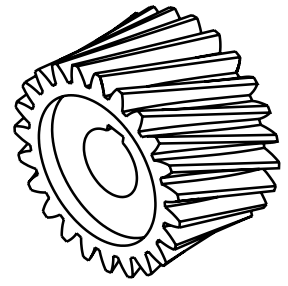
FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:4

Nº PLANO:
18

ϕ N	ds	di	t
12 H8	27	0	27
40 H8	39	0	39

N8 (N6)



DATOS DE LA RUEDA

Módulo normal m	5
Número de dientes Z	23
Diámetro Primitivo Dp	115
Distancia entre ejes	120
Ángulo de la hélice	30°
Sentido de la hélice	Izquierda
Nº dientes piñón conjugado z	24

1	RUEDA 4	F-1560	10
Nº de Piezas	Denominación	Material	Marca

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:

DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

CAJA DE CAMBIOS MANUAL

Realizado:

AYESA PEREZ, ANDER

Firma:

Plano:

RUEDA 4

FECHA:
07/2012

ESCALA:
3:4

Nº PLANO:
19



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

PLIEGO DE CONDICIONES

Ander Ayesa Perez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

Índice del pliego de condiciones

1. Herramientas de diseño	4
1.1. Definiciones.....	8
2. Normativa	10
2.1. Normativa de competición.....	11
2.2. Normativa de componentes	11
2.3. Normativa CIK-FIA.....	12
3. Materiales	23
3.1. Acero.....	23
3.1.1. Tipos de acero	23
3.1.2. Clasificación de los aceros aleados de acuerdo con su composición	25
3.1.3. Clasificación de los aceros aleados de acuerdo con su utilización	25
3.1.4. Mecanización	27
3.1.5. Perfiles de acero	28
3.1.6. Disponibilidad.....	28
3.1.7. Reciclaje.....	28
3.2. Níquel.....	29
3.3. Cromo	29
4. Procesos de fabricación	30
4.1. Material escogido para engranajes y ejes	30
4.2. Fabricación de los engranajes y ejes.....	34
4.2.1. Chaflanado y redondeado de dientes	34
4.2.2. Tratamiento térmico de los engranajes	35
4.2.3. Mecanizado de engranajes, ejes y sincronizadores.....	36
4.3. Elementos complementarios	38
4.3.1. Chavetas.....	38
4.3.2. Rodamientos	38
4.3.3. Retenes.....	39

En este apartado del proyecto se recoge toda la información necesaria referente a las herramientas de cálculo y diseño empleadas durante el proyecto así como los procesos necesarios para el desarrollo y fabricación de la caja de cambios objeto del proyecto.

1.- Herramientas de diseño:

En este punto se detallarán los programas y las herramientas de cálculo y diseño utilizados para el desarrollo del proyecto.

La principal herramienta de cálculo que se ha utilizado es el programa EXCEL y para el diseño del mismo CATIA V5 y MARC-MENTAT. A continuación se explicará cada uno de ellos brevemente para comprender su utilización. El primer programa nombrado se ha utilizado por la necesidad de un programa para realizar los cálculos de los diferentes apartados del que consiste el proyecto; el segundo porque permite modelar piezas y conjuntos en 3D y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción de un modelo; y el tercero fue utilizado para el FEM, para el cálculo de elementos finitos para así poder corroborar los cálculos previamente realizados.

A continuación se hará una explicación más detallada de cada de estos programas utilizados en el proyecto.

- Excel:

Microsoft Excel es una aplicación para manejar hojas de cálculo. Este programa es desarrollado y distribuido por Microsoft y es utilizado normalmente en tareas financieras y contables.



Imagen 4.1 Logotipo Excel

Excel se caracteriza por los siguientes aspectos:

1. Hojas de cálculo de gran dimensión, filas y columnas que forman celdas de trabajo.
2. Agrupación de varias hojas de cálculo en un libro. Excel está compuesto por libros, un libro es el archivo en que se trabaja y donde se almacenan los datos. Cada libro puede contener aproximadamente 250 hojas o carpetas.

Cada hoja contiene aproximadamente 60.000 líneas y 256 columnas ordenadas numéricamente y alfabéticamente respectivamente.

3. Actualización automática de los resultados obtenidos en la hoja, al modificar los datos de los cuales depende un resultado.
4. Gran capacidad de presentación y manejo de los introducidos.
5. Realización de distintos tipos de gráficos a partir de los datos introducidos en la hoja de cálculo, con la posibilidad de insertarlos en la misma hoja de cálculo o en hojas aparte, pudiendo presentar ambas informaciones juntas o separadas.
6. Trabajar con la información de una base de datos introducida en la hoja de cálculo mediante operaciones que serían propias de un Gestor de Base de Datos como Access. Los archivos Excel se almacenan con extensión “.xls”.

- **Catia:**

CATIA V5, Computer Aided Three-dimensional Interactive Application Version 5, es una aplicación de diseño gráfico aplicado a ingeniería producida por Dassault Systemnes, Francia. Se trata de una solución para la gestión del ciclo de vida del producto (PLM, Product Lifecycle Management), que proporciona un conjunto integrado de aplicaciones de diseño asistido por ordenador (CAD, Computer Aided Design), ingeniería asistida por ordenados (CAE, Computer Aided Engineering) y fabricación asistida por ordenador (CAM, Computer Aided Manufacturing) para la definición y simulación de productos digitales.



Imagen 4.2 Logotipo Catia V5

Las posibilidades de representación y gestión de la información que proporciona CATIA V5 en bruto, sin el soporte de software adicional, se trata de un núcleo común a toda la comunidad usuaria de Catia que servirá de base en la aplicación de los gestores.

Este programa fue creado inicialmente para servir en la industria aeronáutica dada la gran capacidad a la hora de crear superficies complejas. Actualmente, está siendo muy utilizado en la industria del automóvil en el diseño y desarrollo de componentes de la carrocería ya que ofrece un amplio abanico de posibilidades para implementar todo tipo de diseños 3D, movimientos, texturas, solicitudes, etc.

Representación de la información en CATIA V5:

La información en Catia V5 está distribuida en módulos de trabajo en función de su finalidad. Algunos de los módulos más utilizados en diseño serán Part Design, Assembly Design y Wireframe and Surface Design, en especial los dos primeros, siendo cada módulo compatible con unos determinados tipos de archivo con extensiones y características diferentes. Para este proyecto se han utilizado tres tipos de archivos fundamentalmente:

- a) Part Design: entorno paramétrico basado en características en el que se crearán modelos sólidos. Todos los archivos creados tendrán asociada la extensión CATPart.
- b) Assembly Design: entorno usado para ensamblar componentes utilizando restricciones. Todos los archivos creados tendrán, asociada la extensión CATProduct. Esta herramienta ha sido utilizada para la realización del conjunto tanto del embrague como del de la caja de cambios y su posterior ensamblaje.
- c) Analysis and simulation: entorno usado para mallar los componentes del product. Todos los archivos creados tendrán asociada la extensión CATAnalysis.

La representación de la información en todos los módulos de diseño se realiza a través de un espacio tridimensional y una estructura de árbol.

El montaje completo de la caja de cambios es un archivo del tipo CATProduct ya que contiene todas piezas de las que constaría la caja de cambios prototipo, incluido el embrague y la caja de cambios propiamente dicha. Estos dos archivos se han creado de manera paralela de manera paralela para poder ir creando de manera simultánea la estructura final con sus componentes y ver de manera aproximada el resultado final de la caja de cambios manual.

- Marc-Mentat:

Marc-Mentat es un potente y de uso general, el elemento no lineal finita solución de análisis para simular con precisión la respuesta de sus productos bajo condiciones estáticas, dinámicas y multi-física escenarios de carga. La versatilidad de Marc en la modelización de comportamientos no lineales de materiales y transitorios condiciones ambientales lo hace ideal para resolver sus problemas de diseño complejos. Con sus innovadoras tecnologías y metodologías de modelado. Marc le permite simular el comportamiento del complejo mundo real de los sistemas mecánicos por lo que es el más adecuado para hacer frente a la fabricación y los problemas de diseño en único entorno.

Con los esquemas de solución que sea más inteligentes y están diseñados para proporcionar el rendimiento que usted necesita al tomar el máximo provecho de su hardware combinada con un fácil utilizar la solución de modelado, que realmente se puede descubrir y explorar grandes deformaciones y tensiones, los materiales no lineales, de contacto o interacción compleja entre la física múltiples, que han llegado al final de su búsqueda y con Marc, ahora puede centrarse en su mejora de sus diseños.

El interfaz de usuario integrado de Marc está diseñado para permitir que incluso los usuarios principiantes puedan configurar y resolver los complejos problemas no lineales en

un tiempo corto. Los usuarios pueden pasar de un archivo CAD a un modelo completo FEA y post-procesamiento de los resultados en un único entorno integrado.

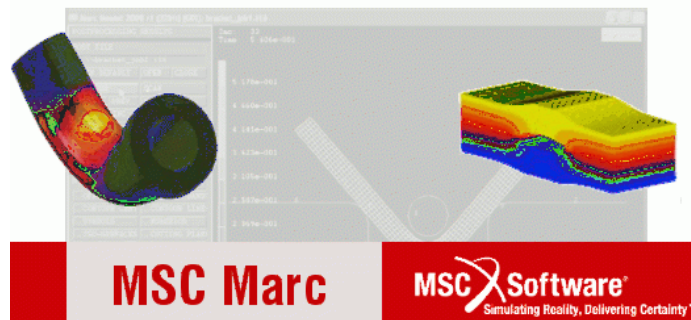


Imagen 4.3 Logotipo Marc-Mentat

Cuando la tensión grande distorsiona los elementos, o modifica las condiciones de contacto hace una malla de elementos finitos inadecuado para captar el verdadero contacto con otros componentes u organismos. Marc remeshes automáticamente en intervalos de tiempo de la solución para asegurarse de que la solución converge en una solución precisa. Algunos de los problemas no lineales más difíciles se han resuelto con éxito con Marc y mallado adaptativo, incluyendo los sellos de aceite, embalador de alambre prensado y juntas elastoméricas. Este enfoque automático le ahorra un tiempo considerable dedicado a las manipulaciones de malla para lograr una solución.

Una de las tareas más difíciles del proceso de diseño y desarrollo es la predicción del fracaso. Sin el conocimiento de cómo una estructura puede fallar, es más difícil para mejorar su desempeño de seguridad. Las pruebas físicas para todos los escenarios posibles causas del fallo puede tener un costo prohibitivo. Marc proporciona una lista completa de modelos de falla apropiado para varias clases de materiales, incluyendo dúctil, compuestos frágiles, elastómeros y el hormigón. Capacidad de propagación de fisuras permite a los ingenieros a comprender mejor los mecanismos de falla y los métodos adecuados de los dispositivos para evitar fallas catastróficas.

La interfaz de usuario integrada de Marc se ha diseñado para el análisis no lineal, y por lo tanto proporciona las herramientas y utilidades que mejoran la experiencia del usuario. Desde la importación de CAD para post-procesamiento, los menús y las formas se crean para proporcionar facilidad de uso a los usuarios. Herramientas especiales para el mallado, como resultado de mapas, y la extracción de resultados y la interpolación también ayuda a mejorar la productividad del usuario.

1.1.- Definiciones:

En este apartado se van a definir los módulos de los programas informáticos utilizados:

- CAD: Diseño asistido por computador:

CAD significa Diseño Asistido por Computador (del inglés Computer Aided Design). Tal el nombre lo indica, CAD es todo sistema informático destinado a asistir al diseñador en su tarea específica. El CAD atiende prioritariamente aquellas tareas exclusivas del diseño, tales como el dibujo técnico y la documentación del mismo, pero normalmente permite realizar otras tareas complementarias relacionadas principalmente con la presentación y el análisis del diseño realizado. Si bien un sistema CAD puede adoptar infinidad de aspectos y puede funcionar de muchas formas distintas, hay algunas particularidades que todos comparten y que han sido adoptadas como normas.

Se trata de una tecnología de software aplicado al diseño de geometrías, basada en las matemáticas y extensas bases de datos y que dispone de múltiples herramientas o programas, para realizar el diseño de piezas y conjuntos (3D) y sus planos (2D).

Las primeras herramientas de CAD, estaban basadas en geometrías que se generaban sobre el plano que conforman las direcciones X e Y del espacio, es decir, las dos dimensiones (2D) y que han ido evolucionando posteriormente a las tres dimensiones (3D), donde se ha añadido la dirección Z.

Del cambio de las herramientas tradicionales, al software CAD, se derivan una serie de ventajas:

- a) Sustitución de enormes archivos de planos en papel, economizando en espacio y tiempo, ya que el soporte pasó a ser magnético. Al principio fueron cintas, pero han ido evolucionando hasta las actuales copias en discos duros de servidores.
- b) Desarrollo de productos con mayor precisión y velocidad.

Actualmente el CAD se ha convertido en algo más que la plasmación de un proyecto o pieza en un papel, para pasar a ser una parte imprescindible de cualquier proceso de industrialización de un producto. Existen multitud de procesos de fabricación que no podrían llevarse a cabo sin un archivo CAD, tales como el prototipado rápido, el CAM, el control dimensional, etc.

- CAM: Fabricación asistida por computador:

Una vez que se ha concluido el diseño de la pieza y se han realizado las simulaciones sobre su comportamiento ante situaciones extremas, se procede a su fabricación. Es en este punto donde entra en acción el CAM, creando a partir del diseño CAD, los dispositivos de control numérico, que controlarán el trabajo de las diferentes máquinas, de forma que el resultado coincida exactamente con el diseño realizado en el menor tiempo posible.

El sistema CAM también se encarga de simular el recorrido físico de cada herramienta, con el fin de prevenir posibles interferencias entre herramientas y materiales.

Todo este conjunto de posibilidades, que proporciona la tecnología CAM, acortan de forma considerable el tiempo de mercado, evitando tener que efectuar correcciones a posteriori en las características básicas del diseño.

Todas estas herramientas nombradas anteriormente entran a formar parte del PLM (administración del ciclo de vida de un producto). PLM es una serie de capacidades que permiten a una empresa administrar e innovar efectivamente sus productos y los servicios relacionados con ellos, a lo largo de su vida económica. Es uno de los cuatro pilares de la infraestructura de tecnologías de la información en una corporación.

- CAE: Ingeniería asistida por computador:

Gracias a estas aplicaciones se puede analizar el comportamiento de la pieza anteriormente diseñada por el sistema CAD ante modificaciones que se pueden deber a cambios de temperatura, esfuerzos de compresión... Todo ello va a permitir elegir el material más adecuado para la pieza al igual que va a permitir efectuar los cambios oportunos para la mejora del rendimiento de la misma.

La posibilidad de llevar a cabo una serie de simulaciones antes de la construcción de la pieza va a traer consigo una reducción notable del tiempo de preparación de los prototipos, con los cuales se podrán, seleccionar los materiales tras realizarles las pertinentes pruebas.

Con el CAE la modificación del material en la pieza solo llevará unos segundos que es lo que cuesta seleccionar la pestaña adecuada en el programa.

Gracias a esta técnica se puede conocer la fiabilidad, el rendimiento... de la pieza haciendo menos pruebas, que sin esta técnica, sobre los prototipos.

Esta técnica también es conocida como Elaboración Virtual de Prototipos o Virtual Prototyping, debido a que permite la simulación de la pieza de forma virtual.

- FEM: Método de elementos finitos:

El FEM es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. La solución obtenida por FEM es solo aproximada, coincidiendo con la solución exacta solo en un número finito de puntos llamados nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea sólo aproximada debido a ese último paso.

El FEM convierte un problema definido en términos de ecuaciones en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número de finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente sólo una solución aproximada. El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto de nodos.

Dicho conjunto de nodos forma una red, denominada malla formada por retículos. Cada uno de los retículos contenidos en dicha malla es un “elemento finito”. El conjunto de nodos se obtiene dividiendo la estructura en elementos de forma variada (pueden ser superficies, volúmenes y barras).

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modulas las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa FEM se divide en:

- a) Preproceso: que consiste en la definición de geometría, generación de la malla, las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales y otras propiedades. En ocasiones existen operaciones cosméticas de regularización de la malla y pre condicionamiento para garantizar una mejor aproximación o una mejor convergencia del cálculo.
- b) Cálculo: el resultado del pre proceso, en un problema simple no-dependiente del tiempo, permite generar un conjunto de N ecuaciones y N incógnitas, que puede ser resuelto con cualquier algoritmo para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales. Cuando el problema a tratar es un problema no-lineal o un problema dependiente del tiempo a veces el cálculo consiste en una sucesión finita de sistemas de N ecuaciones y N incógnitas que deben resolverse uno a continuación de otro, y cuya entrada depende del resultado del paso anterior.
- c) Postproceso: el cálculo proporciona valores de cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, en el pos proceso se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación.

Al conjunto de todas las herramientas descritas anteriormente, forman parte del PLM. Se denomina así, a la administración del ciclo de vida de un producto.

Este está formado por una serie de capacidades que permiten una empresa administrar e innovar eficientemente sus productos y los servicios relacionados con ellos, manteniendo una trazabilidad de los mismos.

2.- Normativa:

En este apartado del proyecto se normalizarán todos los componentes del Kart y en concreto del embrague y de la caja de cambios diseñados.

2.1.- Normativa de competición:

Para la creación del prototipo se han seguido una serie de reglamentos técnicos para así homologar los componentes que constituye el Kart. El prototipo intentará seguir las normas establecidas por el reglamento de la categoría Superkart.

Los documentos que se han tenido en cuenta para homologar el Kart y la caja de cambios son los siguientes:

- Reglamento técnico Superkart.
- Reglamento técnico CIK-FIA World Karting Championship.
- Listas técnicas R.F.E.D.A. y F.I.A.

Estos reglamentos se han utilizado para la homologación del embrague y de la relación de engranaje de las marchas. Los datos obtenidos son los siguientes:

- ❖ Embrague: Originales o de mercado de reposición, sin modificaciones, accionado por cables.
- ❖ Caja de cambios: Original de serie según el motor a utilizar de 4 o 5 marchas, con su relación de engranaje según corresponda. Deben mantener el espesor original de los engranajes:

1. 1º 34D 12D	2. 1º 36D 13D	3. 1º 37D 14D
2º 29D 17D	2º 32D 17D	2º 32D 18D
3º 26D 21D	3º 28D 20D	3º 25D 19D
4º 23D 24D	4º 26D 23D	4º 23D 22D
	5º 24D 25D	5º 21D 24D

2.2.- Normativa de componentes:

A continuación se muestran una serie de normas que habrá que cumplir en el proyecto e instalación:

- Norma UNE 93021-1:2006. Karts. Requisitos de seguridad y métodos de ensayo.
- Norma UNE-EN-ISO 9002:1994. Sistemas de calidad. Modelo para el aseguramiento de la calidad en la producción, la instalación y el servicio postventa.
- Normas AGMA para el cálculo de los engranajes.

- Norma DIN 6885. Normativa para chavetas.
- Norma ISO-SKF. Normativa para rodamientos y lubricantes.
- Norma DIN 3760B. Normativa para retenes.
- Norma DIN 4768. Normativa para la rugosidad superficial de los ejes.
- Denominación ISO para tolerancias dimensionales de ejes y agujeros.
- Norma UNE-EN 10020:2001: Norma editada por AENOR para las diferentes clases de aceros.

2.3.- Normativa CIK-FIA:

1. KART

1.1. –Requisitos generales:

1.1.1 – Un kart está integrado por el chasis-bastidor (con o los neumáticos y el motor. Debe cumplir con las condiciones siguientes:

1.1.2 – Posición de conducción: en el asiento, con los pies hacia el frente.

1.1.3 – Cantidad de ruedas: 4.

1.1.4 – Equipos: se prohíbe la utilización de titanio en el chasis.

1.2. –Requisitos especiales:

- Chasis
- Dimensiones y peso
- Paragolpes
- Bandeja de piso
- Carrocería
- Transmisión
- Guarda-cadena/corres
- Suspensión
- Frenos
- Dirección
- Asiento
- Pedales
- Acelerador

- Motor
- Silenciador de entrada
- Escape
- Ruido Artículo
- Tanque de combustible
- Combustible y oxidante
- Ruedas: llantas y neumáticos
- Arranque
- Números de competición
- Homologación
- Equipos de cronometraje y telemetría

1.3.- CHASIS

1.3.1 – Descripción de las partes del equipo:

Está compuesto de:

- a) bastidor del chasis
- b) partes principales del chasis
- c) partes auxiliares del chasis: para hacer que el kart resulte más sólido, se puede montar tubos y perfiles especiales (partes auxiliares). Sin embargo, no deben representar riesgos para la seguridad del Piloto y de los otros Concursantes.

1.3.2 – Modificaciones e identificación:

Se autoriza efectuar cualquier modificación al chasis homologado, salvo con respecto a:

- las indicaciones de la Ficha de Homologación
- las indicaciones mencionadas en el Reglamento Técnico

2.3 – Bastidor del chasis:

2.3.1 – Función:

- Ante todo, constituye el principal elemento de sostén del vehículo.
- Sirve como conexión rígida de las partes principales correspondientes del chasis y para la incorporación de las partes auxiliares.
- Brinda al kart la solidez necesaria para enfrentar las fuerzas que puedan incidir en el mismo cuando se halla en movimiento.

2.3.2 – Descripción:

El bastidor del chasis es la parte central y de sostén de todo el kart. Debe ser lo suficientemente resistente como para poder absorber las cargas producidas cuando el kart se halla en movimiento.

2.3.3 – Requisitos:

- Construcción tubular de acero “Magnetizado”, de sección cilíndrica. Una pieza que tenga partes soldadas no puede ser desmontada.
- Sin conexiones (móvil en 1, 2 ó 3 ejes).
- La flexibilidad del bastidor del chasis corresponde a los límites de elasticidad de la construcción tubular.

2.3.4 – Material:

Acero estructural magnético o aleación de acero estructural.

2.4 – Partes principales del chasis:

2.4.1 – Función:

Transmisión de las fuerzas de pista al bastidor del chasis sólo a través de los neumáticos.

2.4.2 – Descripción:

Todas las partes que transmiten las fuerzas de pista al bastidor del chasis sólo a través de los neumáticos:

- llantas con soporte
- eje trasero
- pivote de dirección
- bulón principal
- soportes de ejes delanteros y traseros.
- Si las hay, partes de conexión delantera y trasera.

2.4.3 – Requisitos:

Todas las partes principales del chasis deben estar fijadas sólidamente entre sí o al bastidor del chasis.

Es necesaria una construcción rígida, sin articulaciones (móvil en 1, 2 ó 3 ejes). Las conexiones articuladas sólo están autorizadas para el soporte convencional del pivote de dirección y para la dirección.

Cualquier otro dispositivo que tenga función de articulación en 1, 2 ó 3 ejes está prohibido.

Todo dispositivo de absorción hidráulica o neumática para evitar oscilaciones está prohibido.

El eje trasero debe tener un diámetro máximo externo de 50 mm y un espesor de pared mínimo de 1,9 mm en todos los puntos.

El espesor del eje trasero, en todos los puntos (excepto en los alojamientos de las chavetas) debe ser como mínimo el siguiente:

Equivalencia de espesor / diámetros externos

Diámetro externo máximo (mm)	Espesor Mínimo (mm)
50	1,9
49	2,0
48	2,0
47	2,1
46	2,2
45	2,3
44	2,4
43	2,5
42	2,6
41	2,8
40	2,9
39	3,1
38	3,2
37	3,4
36	3,6
35	3,8
34	4,0
33	4,2
32	4,4
31	4,7
30	4,9
29	5,2
28	Completo
27	Completo
26	Completo
25	Completo

Para las Categorías Superkart, eje trasero debe tener un diámetro máximo externo de 40 mm y un espesor de pared mínimo en todos los puntos de 2,5 mm.

2.4.4. – Partes auxiliares del chasis:

2.4.4.1 – Función:

Todos los elementos que contribuyen al funcionamiento correcto del kart, así como los dispositivos opcionales, siempre que cumplan con el Reglamento, salvo las partes principales del chasis.

Las partes auxiliares no deben tener la función de transmitir fuerzas desde la pista al bastidor del chasis.

2.5. DIMENSIONES Y PESO:

2.5.1 – Especificaciones técnicas:

- Base de rueda: mínimo: 101 cm (excepto en Superkart: 106 cm)
- máximo: 107 cm (excepto en Superkart: 127 cm)
- Surco: por lo menos 2/3 de la base de rueda utilizada.
- Longitud general: 182 cm máximo sin perfilado delantero y/o trasero (excepto para circuitos largos: 210 cm máximo).
- Ancho general: 140 cm máximo, excepto en ICA-J y KF3: 136 cm máximo.
- Altura: 65 cm máximo desde el suelo, excluyendo el asiento.

Ninguna parte puede proyectarse más allá del cuadrilátero formado por el perfilado delantero, el paragolpes trasero y las ruedas.

2.5.2 – Peso:

Los pesos datos son mínimos absolutos y debe ser posible verificarlos en cualquier momento dentro de una competición, y leerlos en el display de las escalas, cualquiera sea la precisión de los mismos; además, el Piloto deberá estar equipado normalmente para la carrera (casco, gafas protectoras, guantes y calzado).

Toda contravención constatada en ocasión de efectuarse un control aleatorio, durante o al finalizar una competencia, provocará la exclusión del Piloto y/o Inscrito con respecto a esa Carrera Eliminatoria de Calificación, Práctica de Calificación o Carrera en particular.

2.5.3 – Lastre:

Se autoriza ajustar el peso del kart con uno o varios lastres, siempre que sean bloque sólido, fijado al chasis o al asiento mediante herramientas, por lo menos con dos bulones de un diámetro mínimo de 6 mm.

2.6. PARAGOLPES:

Son protecciones delanteras, traseras y laterales obligatorias.

Estos paragolpes deben estar fabricados en acero magnético.

Para todas las Categorías, excepto en Superkart, deben estar homologados con la carrocería.

2.7.- CARROCERÍA:

2.7.1. - Definición:

La carrocería está conformada por todas las partes del kart que se hallan en contacto con el aire, salvo las partes mecánicas definidas en el Artículo 2.3, el tanque de combustible y las chapas de números.

La carrocería debe presentar una terminación impecable, sin cambios de naturaleza alguna, y sin ángulos aguzados. El radio mínimo de cualquier ángulo o esquina es de 5 mm.

2.7.2 - Carrocería:

Para todas las Categorías, debe estar constituida por dos carrocerías laterales, un perfilado delantero, un panel delantero y una posible protección de rueda trasera (ver dibujo técnico N° 2b).

La carrocería debe estar homologada por la CIK-FIA.

No se puede utilizar un elemento de la carrocería como tanque de combustible o para la fijación de lastre.

No se permiten los recortes de los elementos de la carrocería.

2.7.3 - Materiales:

Los materiales no-metálicos, la fibra de carbono, el Kevlar y la fibra de vidrio están prohibidos, excepto en Superkart. En todas las categorías, si se utiliza plástico, no debe ser posible fragmentarlo y no debería tener ángulos aguzados como consecuencia de una posible rotura.

2.8.- TRANSMISIÓN:

Siempre será hacia las ruedas traseras. El método es libre pero se prohíbe todo tipo de diferencial, a través del eje, el cubo de montaje de la rueda o cualquier otro medio.

Todo dispositivo para lubricación de cadenas está prohibido, excepto en el caso de un sistema aprobado por la CIK-FIA.

2.9.- GUARDACADENA/ CORREA DE CONDUCCIÓN:

Es obligatorio y debe cubrir con eficacia el piñón y la corona hasta el centro del eje de la corona. Además, debe incorporar una protección lateral adecuada.

2.10.- SUSPENSIÓN:

Todos los dispositivos de suspensión, elásticos o con bisagras, están prohibidos.

Los dispositivos de suspensión hidráulicos, neumáticos o mecánicos están prohibidos en todo el kart.

2.11.- FRENOS:

Los frenos deben estar homologados por la CIK-FIA (excepto en Fórmula Súper A, World Fórmula y Superkart).

Los frenos deben ser hidráulicos.

Los frenos delanteros de operación manual se reservan para categorías sin cajas de cambios.

Para categorías sin cajas de cambios, deben operar por los menos sobre ambas ruedas traseras simultáneamente.

Para categorías con cajas de cambio, deben operar sobre las cuatro ruedas en su totalidad es su totalidad y tener sistemas operativos delantero y trasero independientes.

En caso que fallara uno de los sistemas, el otro debe garantizar el frenado en dos ruedas delanteras o traseras. En Superkart e Intercontinental E, los dispositivos de frenado operados con cables están prohibidos y se recomienda una luz de freno.

Los discos de frenos de carbono están prohibidos.

2.12.- DIRECCIÓN:

Debe estar controlada por un volante de dirección con una llanta continua que no incorpora ángulos reflejos en su forma básica.

El tercio superior e inferior de la circunferencia puede ser recto o de radio diferente al resto de la rueda.

Cualquier dispositivo montado en el volante de dirección no debe sobresalir más de 20 mm del plano delantero del volante de dirección y no debe tener bordes aguzados.

Los controles de dirección flexibles por cable o cadena están prohibidos.

Todas las partes de la dirección deben tener un método de fijación que ofrezca seguridad máxima (pernos divididos, tuercas auto-bloqueantes o pernos desbastados).

La columna de dirección debe tener un diámetro mínimo de 18 mm y un espesor de pared mínimo de 1,8 mm.

2.13.- ASIENTO:

El asiento del Piloto debe estar diseñado de forma que esté ubicado para evitar que el Piloto se mueva hacia los costados o el frente cuando realice esquiños o frenado.

Los asientos para Superkarts deben incorporar un apoya-cabeza.

Todos los soportes deben estar abulonados o soldados a cada extremo y si estos soportes no se utilizan deben ser quitados del bastidor y del asiento.

2.14.- PEDALES:

Cualquiera que sea la posición de los pedales, jamás deben sobresalir hacia adelante del chasis, incluyendo los paragolpes.

Los pedales deben estar ubicados frente al cilindro principal.

En Superkart e ICE solamente, el pedal de freno y todas las partes que operen el cilindro principal deben estar fabricados en acero y ser suficientemente fuertes para resistir las fuerzas aplicadas.

2.15.- ACELERADOR:

El acelerador debe ser accionado por un pedal provisto de un resorte de retorno.

Es obligatorio que haya un enlace mecánico entre el pedal y el carburador.

2.16.- MOTOR:

2.16.1 – General:

Motor significa una unidad de propulsión del vehículo en marcha, incluyendo un bloque de cilindros, un cárter y una posible caja de cambios, sistema de encendido, carburador(es) y silenciador del escape.

Todos los sistemas de inyección están prohibidos. Se prohíbe pulverizar productos, salvo combustible.

2.16.2 – Refrigeración por agua

Se limita al cilindro, a la cabeza de cilindro, y a un solo radiador para los motores de 100 cm³, y se limita a una sola bomba y a un solo circuito, excluyendo toda otra combinación posible. Se permite un circuito adicional para el funcionamiento normal de los termostatos.

Para todas las categorías que utilicen refrigeración por agua, los radiadores deben estar ubicados por encima del bastidor del chasis, a una altura máxima de 50 cm desde el suelo, a una distancia máxima de 55 cm por delante del eje de las ruedas traseras y no deben interferir con el asiento. En Superkart, cualquier radiador ubicado en la parte trasera

no debe estar situado a menos de 150 mm con respecto a las extremidades laterales del kart. Todos los tubos deben estar fabricados con un material diseñado para resistir el calor (150°C) y la presión (10 Bar). Para controlar la temperatura, se permite colocar en la parte delantera o trasera del radiador un sistema de máscaras (excluyendo cintas adhesivas). Este dispositivo puede ser móvil (ajustable), pero no debe ser separable cuando el kart se halla en movimiento, y no debe incluir elementos peligrosos. Se permiten los sistemas de derivación (bypass) mecánica (tipo termostato), incluyendo conductos de derivación.

2.16.3 – Bomba de agua:

Para ambos Grupos, excepto en Superkart, KF4, KF3, KF2, KF1 e ICE, la bomba de agua debe ser independiente del motor y controlada mecánicamente por el eje de las ruedas traseras.

2.16.4 – Carburadores:

Todo sistema de inyección está prohibido. Toda pulverización de productos, salvo combustible, está prohibida.

Para todas las Categorías sin cajas de cambios, se permite un dispositivo de ajuste mecánico manual extra que opere con tornillos de ajuste (sin modificaciones del carburado si éste debe estar homologado). Se permite el agregado de una válvula, mariposa o guillotina controlada manualmente desde el volante de dirección en el nivel de la conexión entre el carburador y el silenciador de toma.

2.17.- TANQUE DE COMBUSTIBLE:

Debe estar asegurado firmemente al chasis y estar diseñado de forma que ni él mismo ni los tubos para combustible (que deben ser flexibles) presenten algún peligro de pérdida durante la competición. Se recomienda intensamente que se efectúe una rápida fijación del tanque de combustible al chasis. El tanque jamás tendrá una forma que le permita actuar como dispositivo aerodinámico.

El tanque debe abastecer al motor sólo bajo presión atmosférica normal (esto significa que, aparte de la bomba de combustible ubicada entre el tanque de combustible y el carburador, se prohíbe todo principio o sistema, mecánico o no, que pueda influenciar la presión interna del tanque de combustible).

Su capacidad debe ser de 8 litros como mínimo (excepto en Superkart). En Superkart la capacidad total del tanque de combustible debe ser de 19 litros como máximo.

La apertura de salida no debe ser de más de 5 mm. Para tanques laterales, es obligatorio instalar paragolpes laterales que tengan un mínimo diámetro externo de 15 mm como mínimo, deben estar situados a una altura de 180 +/- 30 mm, en una longitud de 300 mm como mínimo.

2.18.- COMBUSTIBLE:

2.18.1 – Combustible:

Los requisitos especificados en este Reglamento tienen el objeto de asegurar la utilización de combustibles predominantemente compuestos de componentes que se hallan habitualmente en el combustible de uso comercial, y prohibir la utilización de compuestos químicos específicos potenciadores.

2.18.2 – Lubricante:

2.18.2.1 – Características del lubricante:

El lubricante debe contribuir a mejorar el comportamiento del combustible, por lo tanto, se han fijado algunas limitaciones para los criterios siguientes:

- Destilación: destilado a 250°C: máx. 10% de acuerdo con Destilación simulada (GC).
- Ausencia de agentes anti-detonantes (plomo, manganeso, hierro): 10 mg/Kg máx.
- RON y MON: máx. 1,3 puntos de diferencia con respecto al octanaje original de un a mezcla de 8% del volumen de lubricante en un combustible sin plomo súper premium (comparación con los valores originales del combustible sin el lubricante).

2.19.- RUEDAS: LLANTAS Y NEUMÁTICOS:

Las llantas debe estar provistas de neumáticos (con o sin cámaras). La cantidad de ruedas se fija en cuatro.

Sólo los neumáticos pueden estar en contacto con el suelo cuando el piloto se halla a bordo.

Juego de neumáticos significa 2 neumáticos delanteros y 2 neumáticos traseros. Todas las otras combinaciones están prohibidas. El uso simultaneo de neumáticos de marcas diferentes o de neumáticos “slick” y “para pista mojada” en un kart está prohibido en todos los casos. La fijación de las ruedas a los ejes debe incorporar un sistema de bloqueo de seguridad (tal como pernos divididos o tuercas de auto-bloqueo, circlips, etc.).

2.19.1 – Llantas:

La utilización de llantas que cumplan con el dibujo técnico N° 4 de la CIK-FIA es obligatoria:

- Diámetro de acoplamiento para neumáticos: para llantas de 5 pulgadas: 126,2 mm con una tolerancia de +/-1.2 para la circunferencia con el lomo y una tolerancia de -1 para el diámetro de llantas con tornillos.
- Ancho del alojamiento del neumático: 10 mm como mínimo.

- Diámetro externo para llantas de 5: 136,2 mm como mínimo.
- Radio para facilitar el balance del neumático en su alojamiento: 8 mm.
- Presión máxima para montaje: 4 Bars.
- Ensayo de resistencia a estallido de neumáticos con fluido a una presión de
- Bars.
- Esta llanta debe estar fabricada conforme al dibujo técnico N° 4, en apéndice.

El diámetro de la llanta debe ser de 5” como máximo.

En Superkart e ICE el diámetro de la llanta es de 6”.

2.19.2 – Neumáticos:

Todos los neumáticos de Superkart y Grupo 2 deben estar homologados.

Sólo los neumáticos homologados para Superkart e Intercontinental E marcados por CIK/SK-ICE pueden ser utilizados en estas categorías.

Toda modificación de un neumático homologado está prohibida.

En todas las categorías, el calentamiento y enfriamiento de neumáticos por cualquier método y el remoldeado o tratamiento de neumáticos con alguna sustancia química están prohibidos. Los neumáticos tipo radial o asimétricos están prohibidos en todas las categorías. Sin embargo, la simetría entre el lado izquierdo y derecho del surco puede ser desplazada con relación a la parte central del neumático.

2.19.2.1. Neumáticos de 5”:

El máximo diámetro exterior de la rueda delantera es de 280 mm y el de los neumáticos traseros de 300 mm.

El ancho máximo de una rueda trasera es de 125 mm y el de una rueda delantera de 135 mm.

2.19.2.2. Neumáticos de 6”:

El ancho máximo de la rueda es de 250 mm, el diámetro máximo general es de 350 mm.

3.1.- SEGURIDAD DE LOS KARTS:

Los karts están autorizados a correr sólo si se hallan en un estado que se ajuste a las normas de seguridad, y si cumplen con el reglamento. Deben estar diseñados y mantenidos de modo que permitan respetar el reglamento y que no representen daños para el piloto y otros participantes.

3.- Materiales:

A continuación se detallarán las diferentes características del material utilizado para la fabricación de la caja de cambios así como los motivos de su elección.

3.1.- Acero:

El acero es, principalmente, una composición de hierro y carbono, aunque también puede alearse con otros metales y metaloides. Tanto la cantidad de carbono como las de los distintos aleantes, otorgarán al acero distintas propiedades mecánicas. También los diferentes tratamientos térmicos aplicables variarán sus propiedades. Estas variaciones en las propiedades mecánicas, serán debidas a cambios en la estructura cristalina del material, tanto a deformaciones que pueden sufrir la red en la que cristaliza, como al hecho de poder cristalizar en distinto tipo de red.

Dependiendo de su composición, se pueden dividir los aceros en dos clases fundamentales:

- **Aceros al carbono:** Se consideran aceros al carbono aquellos que estando formados esencialmente por hierro y carbono, no superan ciertas cantidades de otros elementos (fundamentalmente tendrán manganeso y silicio).
- **Aceros aleados:** los aceros aleados son los que contienen, además del carbono e impurezas, elementos de aleación voluntaria, como cromo, níquel, molibdeno, vanadio, wolframio...

3.1.1.- Tipos de acero:

Se analizarán los posibles materiales elegidos para la elaboración de la caja de cambios del vehículo prototipo, el material elegido de forma definitiva será en función de los requisitos y los resultados obtenidos en el anexo.

La nomenclatura de los aceros ha ido variando con el paso del tiempo según se modificaban las normas UNE. Como la microestructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y aquella está determinada por el tratamiento y la composición química. Uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química.

F-11XX: Aceros al carbono:

El grupo de aceros al carbono o de construcción, está formado por aceros cuyas composiciones oscilan entre los siguientes límites:

- Carbono: 0,10%-0,80%
- Silicio: 0,15%-0,30%
- Manganeso: 0,30%-0,70%

Estos aceros están, fabricados, en general, en un horno eléctrico, garantizando su composición entre límites muy estrechos y contenidos de azufre y fósforo en general menores que el 0,03%. La cantidad de carbono que contenga hará variar su soldabilidad, siendo menor la de los aceros de mayor contenido en carbono. Al no contener aleantes, será la cantidad de carbono la que determine la dureza de estos aceros, siendo más duros cuanto más carbono contengan.

Principalmente existen cinco tipos de aceros:

- F-1100: su porcentaje de carbono es del 0,15%
- F-1120: con un porcentaje de carbono del 0,25%
- F-1130: cuyo porcentaje de carbono es del 0,35%
- F-1140: con un porcentaje de carbono del 0,45%
- F-1150: su porcentaje de carbono es del 0,55%

F-12XX y F-13XX: Aceros aleados de gran resistencia:

Se da el nombre de aceros aleados a aquellos aceros que además de los cinco elementos (carbono, silicio, manganeso, fósforo y azufre) contienen también cantidades relativamente importantes de otros elementos como el cromo, níquel, molibdeno, etc., que sirven para mejorar alguna de sus características fundamentales.

También pueden considerarse aceros aleados aquellos que contienen alguno de los cuatro elementos diferentes del carbono citados anteriormente en mayor cantidad que los porcentajes que normalmente suelen contener los aceros al carbono y cuyos límites superiores suelen ser generalmente los siguientes:

- Silicio: 0,50%
- Manganeso: 0,90%
- Fósforo: 0,100%
- Azufre: 0,100%

Los aleantes influyen de muy diversas maneras en las propiedades de los aceros, sin embargo, la mejora principal que se obtiene con los elementos de adición es el aumento en la templabilidad, y por eso los elementos aleados que más se utilizan son los que contribuyen a este fin. Los elementos de aleación que más frecuentemente suelen utilizarse para la fabricación de aceros aleados son: níquel, manganeso, cromo, vanadio, wolframio, molibdeno, cobalto, silicio, cobre, titanio, circonio, plomo, selenio, aluminio, boro y niobio.

La influencia que ejercen estos elementos es muy variada y empleados en proporciones convenientes, se obtienen aceros con ciertas características que, de no usar este método, no se pueden alcanzar con los aceros ordinarios al carbono. Sin embargo,

estas mejores propiedades mecánicas se deben pagar, ya que estos aceros presentan precio más elevado.

Las características mecánicas de los aceros al carbono son siempre bajas en piezas de cierto espesor y volumen, ya que contienen baja templabilidad. Utilizando aceros aleados es posible la fabricación de piezas de gran espesor, con resistencias muy elevadas en el interior de las mismas. En elementos de máquinas y motores se llegan a alcanzar grandes durezas con gran tenacidad. Es posible fabricar mecanismos que mantengan elevadas resistencias, aún a altas temperaturas. Hay aceros inoxidables que sirven para fabricar elementos decorativos, piezas de máquinas y herramientas, que resisten perfectamente a la acción de los agentes corrosivos.

Es posible preparar troqueles de formas muy complicadas que no se deformen ni agrieten en el temple...

3.1.2.- Clasificación de los aceros aleados de acuerdo con su composición:

Los aceros aleados se clasifican, atendiendo a su composición, de la siguiente manera:

- Aceros al níquel: F-1210
- Aceros al cromo-níquel: F-1220, F-1252 y F-1320
- Aceros al cromo-molibdeno: F-1240 y F-1250
- Aceros al cromo-vanadio: F-1310
- Aceros al cromo-níquel-molibdeno: F-1260, F-1270, F-1280, F-1290 y F-1330

3.1.3.- Clasificación de los aceros aleados de acuerdo con su utilización:

Según sus aplicaciones, los aceros aleados pueden clasificarse en:

Aceros en los que tienen una gran importancia la templabilidad:

- Aceros de gran resistencia
- Aceros de cementación
- Aceros de muelles
- Aceros indeformables

Aceros de construcción:

- Aceros de gran resistencia
- Aceros de cementación
- Aceros para muelles
- Aceros para nitruración

- Aceros resistentes al desgaste
- Aceros para imanes
- Aceros para chapa magnética
- Aceros inoxidable y resistentes al calor

Aceros de herramientas:

- Aceros rápidos
- Aceros de corte no rápidos
- Aceros indeformables
- Aceros resistentes al desgaste
- Aceros para trabajos de choque
- Aceros inoxidable y resistentes al calor

F-15XX y F-16XX: Aceros para cementar:

Los aceros cementados, consiguen combinar una buena tenacidad con una gran dureza superficial. Esta combinación es muy adecuada para piezas de maquinaria como engranajes, que deben tener la superficie muy dura para resistir al desgaste, y el núcleo de los dientes muy tenaz para resistir los golpes que se puedan producir en alteraciones de la máquina, como arranques y paradas bruscas. Se pueden cementar tanto aceros al carbono como aceros aleados, mejorando su dureza superficial sin alterar las características propias del acero base.

El espesor más corriente de la capa cementada es de entre 0,50 y 1,50 mm, dependiendo del tamaño de la pieza. Los tipos de aceros que hay en este subgrupo son los siguientes:

- Aceros al carbono: F-1510
- Aceros al níquel: F-1520
- Aceros al cromo-níquel: F-1530 y F-1540
- Aceros al cromo-molibdeno: F-1550
- Aceros al cromo-níquel-molibdeno: F-1560 y F-1570
- Aceros de baja aleación al cromo-níquel-molibdeno: F-1580 y F-1590

F-17XX: Aceros para nitrurar:

La nitruración consiste en endurecer la superficie del acero por absorción de nitrógeno en condiciones adecuadas. Los aceros nitrurados tienen una alta dureza superficial, manteniéndose las características tenaces del núcleo. Los aceros para nitrurar son siempre aleados con un contenido de carbono comprendido entre 0,25 y 0,50%, según las características que se desean obtener en el núcleo. Los elementos más utilizados de aleación son el aluminio, el molibdeno, el vanadio, el cromo y el níquel. Las principales

aplicaciones de estos aceros nitrurados son la construcción de maquinaria, motores, máquinas herramientas, etc. En este subgrupo se tienen los tipos:

- Aceros al cromo-molibdeno-vanadio: F-1710, F-1720 y F-1730
- Aceros al aluminio-cromo-molibdeno: F-1740

3.1.4.- Mecanización:

El acero es un metal altamente mecanizable. A continuación se describen algunas de las muchas operaciones que pueden realizarse con el acero.

Estampado:

La estampación del acero consiste en un proceso de mecanizado sin arranque de viruta donde a la plancha de acero se la somete por medio de prensas adecuadas a procesos de embutición y estampación para la obtención de determinadas piezas con la forma deseada. Para ello en las prensas se colocan los moldes adecuados.

Troquelación:

La troquelación del acero es un proceso de mecanizado sin arranque de viruta donde se perforan todo tipo de agujeros en la plancha de acero por medio de prensas de impactos donde tienen colocados sus respectivos troqueles y matrices.

Mecanizado blando:

Las piezas de acero permiten su mecanizado en procesos de arranque de virutas en máquinas herramientas (taladro, torno, fresadora, centros de mecanizado CNC...) para posteriormente ser endurecidas por tratamiento térmico y terminar los mecanizados por procedimientos abrasivos en los diferentes tipos de rectificadoras existentes.

Rectificado:

El proceso de rectificado permite obtener muy buenas calidades de acabado superficial y medidas con tolerancias muy ajustadas permitiendo así la construcción de maquinaria y equipos de calidad.

Mecanizado duro:

En ocasiones especiales, el tratamiento térmico del acero puede llevarse a cabo antes del mecanizado en procesos de arranque de virutas, dependiendo del tipo de acero y los requerimientos necesarios para la pieza a obtener. Por este motivo, debe tenerse en cuenta que las herramientas necesarias para dichos trabajos deben estar preparadas para evitar un rápido desgaste en su vida útil. Pueden darse este tipo de casos cuando las tolerancias de fabricación son tan ajustadas que no se permite la inducción de calor en tratamiento por llegar a alterar la geometría de la pieza.

Es ocasiones es preferible el mecanizado después del tratamiento térmico, ya que la estabilidad óptima del material ha sido alcanzada y, dependiendo de la composición y el tratamiento, el mismo proceso de mecanizado no es mucho más difícil.

Taladrado profundo:

En muchas situaciones, la dureza del acero es determinante para un resultado exitoso, como por ejemplo en el taladrado profundo al procurar que un agujero mantenga su posición referente al eje de rotación de la broca.

Doblado:

El doblado del acero que ha sido tratado térmicamente no es muy recomendable pues el proceso de doblado en frío del material endurecido es más difícil y el material muy probablemente se haya tornado demasiado quebradizo para ser doblado; el proceso de doblado empleando antorchas u otros métodos para aplicar calor tampoco es recomendable puesto que al volver a aplicar calor al metal duro, la integridad de este cambia y puede ser comprometida.

3.1.5.- Perfiles de acero:

Para su uso en construcción, el acero se distribuye en perfiles metálicos, siendo éstos de diferentes características según su forma y dimensiones y debiéndose usar específicamente para una función concreta, ya sean vigas o pilares.

3.1.6.- Disponibilidad:

El acero es el metal más utilizado a día de hoy en la industria por todas las características descritas anteriormente y por su económico coste. Además, su principal componente, el hierro, es el metal más abundante y cuarto elemento con mayor presencia en la corteza terrestre con una abundancia de aproximadamente un 5%.

3.1.7.- Reciclaje:

El acero, al igual que otros metales, puede ser reciclado. Al final de su vida útil, todos los elementos construidos en acero se pueden desguazar, separando los diferentes materiales y originando unos desechos seleccionados llamados comúnmente chatarra. La chatarra es prensada en bloques que se vuelven a enviar a la acería para ser reutilizados. De esta forma se reduce el gasto en materias primas y en energía. Se estima que la chatarra reciclada cubre el 40% de las necesidades mundiales de acero (cifra de 2006).

El proceso de reciclado se realiza bajo las normas de prevención de riesgos laborales y las medioambientales.

3.2.- Níquel:

Desde que se empezó a usar níquel en los aceros, se observó que este elemento mejora las propiedades de los aceros. El empleo de aceros con níquel es sobre todo interesante para la construcción de piezas de máquinas y motores de alta calidad. Una de las ventajas más importantes que reporta el empleo del níquel, es evitar el crecimiento del grano en tratamientos térmicos, lo que sirve para conseguir siempre con ellos gran tenacidad.

Los aceros al níquel sometidos a temperaturas demasiado elevadas, quedan después del temple y revenido con muy buena tenacidad. El níquel, hace descender los puntos críticos y por ello los tratamientos térmicos pueden hacerse a temperaturas ligeramente más bajas que las correspondientes a los aceros ordinarios. Experimentalmente se observa que con los aceros aleados con níquel se obtiene para una misma dureza, un límite de elasticidad ligeramente más elevado y mayores alargamientos y resistencias que con aceros al carbono.

También es muy interesante señalar que para la misma dureza su resistencia a la fatiga es un 30% superior a la de los aceros de baja aleación.

El níquel es un elemento de extraordinaria importancia en la fabricación de aceros inoxidables y resistentes a altas temperaturas.

Los aceros al níquel más utilizados son los siguientes:

- Aceros al níquel de: 2,3%-5% de Ni, 0,1-0,25% de C (para cementación) y con 0,25-0,4% de C (para piezas de gran resistencia)
- Aceros cromo-níquel y aceros cromo-níquel-molibdeno: con porcentajes variables de C (0,1-0,22%) se emplean para cementación y con 0,25-0,4% de C se emplean para piezas de gran resistencia. En estos aceros los porcentajes de cromo-níquel suelen tener una relación aproximada de 1% Cr y 3% Ni.
- Aceros de media aleación níquel-molibdeno y níquel-manganeso: 0,25-0,4% de C para piezas de gran resistencia y con 0,1-0,25% para piezas cementadas, Ni de 1-2%, Mn 1-1,5%, Molibdeno 0,15-0,4%.
- Aceros inoxidables y resistentes al calor cromo-níquel: con 8-25% de Ni.
- Otros aceros de menor importancia son los aceros cromo-níquel para estampación en caliente, algunos de los aceros al níquel para herramientas, y otros de uso poco frecuente.

3.3.- Cromo:

Es uno de los elementos especiales más empleados para la fabricación de aceros aleados, usándose indistintamente en los aceros de construcción, en los de herramientas, en los inoxidables y en los de resistencia en caliente. Se emplea en cantidades diversas desde 0,3 a 30% de Cr según los casos, y sirve para aumentar la dureza y la resistencia a la

tracción de los aceros, mejora la templabilidad, impide las deformaciones en el temple, aumenta la resistencia al desgaste, la inoxidabilidad...

4.- Procesos de fabricación:

En este apartado se procederá a describir los procesos de fabricación llevados a cabo para la obtención de los distintos elementos que componen la caja de cambios. Dichos procesos son principalmente de mecanizado, pero también serán necesarios tratamientos térmicos para mejorar las propiedades del material de los elementos constituyentes de la caja.

4.1.- Material escogido para engranajes y ejes:

El material empleado para la fabricación de la caja de cambios objeto de este proyecto será un acero aleado para cementación al cromo-níquel-molibdeno, para los engranajes, concretamente se trata del acero F-1560 y un acero GOST 40X para los ejes.

Acero F-1560:

Esta aleación, es un metal muy tenaz y que a su vez, puede llegar a alcanzar grandes durezas, haciéndolo idóneo para la fabricación de elementos que deban soportar grandes esfuerzos a altas temperaturas.

Además este tipo de acero permite la fabricación de piezas de gran espesor que deban soportar grandes esfuerzos en su interior. A continuación se muestra una tabla con las principales características mecánicas de diversas aleaciones entre las que se encuentra el acero empleado para la fabricación de los engranajes de la caja de cambios.

En ella se puede observar que posee una resistencia a la tracción de 1200 MPa, así como una dureza Brinnell de entre de 250 y 450 HB.

Tabla IV.1 Aceros para engranajes

UNE	AISI	DIN	EN	Estado	HB	HRC	Sy	Sut	APLICACIONES
F 1110	1015	Ck15	1.1141	Normalizado	110 170		215 225	380 500	Ruedas con poca responsabilidad, alta tenacidad y gran soldabilidad
				Cementado	250 430	25 45	550 720	700 1000	Dientes muy tenaces y con buena dureza superficial.
F 1140	1045	Ck45	1.1101	Normalizado	175 255		280 300	550 750	Ruedas con responsabilidad media, de dientes tenaces.
				Temple+rev	450 610	43 60	1050 1400	1250 1800	Ruedas y piñones con buena dureza superficial y tenacidad baja.
F 1250	4135	35CrMo4	1.7220	Normalizado	225		755	1020	Piñones tallados sobre el mismo eje.
				Temple+rev	230 600	46 57	1200 1500	1400 1700	
F 1270		32NiCrMo4	1.6743	Normalizado	380		1150	1300	Piñones de alta responsabilidad.
				Temple+rev	450 550	43 55	1300 1500	1450 1650	
F 1540	3415	14NiCr10	1.5732	Cementado	250 450	25 45	650	1100	Ruedas con responsabilidad alta, de dientes tenaces y resistentes a la fatiga superficiales.
F 1560		14NiCr10	1.6723	Cementado	250 450	25 45	850	1200	Piñones con responsabilidad alta, de dientes tenaces y resistentes a la fatiga superficiales.

Como se puede observar en la tabla (IV.1), este material es para piñones con responsabilidad alta, de dientes tenaces y resistentes a la fatiga superficial.

Tabla IV.2 Fundiciones para engranajes

UNE	ANSI	DIN	Dureza HB	Sut Mpa	Suc Mpa	Aplicaciones
36111						
FG 20	20	GG-18	150	180	570	Ruedas dentadas de gran tamaño y alto número de dientes. Fácil tallado y buena dureza superficial.
FG 22	30	GG-22	180	220	750	
FG 26	40	GG-26	200	260	970	
FG 35	50	-	280	340	1130	

Tabla IV.3 Tensión admisible y dureza de aleaciones

aceros aleados	σ_{adm} kp/ mm ²	dureza HB
F-1220	27	280-305
F-1230	22	235-265
F-1250	30	295-325
F-1260	33	321-351
F-1280	32	307-337
F-1320	30	309-339
aceros no aleados	σ_{adm} kp/ mm ²	dureza HB
F-1120	1012	135-160

F-1130	20	214-244
F-1140	23	247-277
F-1150	27	278-308
aceros nitrurados	σ_{adm} kp/ mm ²	dureza HB
F-1710	35	--
F-1720	27	--
F-1730	23	--
F-1740	27	--
aceros cementados	σ_{adm} kp/ mm ²	dureza HB
F-1530	33	--
F-1540	25	--
F-1550	25	--
F-1560	37	250-450
fundición gris	σ_{adm} kp/ mm ²	HB
FG-21	7	175-215
FG-28	9	210-260
FG-35	12	235-265
FG-42	14	250-300

GOST 40X:

Generalmente, los árboles y los ejes son hechos de barras circulares de acero al carbón estirado en frío. Son usadas barras de acero aleado cuando se requiere tenacidad, resistencia al impacto y alta resistencia en materiales disponibles de modo comercial. En estos casos, los árboles y ejes pueden tratarse térmicamente para obtener las propiedades requeridas. Cuando la resistencia al desgaste en la superficie es un factor muy importante, puede usarse acero de cierto grado de carburación. Sin embargo, para no aumentar el costo, se deberá tratar de usar un acero de bajo contenido de carbono, si esto fuera posible, y posteriormente garantizar un endurecimiento local por tratamiento térmico o termo-químico.

Las barras de acero estiradas en frío tienen las propiedades físicas superiores a las barras estiradas en caliente del mismo material, destacándose una mayor resistencia a la fluencia, a la fractura y a la fatiga. Sin embargo, los valores de fatiga altos a veces son afectados por los esfuerzos residuales de tensión en la superficie que son causados por el estirado en frío.

En este caso en concreto, se ha optado por un acero GOST 40X estirado en frío.

A continuación se muestra una tabla donde se muestra la composición química de algunos aceros.

Tabla IV.4 Composición química de algunos aceros

Aceros	Denominación GOST	Tratamiento térmico	Composición Química				
			C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
Al Carbono de Calidad Normal	CT 3	ST	0,14-0,22	-	-	-	-
	CT 4	ST	0,18-0,27	-	-	-	-
	CT 5	ST	0,28-0,37	-	-	-	-
	CT 6	ST	0,38-0,49	-	-	-	-
	CT 7	ST	0,50-0,62	-	-	-	-
	10	N	0,07-0,15	0,35-0,65	0,17-0,37	-	-
Al carbono de Alta Calidad	15	N	0,12-0,20	0,35-0,65	0,17-0,37	-	-
	20	N	0,17-0,24	0,35-0,65	0,17-0,37	-	-
	25	N	0,22-0,30	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	35	TR	0,32-0,40	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	45	TR	0,42-0,50	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	55	TR	0,52-0,60	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	65	TR	0,62-0,70	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	15X	TR	0,12-0,18	0,60-0,90	0,17-0,37	0,70-1,00	Max. 0,30
Aleados al Cromo	20X	TR	0,17-0,23	0,50-0,80	0,17-0,37	0,70-1,00	Max. 0,30
	30X	TR	0,27-0,35	0,50-0,80	0,17-0,37	0,80-1,10	Max. 0,30
	35X	TR	0,32-0,40	0,50-0,80	0,17-0,37	0,80-1,10	Max. 0,30
	40X	TR	0,37-0,45	0,50-0,80	0,17-0,37	0,80-1,10	Max. 0,30
Al Cromo Manganeso-Silicio	20X1C	TR	0,17-0,23	0,80-1,10	0,90-1,20	0,80-1,10	Max. 0,30
	30X1C	TR	0,28-0,35	0,80-1,10	0,90-1,20	0,80-1,10	Max. 0,30
Al Cromo-Niquel	50XH	TR	0,47-0,55	0,50-0,80	0,17-0,37	0,40-0,75	1,00-1,40
Anticorrosivo	1X13	TR	Max 0,15	Max 0,60	Max 0,60	12,0-14,0	Max 0,60
	3X13	TR	0,25-0,34	Max 0,60	Max 0,60	12,0-14,0	Max 0,60
Para muelles	50C2	M	0,47-0,55	0,60-0,90	1,50-1,80	Max. 0,30	Max. 0,30

Nota: ST: Sin tratamiento térmico
 N: Normalizado
 TR: Templado y revenido
 M: térmicamente mejorado

En la siguiente tabla se muestra los esfuerzos soportados por dichos aceros:

Tabla IV.5 Esfuerzos, límites de resistencia en MPa de algunos aceros

Nominación GOST	Rotura a Tracción σ_{RT}		A fluencia σ_F	Límites de fatiga					
				A Tracción y Compresión		A Flexión		A Torsión	
	Min.	Max.		σ_{0T}	σ_{-1T}	σ_{0F}	σ_{-1F}	τ_0	τ_{-1}
				intermitente	alternativo	intermitente	alternativo	intermitente	alternativo
CT 3	380	470	240	238	132	323	180	214	107
CT 4	420	520	260	255	145	358	194	220	110
CT 5	500	620	280	313	174	425	238	280	140
CT 6	600	720	310	365	205	500	280	332	166
CT 7	700	850	350	430	240	590	328	390	195
10	350	450	210	223	124	304	170	200	100
15	380	500	220	245	135	335	185	220	110
20	410	500	250	254	140	346	191	225	112
25	470	550	300	284	156	388	214	252	126
35	550	650	350	333	185	456	254	300	150
45	650	750	390	390	217	532	298	350	175
55	750	900	450	460	256	630	352	416	208
65	820	1150	480	530	285	710	395	460	230
15X	700	840	500	400	240	508	324	354	192
20X	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30X	900	1080	700	515	306	653	415	455	247
35X	950	1140	750	545	324	690	438	480	260
40X	1000	1200	800	570	340	725	460	505	275
20X1C	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30X1C	1100	1320	850	630	385	800	508	555	302
50XH	1100	1320	850	630	380	800	508	555	302
1X13	550	660	350	315	188	400	254	280	151
3X13	750	900	550	430	256	545	346	380	206
50C2	1200	1440	1100	685	4080	870	550	608	330

4.2.- Fabricación de los engranajes y ejes:

Antes de proceder al mecanizado de los dientes, los engranajes deben tener mecanizadas todas sus dimensiones exteriores y agujeros en máquinas herramientas como tornos y fresadoras, dejando los excedentes necesarios en caso de que tengan que recibir tratamiento térmico y posterior mecanizado de alguna de sus zonas.

El mecanizado de los dientes de los engranajes a nivel industrial se realiza en máquinas talladoras construidas para este fin llamadas fresas madres.

Los engranajes normales cilíndricos tanto rectos como helicoidales se mecanizan en talladoras de gran producción y precisión. Cada talladora tiene sus constantes y sus transmisiones adecuadas para fabricar el engranaje que se programe. Tipo Liebherr, Hurth, Pfauter...

4.2.1.- Chaflanado y redondeado de dientes:

Esta operación se realiza especialmente en los engranajes desplazables de las cajas de velocidad para facilitar el engrane cuando se produce el cambio de velocidad.

Esta operación se realiza en máquinas y herramientas especiales (Hurth).



Imagen. 4.4 Máquina rectificadora y pulidora de dientes de engranajes

4.2.2.- Tratamiento térmico de los engranajes:

Los engranajes están sometidos a grandes presiones en la superficie de contacto y por eso el tratamiento que la mayoría de ellos recibe consiste en un tratamiento térmico de cementación o nitruración con lo cual se obtiene una gran dureza en la zona de contacto de los dientes y una tenacidad en el núcleo que evite su rotura por un sobreesfuerzo.

La cementación consiste en efectuar un calentamiento prolongado en un horno de atmósfera controlada y suministrarle carbono hasta que se introduzca en la superficie de las piezas a la profundidad que se desee. Una vez cementada la pieza se somete a temple, con lo cual se obtiene gran dureza en la capa exterior, ideal para soportar los esfuerzos de fricción a que se someten los engranajes.

Los engranajes que se someten a cementación están fabricados de aceros especiales adecuados para la cementación.

Otras veces el tratamiento térmico que se aplica a los engranajes es el de nitruración, que está basado en la acción que ejercen sobre la superficie exterior de las piezas el carbono y el nitrógeno. La nitruración reduce la velocidad crítica de enfriamiento del acero, alcanzando un mayor grado de dureza una pieza nitrurada y templada que cementada y templada, aun para un mismo tipo de material.

En la actualidad, y particularmente en la industria de la automoción, se están supliendo aceros aleados por aceros más sencillos dadas las grandes ventajas técnicas que ofrece la nitruración (elevadas durezas, regularidades de temple, menos deformaciones...).

En los procesos de nitruración se puede obtener capas entre 0.1-0.6mm., siendo las durezas en la periferia del orden de los 60-66 HRC.

La nitruración es un proceso para endurecimiento superficial que consiste en penetrar el nitrógeno en la capa superficial. La dureza y la gran resistencia al desgaste proceden de la formación de los nitruros que forman el nitrógeno y los elementos presentes en los aceros sometidos a tratamiento.

A veces hay engranajes que se les aplica un temple por inducción donde el calentamiento es limitado a la zona a tratar y es producido por corrientes alternativas inducidas. Cuando se coloca un cuerpo conductor dentro del campo de una bobina o de un solenoide con corrientes de media o alta frecuencia, el cuerpo es envuelto por una corriente inducida, la cual produce el calentamiento. Para ello se emplean inductores que tienen la forma apropiada de la dentadura que queremos tratar.

La ausencia de todo contacto entre el inductor y la pieza sometida a calentamiento permite la obtención de concentraciones del orden de los 25.000 W cm^{-2} . La velocidad de calentamiento es casi unas 15 veces más rápida que por soplete. Para templar una pieza por inducción será necesario que tenga un espesor por lo menos unas diez veces superior al espesor que se desea templar. El éxito de un buen temple reside en acertar con la frecuencia de corriente de calentamiento, para que ésta produzca una concentración suficiente de corriente inducida en la zona a templar.

El sistema que se emplea en el calentamiento es en dos fases: 10.000 ciclos para el calentamiento de la base de los dientes y 375.000 para el calentamiento de la periferia. Después de efectuados los dos calentamientos el engrane es sumergido en agua o aceite en función del tipo de acero que sea.

Una posibilidad que existe para solucionar los problemas que aparecen en los engranajes ha sido el níquel químico. Los depósitos de níquel le confieren a la pieza tratada una buena resistencia a la corrosión, una gran resistencia a la fricción y una gran dureza con ayuda de unos precipitados concretos. El niquelado químico consigue que las capas sean uniformes, siempre y cuando todas las partes de la pieza estén en contacto con la solución y la composición de esta se mantenga constante, y el espesor de esta capa varía según el tiempo de tratamiento y la composición. Las piezas antes de ser tratadas deben de pasar por otras fases como pueden ser el decapado, ataque, para garantizar su adhesión, y otra cosa a tener en cuenta es que el niquelado químico reproduce en la superficie la rugosidad de la pieza tratada.

4.2.3.- Mecanizado de engranajes, ejes y sincronizadores:

Como ya se ha explicado en capítulos anteriores, la caja de cambios está constituida por varios elementos que tras su unión, conforman la caja al completo. Para la fabricación de los engranajes y de los ejes se partirá de un semiproducto que será un redondo de acero de un determinado diámetro y una determinada longitud.

Para el mecanizado de los engranajes, primero se mecanizarán las dimensiones exteriores de las ruedas y para el mecanizado del eje, también se mecanizarán las dimensiones exteriores. Estas operaciones se realizarán en un centro de mecanizado automatizado (CNC). Las operaciones a realizar serán de torneado. Deberán llevarse a cabo diferentes operaciones:

- Cilindrado para las dimensiones de la rueda y del eje. Se realizarán cilindrados de desbaste y de acabado.
- Ranurado para el estriado de los ejes.
- Mandrinado para el agujero interior de los engranajes.
- Planeado de las superficies que lo requieran.



Imagen. 4.5 Máquina mecanizadora de CNC

Una vez llevada a cabo estas operaciones, se procede al tallado de los dientes del engranaje.

Dicho tallado se efectúa en una fresa madre.

Una vez tallados los dientes, tanto de las ruedas como de los piñones, éstos serán sometidos a un achaflanado y redondeado con el objetivo de facilitar el engrane cuando se produzca el cambio de velocidad.

Para los sincronizadores, se partirá también de un redondo de acero. Al semiproducto, se le realizará un proceso de mecanizado en un torno CNC para conseguir la forma necesaria. Dicho proceso, será totalmente automatizado. Deberán llevarse a cabo operaciones de:

- Cilindrado
- Taladrado
- Ranurado
- Planeado
- Achaflanado
- Fresado

Una vez obtenidos todos los elementos mecanizados, con el objetivo de conseguir la calidad superficial necesaria para el correcto funcionamiento del mecanismo, se les realizará un proceso de rectificado.

Para la realización de los rectificados, se utilizará una rectificadora. La máquina rectificadora está formada por cuatro piedras abrasivas de grano fino fijadas a una herramienta extensible que se hace girar y oscilar lentamente hasta lograr el acabado y el diámetro deseados. Estas muelas al actuar con elevada velocidad sobre la pieza en elaboración, arrancan minúsculas partículas de material.



Imagen. 4.6 Máquina rectificadora

Por último, se someterá a las piezas a un tratamiento de cementación en un horno de atmósfera controlada introduciéndole carbono hasta la profundidad necesaria. La cementación comprende tres etapas:

- En la primera etapa las piezas son expuestas a una atmósfera que contiene Carbono o Carbono y Nitrógeno a una temperatura de entre 850 y 1050°C.
- En la segunda etapa se puede producir inmediatamente el temple a partir de esa temperatura, o bien después de un enfriamiento intermedio y un recalentamiento a una temperatura de cementación específica del material.
- La tercera etapa, el revenido, sirve principalmente para aliviar tensiones internas y reducir la sensibilidad al agrietamiento durante el subsiguiente rectificado.

4.3.- Elementos complementarios:

El diseño de la caja de cambios viene sujeto al uso de ciertos elementos auxiliares ya existentes en el mercado. El uso de estos elementos viene dado sobre todo por factores económicos, ya que resulta más económica su compra que la fabricación de los mismos.

4.3.1.- Chavetas:

Las chavetas diseñadas para el presente proyecto, son unas chavetas normalizadas DIN 6885 A por la empresa OPAC S.L., elementos normalizados.

Las chavetas son unos elementos mecánicos, normalmente de acero, en este caso de acero inoxidable, que, introducido en una cavidad practicada parte en un eje y parte en un cubo, permite la transmisión de un momento de torsión entre ambos, obteniendo al mismo tiempo, una unión desmontable. Las chavetas suelen emplearse para la unión de ruedas dentadas, poleas y volantes con sus respectivos ejes.

Las chavetas diseñadas van montadas en el eje bien ajustadas, y para ello, se introducen en la cavidad mediante golpes con un martillo especial para no deformar ni marcar la pieza. Una vez que están montadas en el eje, se introduce el engranaje correspondiente, también a golpes para así obtener un buen asentamiento del engranaje en el eje.

4.3.2.- Rodamientos:

Los árboles giran apoyados sobre unos soportes dispuestos en sus extremos, debiendo estar estos soportes suficientemente dimensionados para poder resistir con toda seguridad los esfuerzos que les transmitan aquéllos.

El árbol no gira directamente sobre el soporte, sino que entre ambos se sitúa el cojinete. Se utilizarán rodamientos de rodillos cónicos. Éstos se situarán en los extremos de los ejes, tanto del árbol primario como del secundario.

Los rodamientos no se fabricarán, sino que se encargarán por catálogo de SKF. Para la elaboración de la caja de cambios objeto de este proyecto se han escogido los modelos que se especifican en el documento Cálculos.

4.3.3.- Retenes:

Los retenes radiales se aplican para la estanqueidad de ejes en rotación, especialmente en la industria de fabricación de maquinaria, componentes y automóviles.

En este caso, se han elegido unos retenes radiales SIMMRRING con norma estandarizada DIN 3760B.

Estos retenes tienen como objetivo maximizar la vida y el buen funcionamiento de los rodamientos que forman parte de las máquinas y motores y preservar de fugas de lubricante al exterior de las cajas de velocidades o motores de explosión que van lubricados permanentemente.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

PRESUPUESTO

Ander Ayesa Perez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

Índice del presupuesto

1.Introducción	4
2.Estructura de los apartados	4
3.Presupuesto parcial	5
4.Presupuesto general	6

1.- Introducción:

En el siguiente apartado se explicará el presupuesto y se detallarán todos los costes asociados a la producción del embrague y de la caja de cambios desarrollada, desde los costes de oficina técnica hasta su realización. En este presupuesto se ha tenido en cuenta la fabricación de un solo embrague y de una sola caja y no una producción en serie.

En los gastos de Oficina Técnica se han tenido en cuenta el uso de equipo informático y de los programas necesarios para su elaboración. También se ha tenido en cuenta las horas invertidas en dicho proyecto y el precio por hora que cobra el Ingeniero que ha realizado el proyecto en cuestión.

Además, se han incluido los costes de los materiales empleados así como las máquinas herramientas necesarias para su fabricación. En el caso del proceso de fabricación, se ha subcontratado una empresa para su elaboración, puesto que no se posee máquina herramienta propia, por lo que en el presupuesto, habrá que incluir dicho servicio.

A continuación se muestra un índice con el presupuesto desglosado en los diferentes apartados y cada apartado con su correspondiente tabla de los costes.

Finalmente se creará una tabla con el coste total del proyecto una vez finalizado.

2.-Estructura de los apartados:

A continuación se muestra el índice de los diferentes apartados de costes para la elaboración del presente proyecto.

1. Oficina Técnica
2. Materiales
3. Fabricación
4. Montaje

3.-Presupuesto parcial:

En este apartado se podrán observar los costes parciales de los diferentes apartados del que consta el proyecto.

APARTADO 1: OFICINA TÉCNICA						
	Marca		Cantidad		Precio Unidad	Importe
Equipamiento	Informático					
	1.01	PC	1	Ud.	699,00 €	699,00 €
	1.02	Impresora	1	Ud.	85,00 €	85,00 €
Ingeniería	Ingeniero					
	1.03	Diseño	100	h.	30,00 €	3.000,00 €
	1.04	Cálculo y Análisis	190	h.	30,00 €	5.700,00 €
	1.05	Realización de Planos	40	h.	30,00 €	1.200,00 €
TOTAL OFICINA TÉCNICA						10.684,00 €

APARTADO 2: MATERIALES						
	Marca		Cantidad		Precio Unidad	Importe
Ejes	2.01	Barra de acero Ø 60X800 mm	2,5	Kg.	1,50 €	3,75 €
	2.02	Barra de acero Ø 80X800 mm	8,5	Kg.	1,50 €	12,75 €
Engranajes	2.03	Barra de acero Ø 90X100 mm	1,7	Kg.	1,50 €	17,00 €
	2.04	Barra de acero Ø 110X100 mm	3,2	Kg.	1,50 €	4,80 €
	2.05	Barra de acero Ø 130X100 mm	4,5	Kg.	1,50 €	6,75 €
	2.06	Barra de acero Ø 150X100 mm	12,5	Kg.	1,50 €	18,75 €
	2.07	Barra de acero Ø 170X100 mm	16	Kg.	1,50 €	24,00 €
	2.08	Barra de acero Ø 200X100 mm	10	Kg.	1,50 €	15,00 €
	2.09	Rodamientos Cónicos Explorer SKF	4	Ud.	32,00 €	128,00 €
	2.10	Chaveta DIN 6885	8	Ud.	0,75 €	6,00 €
	2.11	Retén DIN 3760B	4	Ud.	12 €	48 €
	2.12	Lubricante SKF	0,3	l.	25,00 €	7,50 €
	2.13	Embrague Monodisco	1	Ud.	530,00 €	530,00 €
TOTAL MATERIALES						822,30 €

APARTADO 3: FABRICACIÓN					
Marca		Cantidad		Precio Unidad	Importe
3.01	Mecanizado CNC	7,5	h.	70,00 €	525,00 €
3.02	Fresa madre CNC	5	h.	70,00 €	350,00 €
3.03	Cementado		h.	100,00 €	100,00 €
TOTAL FABRICACIÓN					975,00 €

APARTADO 4: MONTAJE					
Marca		Cantidad		Precio Unidad	Importe
4.01	Montaje	1	h.	30,00 €	30,00 €
TOTAL MONTAJE					30,00 €

4.-Presupuesto general:

En este apartado se realiza la suma de todos los apartados del presupuesto parcial realizados con anterioridad y se obtiene el presupuesto total de coste de diseño y fabricación del prototipo.

RESUMEN APARTADOS		
		TOTALES
APARTADO 1	OFICINA TÉCNICA	10.684,00 €
APARTADO 2	MATERIALES	822,30 €
APARTADO 3	FABRICACIÓN	975,00 €
APARTADO 4	MONTAJE	30,00 €
TOTAL APARTADOS		12.511,30 €
IMPREVISTOS (10%)		1.251,13 €
TOTAL SIN IMPUESTOS		13.762,43 €
IVA (18%)		2.477,24 €
TOTAL		16.239,67 €

El presupuesto total, teniendo en cuenta el I.V.A., para el diseño y construcción de la transmisión del Kart es de 16.239,67 € (dieciséis mil doscientos treinta y nueve euros con sesenta y siete céntimos).



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN PARA UN KART
PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

BIBLIOGRAFÍA

Ander Ayesa Perez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

Índice de la bibliografía

1.Libros consultados	4
2.Páginas Web	4

1.- Libros consultados:

- TEORIA DE LOS VEHICULOS AUTOMOVILES. F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Alvarez, V. Díaz López. Ed. 2001
- MECANICA DEL AUTOMOVIL. Jesús Calvo Martín, Antonio Miravete de Marco. Ed. Reverté 1997
- INGENIERIA DEL AUTOMOVIL. Pablo Luque, D. Alvarez, C. Vera. Ed. Thomson 2004
- MANUAL DEL AUTOMOVIL. M. Arias Paz. Ed. Dossat
- CALCULO TEORICO-PRACTICO DE LOS ELEMENTOS Y GRUPOS DEL VEHICULO INDUSTRIAL Y AUTOMOVIL. F. Muñoz Gracia
- J. E. SHIGLEY. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. Joseph Edward Shigley
- PRONTUARIO DE MECÁNICA INDUSTRIAL APLICADA. José Roldán Vilorio. Ed. Thomson
- MANUAL CEAC DEL AUTOMÓVIL. Ed. Ceac

2.- Páginas Web:

- <http://www.muchoatvia.es/>
- <http://www.todokarts.com/>
- http://www.skf.com/portal/skf_es/home/
- <http://www.mecanicavirtual.com.ar/>
- <http://www.cikfia.com/home.html>
- <http://www.mercadoracing.org/>
- <http://www.neumaticos-sava.com/index.php?Itemid=59>
- <http://www.fia.com/en-GB/Pages/HomePage.aspx>