



**CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN
AUTOMÓVIL**

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: JULIO

APELLIDOS: CASTELLANOS ALONSO

FDO.:

FECHA:

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: EDURNE

APELLIDOS: IRIONDO PLAZA

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

INDICE

1.- Objeto del proyecto.....2

2.- Datos de partida.....3

3.- Cálculos.....4

4.- Planos.....5

1- OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objetivo el cálculo y diseño de la transmisión de un Renault Clío Sport encargada de transmitir par y potencia del motor a las ruedas motrices mediante una serie de mecanismos.

Así mismo, se procederá al cálculo de las distintas fuerzas a las que está sometido el vehículo, seguido del diseño y cálculo del embrague, seleccionando el tipo de compuesto y las dimensiones del mismo, con el cual, podremos unir o separar, mediante el pedal de embrague, el eje del motor con el eje primario de la caja de velocidades.

Después se calculan los desarrollos de cada velocidad y los números de dientes de cada engranaje, así como su módulo. Debido al engrane entre dos ruedas aparecen unas fuerzas sobre los dientes, las cuales, afectan para el cálculo del diámetro del eje primario y secundario.

También se calcularán y se elegirán los rodamientos que se apoyan en dichos ejes y las chavetas que fijan los engranajes al eje.

En el caso del Renault Clío Sport el motor (delantero transversal) y la caja de cambios se encuentran en la parte delantera del vehículo, además de poseer tracción delantera.

Se intentará en todo momento reducir el peso en vacío de la caja de cambios mediante la utilización de materiales ligeros pero a la vez resistentes, lo que hará que disminuya el consumo además de una reducción de la contaminación.

2- DATOS DE PARTIDA

<i>Renault Clío Sport</i>	
POTENCIA MAX/KW/rpm	197CV/145/7250
PAR MAX Nm/rpm	215/5550
SITUACION MOTOR	Delantero Transversal
TRACCION	Delantera
PESO(kg)	1315 kg
ACELERACIÓN DE 0-100	6.9 S
Nº CILINDROS/CILINDRADA(cm3)	4 en línea/1998
CAJA DE CAMBIOS	manual, 6 velocidades
CONSUMO MEDIO	8.9L/100KM

Tabla 1: Datos del vehículo Renault Clío Sport

3- CÁLCULOS

En primer lugar, procederemos al cálculo de las fuerzas resistentes que se encuentra el vehículo cuando se encuentra en movimiento. Estas fuerzas son: la resistencia del aire que es mayor cuanto más velocidad tenga el vehículo, la resistente a cada rueda y que depende del pavimento, la resistencia a la pendiente ya que el vehículo tiene que superar dichas pendientes y, por último, la de inercia que aparece cuando se acelera el vehículo o se frena ya que tiene la inercia de continuar con la misma velocidad. Estas fuerzas se oponen al movimiento por lo que tenemos que comprobar si el vehículo es capaz de vencerlas.

Después comenzaremos a calcular el embrague que se encarga de transmitir el par a la caja de cambios. A partir del par que transmite el motor, podremos hallar los radios del disco de embrague, después calcularemos la energía necesaria para el desembrague, es un cálculo necesario para que el conductor del vehículo no tenga que hacer excesiva fuerza al pisar el pedal de embrague ya que esto se traduce a una conducción menos confortable y; por último, calcularemos el estriado porque el embrague transmite mucho par y necesita ir fijo al eje.

A continuación, pasaremos a calcular la caja de cambios, teniendo en cuenta los datos del fabricante, empezaremos hallar las relaciones de transmisión de cada marcha que nos dará el número de dientes de cada rueda. Se ha de tener en cuenta que la suma de los radios de las ruedas engranadas ha de ser la misma, ya que la distancia entre ejes debe ser constante. Seguidamente, calcularemos el módulo de cada rueda y escogeremos en todas las ruedas igual excepto de la marcha atrás. Todas las ruedas serán de dientes helicoidales excepto que las ruedas de marcha atrás que serán de dientes rectos. Tener el mismo módulo en todas las ruedas reduce el coste del proyecto.

Después se procederá al cálculo de las dimensiones de los engranajes que generan unas fuerzas importantes para hallar el diámetro de los ejes y de los rodamientos. Estas fuerzas son iguales y opuestas en las ruedas que engranan entre sí.

Por último, calcularemos el diferencial que es el mecanismo encargado de repartir el giro a las dos ruedas motrices. El procedimiento del cálculo es prácticamente igual a la caja de cambios ya que también está constituido por ruedas, pero en este caso, son cónicas.

4- PLANOS

El proyecto cuenta con planos del conjunto de la transmisión con todos sus respectivos componentes. Además se incluye un plano detallando cada uno de los componentes que conforman dicha transmisión, y que se han calculado en este proyecto.

INDICE

Memoria.....	3
Cálculos.....	4
Planos.....	7
Pliego de condiciones.....	8
Presupuesto.....	11
Estado de mediciones.....	11

MEMORIA

- 1.- Objeto del proyecto
 - 2.- Alcance del proyecto
 - 3.- Antecedentes
 - 3.1- Diferentes configuraciones de transmisión
 - 3.1.1- Motor delantero y propulsión trasera
 - 3.1.2- Motor delantero y tracción delantera
 - 3.1.3- Motor trasero y tracción trasera
 - 3.1.4- Motor delantero o trasero y tracción total
 - 3.1.5- Diferencias entre tracción delantera y propulsión trasera
 - 3.2- Embrague
 - 3.2.1- Tipos de embrague
 - 3.2.2- Principales elementos que componen el embrague
 - 3.2.3- Materiales del embrague
 - 3.3- Caja de cambios
 - 3.3.1- Cajas de cambios manuales
 - 3.3.2- Cajas de cambios automáticas
 - 3.3.3- Cajas de cambios manuales pilotadas
 - 3.3.4- Constitución de la caja de cambios
 - 3.4- Diferencial
 - 3.4.1- Tipos de diferenciales
 - 4.- Requisitos de diseño
 - 5.- Resultados finales
 - 5.1- Disposición de la transmisión
 - 5.2- Embrague
 - 5.3- Caja de cambios
 - 5.4- Elementos comerciales
 - 5.4.1- Rodamientos
 - 5.4.2- Chavetas
 - 5.5- Sincronizadores
 - 6.- Normas de referencia
 - 7.- Bibliografía
- EUITI Bilbao

CÁLCULOS

1.-Fuerzas resistentes

- 1.1.-Fuerzas sobre cada rueda
- 1.2- Fuerza de rodadura
- 1.3.- Fuerza debida a la pendiente
- 1.4.- Fuerza debido a la inercia
- 1.5.- Fuerza debido a la resistencia del aire

2.-Embrague

- 2.1.-Material del embrague
- 2.2.-Dimensiones del embrague
- 2.3.-Energía necesaria para el desembrague
- 2.4.- Cálculo del estriado del eje

3.- Relación de cada marcha

- 3.1.-Cálculo de la relación del diferencial
- 3.2- Cálculo de las relaciones de cada marcha
- 3.3.- Comprobación de la primera velocidad
- 3.4.- Comprobación de la sexta velocidad

4.- Cálculo del número de dientes de las ruedas dentadas

- 4.1.- Primera velocidad
- 4.2.- Segunda velocidad
- 4.3.- Tercera velocidad
- 4.4.- Cuarta velocidad
- 4.5.- Quinta velocidad
- 4.6.- Sexta velocidad
- 4.7.- Marcha atrás
- 4.8.- Cálculo de β_a

5.- Cálculo del módulo

- 5.1.- Modulo de la primera velocidad
- 5.2.- Modulo de la segunda velocidad
- 5.3.- Modulo de la tercera velocidad
- 5.4.- Modulo de la cuarta velocidad
- 5.5.- Modulo de la quinta velocidad
- 5.6.- Modulo de la sexta velocidad

- 5.7.- Módulo del engranaje de toma constante
- 5.8.- Módulo de los engranajes marcha atrás
- 6.- Cálculo de las dimensiones de los engranajes
 - 6.1.- Radios de las ruedas
 - 6.2.- Ángulos de los engranajes helicoidales
- 7.- Fuerzas sobre los dientes
 - 7.1.- Fuerzas de la primera velocidad
 - 7.2.- Fuerzas de la segunda velocidad
 - 7.3.- Fuerzas de la tercera velocidad
 - 7.4.- Fuerzas de la cuarta velocidad
 - 7.5.- Fuerzas de la quinta velocidad
 - 7.6.- Fuerzas de la sexta velocidad
 - 7.7.- Fuerzas engranajes de toma constante
 - 7.8.- Fuerzas engranajes de marcha atrás
- 8.- Fuerzas en el diferencial
 - 8.1.- Primera velocidad
 - 8.2.- Segunda velocidad
 - 8.3.- Tercera velocidad
 - 8.4.- Cuarta velocidad
 - 8.5.- Quinta velocidad
 - 8.6.- Sexta velocidad
 - 8.7.- Marcha atrás
- 9.- Cálculo del diámetro de los ejes
 - 9.1.- Eje Intermedio o intermediario
 - 9.1.1.- Primera velocidad
 - 9.1.2.- Segunda velocidad
 - 9.1.3.- Tercera velocidad
 - 9.1.4.- Cuarta velocidad
 - 9.1.5.- Quinta velocidad
 - 9.1.6.- Sexta velocidad
 - 9.1.7.- Marcha atrás
 - 9.2.- Eje secundario
 - 9.2.1.- Primera velocidad
 - 9.2.2.- Segunda velocidad
 - 9.2.3.- Tercera velocidad

9.2.4.- Cuarta velocidad

9.2.5.- Quinta velocidad

9.2.6.- Sexta velocidad

9.2.7.- Marcha atrás

10.- Rodamientos

10.1.- Eje Intermedio o intermediario

10.1.1.- Rodamiento en A

10.1.2.- Rodamiento en B

10.2.- Eje secundario

10.2.1.- Rodamiento en C

10.2.2.- Rodamiento en D

10.3.- Rodamientos de las ruedas del eje secundario (Ruedas locas)

10.3.1.- Primera velocidad

10.3.2.- Segunda velocidad

10.3.3.- Tercera velocidad

10.3.4.- Cuarta velocidad

10.3.5.- Quinta velocidad

10.3.6.- Sexta velocidad

11.- Sincronizadores

11.1.- Dimensiones de los sincronizadores

12.- Dimensiones de los elementos del diferencial

12.1.- Dimensiones de los satélites

12.2.- Dimensiones de los planetarios

12.3.- Dimensiones del piñón

12.4.- Dimensiones de la corona

13.- Chavetas

13.1.- Chaveta del eje primario

13.2.- Chaveta del eje intermediario

13.3.- Chaveta del eje secundario

PLANOS

Eje intermediario

Rueda Z1

Rueda Z3

Rueda Z5

Rueda Z7

Rueda Z9

Rueda Z11

Rueda ZR

Eje secundario

Rueda Z2

Rueda Z4

Rueda Z6

Rueda Z8

Rueda Z10

Rueda Z12

Rueda ZR´

Sincronizador 1ª y 2ª

Sincronizador 3ª y 4ª

Sincronizador 5ª y 6ª

Eje primario

Rueda Ztc

Rueda Zx

Piñón

Corona

Planetarios

Satélites

Caja de cambios

Diferencial

PLIEGO DE CONDICIONES

1.- Condiciones generales

1.1.- Generalidades

1.2.- Objetivo y ámbito de aplicación

1.3.- Documentos que definen el proyecto

1.4.- Condiciones generales de carácter legal

1.5.- Normativa de carácter general

1.6.- Dirección del proyecto

2.- Ejecución y puesta en marcha

2.1.- Construcción

2.2.- Especificaciones de ejecución

2.3.- Ensayos complementarios

2.3.1- Potencia del motor

2.3.2- Determinación de la velocidad del vehículo

2.4.- Ensayos de inscripción en curva

2.5.- Ensayo de aceleración sobre terreno llano

2.6.- Ensayo de arrancabilidad en pendiente

2.7.- Entrega y transporte

2.8.- Montaje

2.8.1- Determinación de la velocidad del vehículo

3.- Materiales

3.1.- Construcción

3.2.- Acero

- 3.3.- Fundición
 - 3.3.1- Procedimientos de fundición
 - 3.3.2- Tratamiento
- 3.4.- Inspección de los materiales
- 3.5.- Ensayos mecánicos
 - 3.5.1- Ensayos de entrega
 - 3.5.2- Alcance del ensayo
 - 3.5.3- Toma de muestras
 - 3.5.4- Ensayos de repetición
 - 3.5.5- Certificación del ensayo
- 3.6.- Reclamaciones
- 4.- Pliego de condiciones particulares
 - 4.1.- Condiciones generales
 - 4.2.- Fianzas
 - 4.3.- Presupuesto
 - 4.4.- Forma de pago
 - 4.5.- Precios
 - 4.5.1- Precios contradictorios
 - 4.5.2- Reclamaciones en el aumento de los precios
 - 4.5.3- Revisión de precio
 - 4.6.- Plazo de entrega
 - 4.7.- Penalizaciones y primas
 - 4.8.- Garantía
 - 4.9.- Responsabilidades

4.10.- Seguros de los trabajos

4.11.- Contratas y subcontratas de personal

5.- Condiciones legales

5.1.- Garantía

5.2.- Jurisdicción

5.3.- Accidentes y daños a terceros

5.4.- Rescisión del contrato

5.5.- Resolución de contrato

5.6.- Litigios

5.7.- Daños y perjuicios

PRESUPUESTO

- 1.-Introducción
- 2.-Caja de cambios
- 3.- Diferencial
- 4.- Elementos comerciales
- 5.- Mano de obra
- 6.- Presupuesto

ESTADO DE MEDICIONES

- 1.-Materiales
- 2.- Elementos comerciales
- 3.-Mecanizado
- 4.-Montaje

INDICE

1.- Objeto del proyecto.....	3
2.- Alcance del proyecto.....	5
3.- Antecedentes.....	7
3.1.- Diferentes configuraciones de transmisión.....	7
3.1.1.- Motor delantero y propulsión trasera.....	8
3.1.2.- Motor delantero y tracción delantera.....	8
3.1.3.- Motor trasero y tracción trasera.....	9
3.1.4.- Motor delantero o trasero y tracción total.....	9
3.1.5.- Diferencias entre tracción delantera y propulsión trasera.....	10
3.2.- Embrague.....	10
3.2.1.- Tipos de embrague.....	11
3.2.2.- Principales elementos que componen el embrague.....	14
3.2.3.- Materiales del embrague.....	16
3.3.- Caja de cambios.....	17
3.3.1.- Cajas de cambios manuales.....	18
3.3.2.- Cajas de cambios automáticas.....	19
3.3.3.- Cajas de cambios manuales pilotadas	22
3.3.4.- Constitución de la caja de cambios.....	22
3.4.- Diferencial.....	24
3.4.1.- Tipos de diferenciales.....	25
4.- Requisitos de diseño.....	29

5.- Resultados finales.....30

 5.1.- Disposición de la transmisión.....30

 5.2.- Embrague.....30

 5.3.- Caja de cambios.....31

 5.4.- Elementos comerciales.....37

 5.4.1.- Rodamientos.....37

 5.4.2.- Chavetas.....44

 5.5.- Sincronizadores.....45

1- OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objetivo el cálculo y diseño de la transmisión de un Renault Clío Sport encargada de transmitir par y potencia del motor a las ruedas motrices mediante una serie de mecanismos.

Así mismo, se procederá al cálculo de las distintas fuerzas a las que está sometido el vehículo, seguido del diseño y cálculo del embrague, seleccionando el tipo de compuesto y las dimensiones del mismo, con el cual, podremos unir o separar, mediante el pedal de embrague, el eje del motor con el eje primario de la caja de velocidades.

Después se calculan los desarrollos de cada velocidad y los números de dientes de cada engranaje, así como su módulo. Debido al engrane entre dos ruedas aparecen unas fuerzas sobre los dientes, las cuales, afectan para el cálculo del diámetro del eje primario y secundario.

También se calcularán y se elegirán los rodamientos que se apoyan en dichos ejes y las chavetas que fijan los engranajes al eje.

En el caso del Renault Clío Sport el motor (delantero transversal) y la caja de cambios se encuentran en la parte delantera del vehículo, además de poseer tracción delantera.

Se intentará en todo momento reducir el peso en vacío de la caja de cambios mediante la utilización de materiales ligeros pero a la vez resistentes, lo que hará que disminuya el consumo además de una reducción de la contaminación.

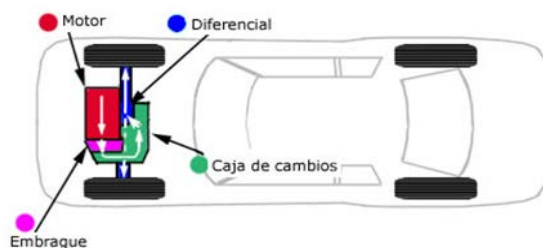


Figura 1: Distribución de los elementos de transmisión.

A continuación se presentaran los datos de partidas del vehículo proporcionados por el fabricante a partir de los cuales se empezara el cálculo de dicho sistema de transmisión.

<i>Renault Clío Sport</i>	
POTENCIA MAX/KW/rpm	197CV/145/7250
PAR MAX Nm/rpm	215/5550
SITUACION MOTOR	Delantero Transversal
TRACCION	Delantera
PESO(kg)	1315 kg
ACELERACIÓN DE 0-100	6.9 S
Nº CILINDROS/CILINDRADA(cm3)	4 en línea/1998
CAJA DE CAMBIOS	manual, 6 velocidades
CONSUMO MEDIO	8.9L/100KM

Tabla 1: Datos del vehículo Renault Clío Sport

2- ALCANCE DEL PROYECTO

Primero se calculara aquellos elementos externos que se oponen al movimiento del vehículo. Entre estos elementos se encuentran la resistencia del aire, la inercia, la rodadura y pendiente; de suma importancia para el cálculo de los desarrollos de cada velocidad, ya que el vehículo tiene que vencerlas.

Después se calculará el embrague ya que es el primer dispositivo que encontramos a la salida del cigüeñal y también es muy importante porque es el encargado de acoplar/desacoplar el giro del motor a la caja de cambios. Habrá que calcular las dimensiones y la presión que ejerce el cojinete que es el encargado de empujar el plato de presión al volante de inercia.

También se deberán calcular el desplazamiento del plato de presión, el desplazamiento máximo del cojinete de empuje, la longitud nervada del eje, en el cual, se engancha con el eje primario de la caja de velocidades.

A continuación se calcularan las relaciones de cada marcha, teniendo en cuenta las fuerzas que se oponen al vehículo anteriormente calculadas, al desarrollo de la rueda y a los requisitos impuestos por el fabricante (velocidad máxima, par máximo, potencia máxima). Una vez calculemos las relaciones de cada marcha pasaremos a calcular el número de dientes de cada rueda así como su módulo que deberá ser igual en todas las ruedas para que no hayan un sobrecostes.

Una vez conocidos estos datos de las ruedas, se calcularán las fuerzas que ejercen los dientes para que a continuación podamos calcular el diámetro de los ejes de la caja de cambios que son muy importantes porque tienen que aguantar grandes esfuerzos continuos y tienen que tener una vida útil considerable.

Obtenemos las reacciones en los apoyos y los momentos máximos y mediante el código ASME conseguimos el diámetro. Calculamos los diámetros de cada marcha y nos quedamos con el mayor de todos eligiendo finalmente un diámetro normalizado.

Para el cálculo de los rodamientos también necesitaremos las fuerzas que actúan sobre los dientes; se calculará la resultante de las reacciones radiales y axiales de cada apoyo, para cada marcha. Se ha decidido poner en el apoyo izquierdo un rodamiento de rodillos cilíndrico y en el derecho un rodamiento de bolas en el caso del eje

intermediario; mientras que en el eje secundario hemos optado por un rodamiento de rodillos cilíndrico en el apoyo izquierdo y un rodamiento de bolas en el apoyo derecho ya que necesitábamos que aguantará mayor capacidad de carga.

Para las ruedas locas del eje secundario se ha optado por rodamientos de aguja que a pesar de su pequeña sección transversal, tienen una gran capacidad de carga y, por lo tanto, son muy apropiados para disposiciones de rodamientos en un espacio radial limitado.

Luego que procederá al cálculo de los sincronizadores, entre ellos parámetros como las dimensiones del cubo y la corona así como las dimensiones generales y el par que tiene que soportar.

Para finalizar se dimensionara el grupo cónico diferencial (Satélites, planetarios, piñón y corona). Y por último las chavetas que unen los engranajes, tanto para el eje primario como para el secundario.

3- ANTECEDENTES

Para que en el vehículo se puedan transmitir la potencia y el par generados por el motor a las ruedas son necesarios varios elementos.

En primer lugar, para transmitir el giro del cigüeñal a la caja de cambios, es necesario un embrague.

Mediante el embrague podemos separar ambos elementos interrumpiendo la transmisión del par. Cuando el conductor quiere que se produzca una transmisión de par entre el motor y la caja de cambios a través del embrague éste debe dejar el pedal sin pisar, de tal manera que se haga contactar el plato del conjunto de presión con el forro de fricción del disco.

Con esto el movimiento se ha transmitido al eje primario, de modo que si metemos una marcha ,engranando así dos ruedas, transmitiremos el giro al eje secundario , el cual, girara a una velocidad u otra, dependiendo que marcha hallamos introducido.

Una vez se ha transmitido el giro al eje secundario, este se transmite al diferencial, que en este caso al estar el motor en la parte delantera y ser tracción delantera, está ubicado dentro de la caja de cambios.

El diferencial tiene como cometido transmitir el movimiento de la caja de cambios a las ruedas motrices. Entre las diferentes funciones que cumple están: evitar que se produzcan derrapes y desgastes prematuros de las ruedas motrices cuando el vehículo se mueve en curva.

Por último están los palieres, que se unen a la salida del diferencial, transmitiendo el movimiento a las ruedas.

3.1 Diferentes configuraciones de transmisión.

Los diferentes tipos de transmisión que se pueden encontrar en un automóvil dependen de factores como la posición del motor y el eje o ejes que reciban la transmisión motriz.

Si el eje delantero es el que recibe la transmisión de movimiento, se denomina, tracción delantera, mientras que si es el eje trasero, se denomina, propulsión o tracción trasera. Si los dos ejes son motrices opcionales, o fijos, el vehículo se denomina de, propulsión o tracción total, lo que comúnmente se llama 4x4.

La combinación entre el motor y ejes motrices configuran el tipo de transmisión. Los elementos de la transmisión para las distintas configuraciones emplean los mismos principios de funcionamiento pero en su construcción serán distintos.

3.1.1 Motor delantero y propulsión trasera.

Esta disposición, utilizada durante muchos años casi exclusivamente, sigue siendo utilizada en algunos vehículos de turismo, muchas furgonetas y vehículos pesados.

El giro del motor, que puede interrumpirse a voluntad en el embrague, pasa por la caja de cambios y a través del árbol de transmisión llega al puente trasero, desde el que tiene que comunicarse a las ruedas colocadas en el eje transversal. Este cambio en ángulo recto se consigue por un grupo cónico constituido por el engranaje del piñón de ataque y la corona, pudiéndose así transmitir el movimiento a las ruedas.

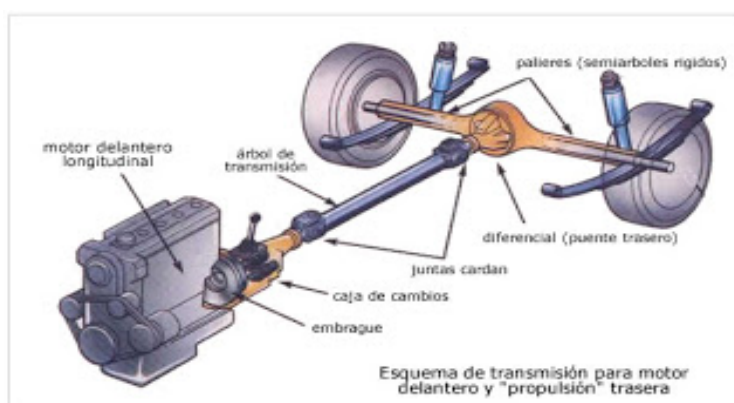


Figura 2: Motor delantero y tracción trasera

3.1.2 Motor delantero y tracción delantera.

Motor delantero y tracción delantera es una configuración que se utiliza en automóviles de mediana cilindrada. Elimina elementos mecánicos como el árbol de transmisión y permite agrupar la caja de cambios, el grupo cónico y el diferencial en un solo conjunto.

En esta configuración el motor puede ser montado en posición longitudinal o transversal.

En el caso que estamos estudiando es concretamente esta configuración, motor y tracción ambos en la parte delantera del vehículo y el motor en disposición transversal.

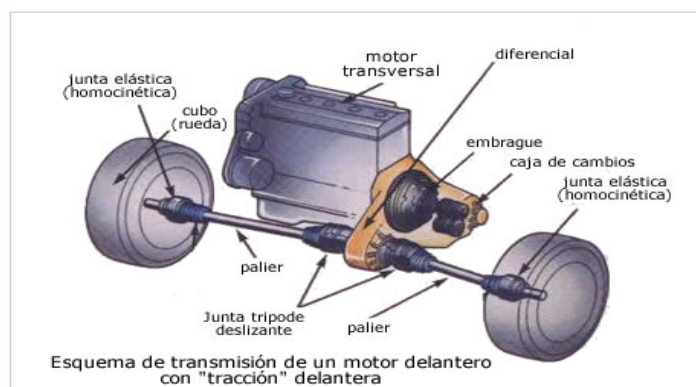


Figura 3: Motor delantero tracción delantera

3.1.3 Motor trasero y tracción trasera.

La posición del motor puede ser longitudinal o transversal y la cadena cinemática de transmisión de movimiento se realiza desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios y diferencial, que forman un conjunto, y los árboles de transmisión.

Esta configuración se suele utilizar en modelos deportivos, en busca de un máximo control de dirección, por un lado, y buena motricidad por el otro.

3.1.4 Motor delantero o trasero y tracción total.

La tracción total o a las cuatro ruedas es capaz de repetir el par de giro del motor a las cuatro ruedas. Soluciona los inconvenientes de la tracción delantera y de la propulsión trasera repartiendo por igual o en diferentes proporciones el porcentaje de transmisión entre ejes.

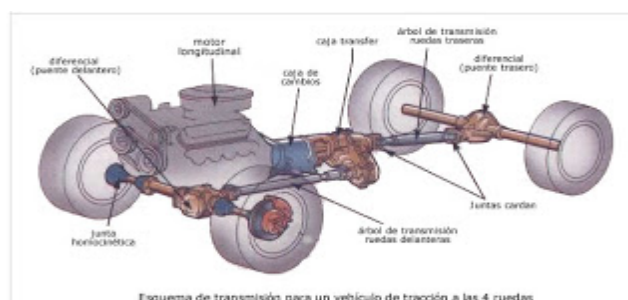


Figura 4: Motor delantero y tracción total

3.1.5 Diferencias entre tracción delantera y propulsión trasera.

En la tracción delantera el grupo motor- transmisión forma un bloque compacto que deja libre la parte inferior de la carrocería, la cual puede rebajarse hasta el nivel de los estribos, éstos pueden suprimirse, y el piso inferior será plano, sin tener que acudir a los molestos tabiques centrales en puentes que se colocan en algunos automóviles, de propulsión trasera, para dejar paso por la parte inferior al árbol de transmisión.

El vehículo resulta más bajo, desciende su centro de gravedad y, por tanto, resulta más estable.

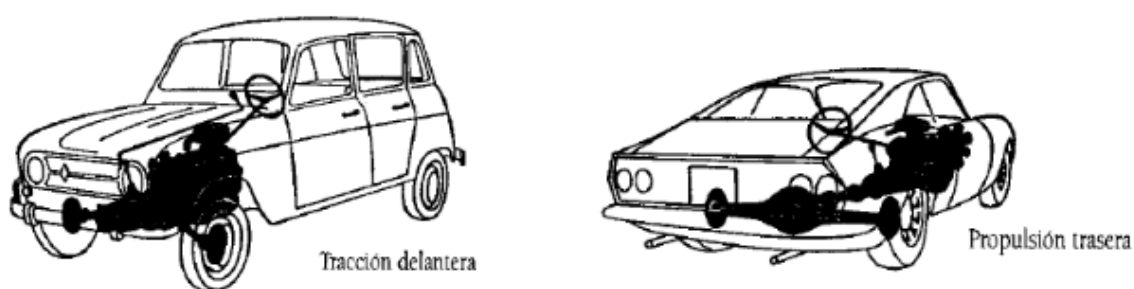


Figura 5: Diferencias entre tracción delantera y trasera.

En automóviles de propulsión trasera el esfuerzo de empuje se aplica desde atrás, y en las curvas el vehículo se apoya sobre la adherencia transversal, mientras que con la tracción delantera el arrastre lo efectúan las ruedas de delante, ya orientadas en el sentido de la curva.

Se comprende que las curvas se pueden tomar a mayor velocidad y siempre con más seguridad con la tracción delantera, y que en caso de que las ruedas queden atascadas en un camino el vehículo podrá salir con más fácil y con mayor seguridad que si fuese de propulsión trasera.

3.2 Embrague.

El embrague se encuentra situado entre la caja de velocidades y el motor del automóvil y se encarga de transmitir o cortar la transmisión de par desde el motor hasta las ruedas a voluntad del conductor, para poder realizar los cambios de marcha o para poder arrancar.

El embrague debe disponer de la suficiente resistencia para transmitir todo el par motor, y hacerlo lo suficientemente rápido y seguro, como para efectuar el cambio de velocidades, de la caja de cambios, sin que en la marcha del vehículo se aprecie de manera notable. Además, debe garantizar que las arrancadas y las aceleraciones y retenciones del motor se realicen de manera progresiva, sin tirones.

Así mismo, el embrague también debe realizar la amortiguación de las vibraciones del motor, que permitan la protección de los elementos de la transmisión frente a las irregularidades cíclicas de par del motor, que es una de las características más negativas de los motores de combustión interna.

3.2.1 Tipos de embrague.

Existen múltiples criterios para poder clasificar los diferentes tipos de embrague que existen, pero todos ellos pueden ser agrupados en tres grandes grupos. Los embragues hidráulicos, los electromagnéticos y los de fricción.

En este punto se va a realizar una breve descripción de cada uno de ellos para poder entender por qué en los automóviles, tipo turismo, es el embrague de fricción el que se utiliza en la totalidad de los casos.

Embrague hidráulico

El embrague hidráulico actúa como embrague automático entre el motor y la caja de cambios. Dicho embrague permite que el motor transmita el par motor cuando llega a un determinado régimen de giro.

El funcionamiento del embrague hidráulico está fundamentado en la transmisión de energía que una bomba centrífuga comunica a una turbina por medio de un líquido que, generalmente, es aceite mineral.

Está constituido por dos coronas giratorias, que tienen forma de semi-toroide geométrico, provistas de unos tabiques planos, llamados álabes. Una de ellas, llamada corona motriz, va unida al árbol motor por medio de tornillos y constituye la bomba centrífuga, la otra, unida al primario de la caja de cambios constituye la turbina o corona arrastrada.

Ambas coronas van alojadas en una carcasa estanca y están separadas por un pequeño espacio para que no se produzca rodamiento entre ellas.

Cuando el motor gira, el aceite es impulsado por la bomba, proyectándose por su periferia hacia la turbina, en cuyos alabes incide paralelamente al eje. Dicho aceite es arrastrado por la propia rotación de la bomba corona o motriz, formándose así un torbellino. La energía cinética del aceite que choca contra los alabes de la turbina produce en ellas un par que la hace girar.

Si el motor gira al ralentí, la energía cinética del aceite es pequeña y el par transmitido a la turbina es insuficiente para vencer el par resistente. En estas condiciones, hay un deslizamiento total entre bomba y turbina con lo que la turbina permanece inmóvil. El aceite desliza por los álabes de la turbina y es devuelto desde el centro de esta al centro de la bomba, en donde es impulsado nuevamente a la periferia para repetir el ciclo.

A medida que aumentan las revoluciones del motor, el torbellino de aceite va incidiendo más fuerte sobre los álabes de la turbina, esta acción vence el par resistente y hace girar la turbina, mientras se verifica un deslizamiento.

Debido a la inevitable pérdida de energía por deslizamiento del aceite, el consumo de combustible aumenta, presentan también la desventaja de un mayor coste económico, así como la necesidad de acoplar una caja de cambios automática.

Como contrapartida de estos inconvenientes, la utilización del embrague hidráulico presenta las siguientes ventajas: Ausencia de desgaste, gran duración, es muy elástico, muy progresivo además de que el coste de mantenimiento es bajo.

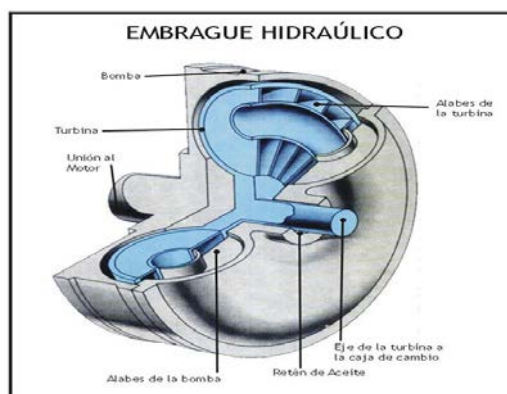


Figura 6: Embrague hidráulico

Embrague electromagnético

El sistema de embrague electromagnético está constituido por una corona de acero que se monta sobre el volante de inercia del motor. En el interior de esta corona va alojada una bobina, que al pasar la corriente eléctrica a través de ella produce un campo magnético en la zona del entrehierro formado entre la corona.

El espacio existente en el interior de la corona se cierra con chapas de acero, y se rellena con polvo magnético, que se aglomera en el entrehierro por la acción del campo magnético creado por la bobina, haciendo solidarios a la corona con el disco. De esta forma, cuando pasa corriente por el arrollamiento de la bobina se produce la aglomeración del polvo magnético consiguiendo la transmisión de par.

Por el contrario, si no pasa corriente por la bobina el polvo magnético no se aglomera en el entrehierro, lo que permite girar en vacío a la corona sin arrastrar el disco. Con lo cual el motor permanece desembragado, es decir, no se produce la transmisión del par. En el instante en que comienza a pasar corriente por la bobina se inicia la aglomeración del polvo magnético, que tarda un cierto tiempo en completarse, además del retardo a la aparición del flujo magnético que se produce en todas las bobinas. Este efecto consigue que el embrague sea progresivo.

La principal desventaja de este tipo de embrague es el alto coste económico, solo se utiliza en aplicaciones industriales muy específicas.

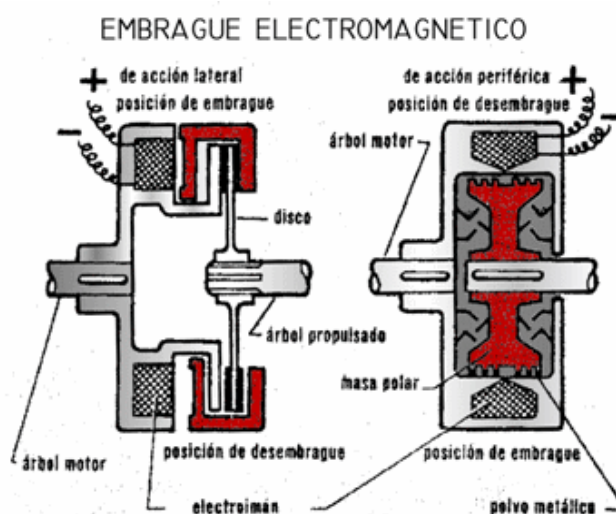


Figura 7: Embrague electromagnético.

Embrague de fricción

Los embragues de fricción utilizan la adherencia de dos superficies de contacto (cónicas, cilíndricas o planas); tienen la ventaja de ser graduados y de hacer cesar la impulsión cuando el esfuerzo rebasa cierto límite. Este tipo funciona principalmente con disco único o con discos múltiples.

El de disco único (automóviles) comprende un disco recubierto por ambas caras con un revestimiento especial para fricción. En el embrague de discos múltiples una serie de elementos, anillos planos o curvos, está encajada en el árbol principal y otra segunda serie es solidaria al árbol propulsado. Para automóviles, desde 1950 sólo se utiliza el sistema de disco único.

El embrague de fricción es el que se utiliza en los automóviles actualmente y el que llevará la transmisión estudiada, por tanto es el que se va a desarrollar en el presente proyecto.

3.2.2 Principales elementos que componen el embrague

Conjunto de presión: Es el elemento que sirve de soporte y que transmite la acción del cojinete. Entre sus partes más importantes tenemos:

-La carcasa: Está unida de manera solidaria al volante de inercia del motor mediante unos remaches.

-El diafragma: Es el elemento accionado por el cojinete, y que se encarga de transmitir la carga necesaria al plato de presión para que el conjunto forros de fricción - volante de inercia - plato de presión actúen conjuntamente.

-El plato de presión: Es el elemento encargado de unir o desunir los forros al volante de inercia y al propio plato de presión.

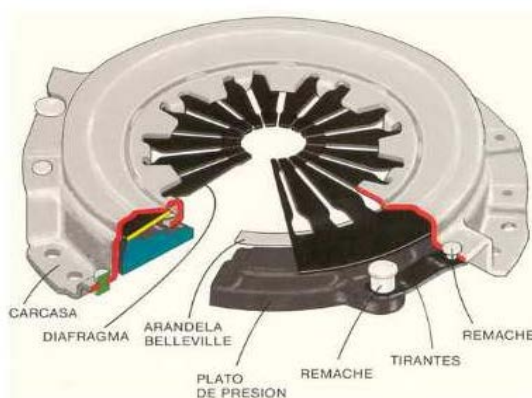


Figura 8: Conjunto de presión.

Disco: Se encuentra prensado entre el volante y el conjunto, además es solidario al primario de la caja de cambios. Las partes más importantes del disco de embrague son:

-Los forros de fricción: Transmiten el par proporcionado por el motor a la chapa de conducción.

-La parte conductora del disco de embrague: La chapa de conducción y las tapas (que por una parte está unida a los forros de fricción gracias a los remaches del forro y por otra parte transmiten el giro y la fuerza a la parte conducida mediante muelles de amortiguación).

-La parte conducida: Formada por el ala y el cubo; el ala recibe el movimiento de la parte conductora por medio de los muelles amortiguadores y el cubo es el que transmite dicho movimiento al primario de la caja de velocidades.

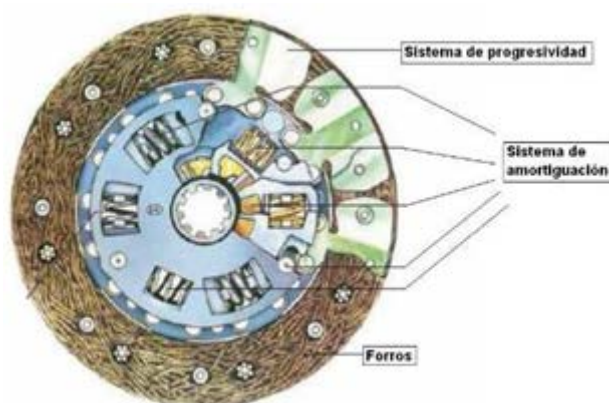


Figura 9: Disco de embrague.

Cojinete de embrague: Se encarga de recibir la carga del pedal y transmitirla al conjunto, desliza sobre la trompeta.



Figura 10: Cojinete de embrague.

3.2.3 Materiales del embrague

El proceso de transmisión de par en los embragues de fricción está controlado en gran medida por las cualidades del material de fricción en el disco de embrague, que roza con el volante motor y el disco de presión.

Principales características del comportamiento de los materiales en contacto:

-Ambos materiales en contacto deben tener un alto coeficiente de fricción. Un elevado valor de fricción permite reducir la presión necesaria para conseguir la transmisión de par.

-Los materiales en contacto deben resistir los efectos de desgaste, ablandamiento y formación de micro soldaduras.

-El valor del coeficiente de fricción debe ser constante sobre un rango de temperaturas y presiones.

-Los materiales deben ser resistentes a las condiciones atmosféricas y ambientales (humedad, presión, contaminación etc.)

-Los materiales deben poseer buenas propiedades térmicas: alta conductividad térmica, baja inercia térmica y una buena resistencia a las altas temperaturas.

-Capacidad para soportar elevadas presiones de contacto.

-Buena resistencia a esfuerzos cortantes transmitidos por la fricción de los elementos.

-Materiales de fabricación y uso seguros, y que no dañen el medio ambiente (algo que cada vez cobra más importancia).

-Debe tener una vida útil de hasta cientos de miles de kilómetros.

Por tanto, el embrague es un sistema que debe ser capaz de transmitir pares que en ocasiones pueden ser muy grandes, y hacerlo de modo adecuado bajo condiciones muy adversas, cumpliendo además severos requisitos.

En este caso el material del disco de embrague es de tipo orgánico, formado por fibras de metal entre tejido compactado de aramida o por fibra de vidrio y aglutinado mediante resinas poliméricas. Tiene un accionamiento suave y progresivo, con una vida útil elevada, pudiendo trabajar a una temperatura elevada y con un desgaste inicial casi nulo. Por todo ello, es el material más utilizado para los embragues de los vehículos de calle.

3.3 Caja de cambios.

La caja de cambios es un elemento mecánico que transforma el par motor y las revoluciones desarrolladas por el motor para adaptar la fuerza a las condiciones de conducción sobre el terreno.

La caja de cambios no actúa sobre la potencia del motor, está permanece invariable, lo que si hace es actuar sobre el par motor, aumentando o reduciendo el mismo según las condiciones de terreno.

Las revoluciones y la potencia que en sí desarrolla un motor no pueden ser atendidas por el mismo motor en sí. En diferentes situaciones es imprescindible la actuación de la caja de cambios para aumentar o disminuir el par desarrollado por el motor.

Los tipos de caja de cambios que hay actualmente en el mercado son los siguientes:

-Manuales: necesitan la intervención del conductor en todo momento para cambiar de marcha. El conductor controla todos los elementos; embrague y caja de cambios.

-Automáticas: No precisan de la intervención del conductor, salvo en un primer momento inicial para seleccionar si desea ir hacia delante o hacia detrás. Los vehículos con caja de cambios automática no poseen embrague convencional, sino que poseen convertidor de par; símil del embrague en las cajas de cambio manuales. En las cajas de cambio CVT (continua variable) no se dispone ni de embrague ni de convertidor de par. La caja de cambios CVT posee en su interior dos embragues multidisco bañados en aceite dentro de la caja de cambios, uno para su funcionamiento en marcha normal y otro para la marcha atrás.

-Manuales pilotadas: estas se confunden con las automáticas. Son cajas de cambio que funcionan como una manual, pero el embrague y el cambio de marchas es realizado por elementos actuadores que cambian de marcha. Estas cajas de cambio tienen un modo manual en el cual el conductor puede actuar sobre el cambio accionando unas levas en el volante o con un toque hacia arriba o hacia abajo en la palanca de cambios. Además estas cajas de cambio poseen un modo automático en el cual el conductor no tiene que intervenir en absolutamente nada. El sistema de transmisión, mediante sus actuadores, acciona el embrague y la transmisión de forma totalmente automática.

La diferencia entre manual y automática es por la construcción interna de la caja de cambios, que como veremos es totalmente diferente. En cambio una manual pilotada es por dentro exactamente igual que una manual, pero accionada automáticamente por sus actuadores.

Actualmente, tanto en vehículos industriales como en turismo, la tendencia está a montar cajas de cambio manual pilotadas cuando el comprador desea un cambio “automático”, esto es debido a que con la gestión electrónica del cambio y tener características de una caja manual se reduce mucho el consumo y se optimiza la conducción.

3.3.1 Cajas de cambios manuales

Cajas de cambios de toma directa (2 ejes):

Son las utilizadas en vehículos de tracción delantera. Su construcción es simple y compacta, ya que tienen que compartir espacio con el motor en la parte delantera del vehículo además de alojar el grupo diferencial en su interior.

Estas cajas de cambio poseen dos ejes, uno por el cual llega la transmisión del motor, también llamado primario y el secundario, por el cual, a través de los piñones seleccionados se transmite la fuerza hacia el grupo cónico diferencial, que a su vez, mediante los palieres lanza la transmisión mecánica de giro a las ruedas.

El eje primario puede ser fijo o no, al igual que el secundario que puede ser fijo o no. Hay cajas de cambio que va mitad y mitad, todo depende de la arquitectura adoptada y del diseño del fabricante. No obstante, eso no es determinante para el rendimiento, ya que funcionan todas exactamente igual.

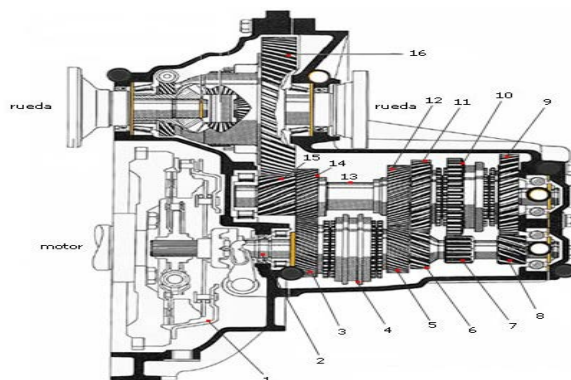


Figura 11: Caja de cambios de 2 ejes.

Caja de cambios de toma constante (3 ejes).

Estas cajas de cambio están diseñadas para vehículos de propulsión trasera y poseen 3 ejes, aunque visualmente parece que tengan solamente dos. Se reconocen fácilmente ya que poseen un tamaño muy alargado y voluminoso y se sitúan en la parte central del vehículo, sobre su eje longitudinal. El motor adopta de este modo una configuración longitudinal.

Estas cajas de cambio también se conocen con el nombre de cajas de cambio de toma constante, ya que posee dos piñones que permanecen siempre engranados, los cuales transmiten la fuerza al eje intermediario (que suele ser fijo) y a través de los sincronizadores, situados en el tercer eje, se engrana la marcha. La fuerza mecánica resultante abandona la caja de cambios por su parte posterior hacia el grupo diferencial, situado en el eje trasero del vehículo.

El funcionamiento de una caja de cambios de toma constante es el siguiente: El primario está siempre engranado con el eje intermediario. Los sincronizadores situados en el eje secundario engranan el piñón correspondiente con el eje intermediario y a través del eje secundario se transmite el movimiento al grupo cónico diferencial.

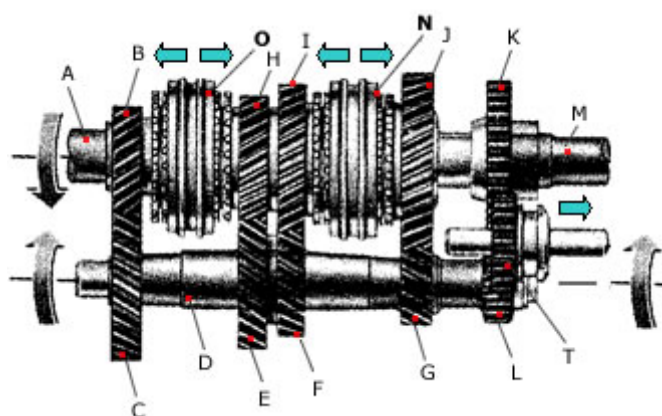


Figura 12: Caja de cambios de toma constante.

3.3.2 Cajas de cambios automáticas

En el cambio manual las marchas se engranan intercalando un juego de piñones pero en un cambio automático esto se consigue de forma totalmente diferente; con un juego de planetarios.

Un engranaje planetario consta de tres elementos básicamente: un engranaje planeta en la parte interior, los satélites que giran alrededor del planeta y una corona alrededor de los satélites. Con un solo juego de planetarios logramos hasta 4 velocidades, 3 hacia delante y 1 hacia atrás.

En la relación más corta la potencia del motor entra por el planeta y de ahí sale por los satélites. En la relación intermedia el planeta no gira y el par se obtiene por la corona entrando la potencia por el satélite. En la relación más larga la potencia del motor entra por la corona, y a través de los satélites la potencia sale por el planeta.

En la marcha atrás la potencia entra por el planeta, el porta-satélite se bloquea (pero los satélites no, actuando de piñón intermedio) y la corona entonces gira al revés invirtiendo el giro.

Las cajas de cambio automáticas no constan de un solo juego de planetarios, ya que solo lograríamos 3 velocidades y con relaciones muy largas si queremos obtener las prestaciones normales de un turismo que posee 5 o 6 velocidades. Las cajas de cambio automáticas poseen 2 o 3 (o incluso más en las más sofisticadas) juegos de planetarios, con diferentes relaciones entre uno y otro, que intercalándolos se consiguen cambios automáticos de 6 o más velocidades.

Este tipo de caja de cambios fue las que primero se montaban en los vehículos turismos de propulsión trasera (antes de que saliesen al mercado las cajas pilotadas de doble embrague) y se siguen montando en grandes berlinas y turismos de alta gama de propulsión trasera enfocados al confort. Las cajas de cambio que utilizan hoy en día estos turismos poseen hasta 8 velocidades.

Para conseguir intercalar en estas cajas de cambio los diferentes conjuntos planetarios, la caja posee en su interior una serie de frenos y embragues que ayuda a frenar u obligar a girar loco a los diferentes conjuntos para lograr la relación deseada.

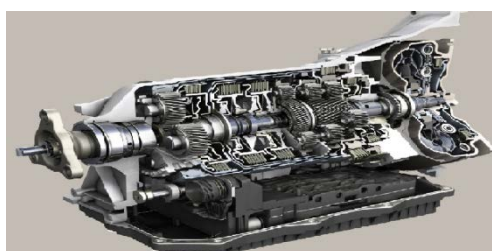


Figura 13: Caja de cambios automática.

Caja de cambios Continua Variable CVT

Estas cajas de cambio son completamente diferentes a las cajas de cambio automáticas mediante planetarios a pesar de ser automáticas. Estas cajas de cambio están enfocadas para montarse en vehículos automáticos de tracción delantera, donde el espacio es reducido.

Estas cajas de cambio han experimentado un gran auge y una gran evolución gracias a que son utilizadas actualmente en los vehículos híbridos de tracción delantera. Por fuera la caja de cambios CVT es muy similar a una caja de cambios manual y está ubicada en el mismo sitio, pero hay notables diferencias.

Para empezar este cambio no lleva convertidor de par, la potencia del motor pasa directamente al eje primario que la transmite a un solo planetario, de aquí salen solo dos marchas para adelante y para atrás. También posee solo dos embragues hidráulicos, uno para la marcha adelante y otro para la marcha atrás.

El secundario del planetario y los embragues hacen mover una polea especial la cual porta una correa de acero que mueve otra polea. En función del número de las r.p.m. los diámetros de estas poleas van variando consiguiendo infinitas relaciones de transmisión. En la marcha atrás el sistema emplea una transmisión fija.



Figura 14: Caja de cambios CVT

3.3.3 Cajas de cambios manuales pilotadas.

La característica principal de estas cajas de cambio es que incorporan un doble eje secundario para ganar rapidez en el cambio y que se haga de forma prácticamente instantánea. Las que no poseen doble eje secundario poseen un doble embrague que sincroniza un doble eje primario (dividido en su interior) que aparentemente es un solo eje primario. En el caso del doble embrague el eje secundario es fijo. En las cajas de cambio de doble secundario el primario es el tren fijo.

En este tipo de cambios lo que ocurre es que se engranan dos marchas a la vez, una par, otra impar y viceversa, haciendo que una transmita el movimiento al grupo y la otra permanece en espera para ser engranada por el otro embrague, haciendo que el cambio sea realmente rápido y suave.

En función de nuestra conducción el cambio va sincronizando las marchas para alcanzar mayor velocidad (aceleración) o bien para reducir marchas (deceleración, pedal del acelerador totalmente levantado).



Figura 15: Caja de cambios manual robotizada o pilotada.

3.3.4 Constitución de la caja de cambios.

Clasificación según los engranajes

-De dientes rectos: son muy robustos y permiten cambiar de marcha sin embrague. Son muy ruidosas al carecer de mecanismo de sincronizado se usan para competición.

-De dientes helicoidales: los engranajes tienen un diente inclinado. Son menos ruidosas y su accionamiento se hace por medio de unos sincronizadores. Estos discos evitan que haya dos dientes enfrentados a la hora de acoplarlos.

-De trenes epicicloidales: las distintas relaciones de cambio se consiguen variando las velocidades de rotación relativas en un juego de piñones epicicloidales. Son las más empleadas en los cambios automáticos tradicionales con convertidor de par. Para frenar uno u otro elemento del tren epicicloidal se aplica presión hidráulica a unos discos que los bloquean o bien se utilizan embragues electromagnéticos.

Clasificación según el número de ejes:

-De 2 ejes: Se une la caja de cambios con el grupo diferencial, simplificando así el conjunto. Esto se da cuando es motor y tracción delantera o motor y tracción trasera. El eje secundario termina con el piñón del diferencial, que da movimiento al grupo diferencial. En estas cajas de 2 ejes se elimina el eje intermediario. El par llega por medio del cigüeñal pasando por el embrague al árbol primario. Cuando seleccionamos una marcha, se mueve el sincronizador hacia una de las ruedas del eje secundario y la hace solidaria al eje para transmitir el par de ese engranaje a las ruedas motrices.

-De 3 ejes: El giro del cigüeñal llega desde el embrague a la caja de velocidades por un árbol (primario) que transmite movimiento al eje intermediario a través del engranaje de toma constante y posteriormente al engranar las diferentes marchas, se transmite el movimiento al eje secundario que lo lleva a las ruedas motrices a través de un diferencial. Las diferentes marchas se engranan mediante unos sincronizadores que se encargan de hacer fija la rueda correspondiente del eje secundario y así transmitir su par. Los engranajes de las ruedas son helicoidales porque permiten un mejor y más completo contacto lateral entre sus dientes, por lo que funcionan con menos ruido. El sistema de engranajes de doble reducción es el utilizado generalmente en las cajas de cambios por ser más compacto y por tener alineados los ejes de entrada y salida.

Sincronizadores:

Las cajas de cambio desde hace muchos años utilizan para seleccionar las distintas velocidades unos dispositivos llamados: sincronizadores. Los sincronizadores constan de cuatro elementos básicos: la pieza central, ranurada interior y exteriormente; la

corona dentada, que se desplaza longitudinalmente; la horquilla, encargada de desplazar la corona y por último los engranajes con un dentado especial, para poder acoplarlos con la corona dentada.

El funcionamiento es muy simple. La pieza central gira solidaria al eje gracias a los ranurados interiores. Debido al ranurado exterior de esta pieza, que encaja con el que tiene la corona, ésta a su vez gira solidaria con el eje. Colocando esta corona de manera que una parte haga contacto con la pieza central, mientras que la otra encaja con el dentado especial añadido a los engranajes, se fuerza a que el engranaje gire también solidario al eje.

Para poder hacer el acoplamiento del sincronizador con el piñón correspondiente, se comprende que es necesario igualar las velocidades del eje secundario (con el que gira solidario el sincronizador) y del piñón a enclavar, que es arrastrado por el tren intermediario, que gira a su vez movido por el motor desde el primario.

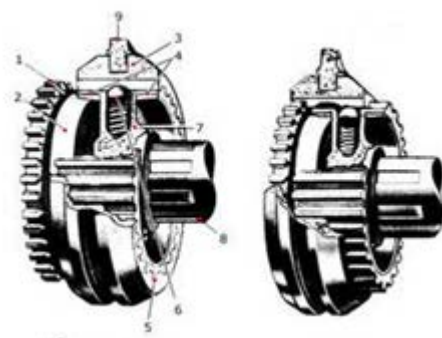


Figura 16: Sincronizador de fricción de bolas.

3.4 Diferencial.

Un diferencial es el elemento mecánico que permite que las ruedas, derecha e izquierda giren a revoluciones diferentes, según el vehículo esté tomando una curva hacia un lado o hacia el otro.

Cuando el vehículo toma una curva, por ejemplo hacia la derecha, la rueda derecha recorre un camino más corto que la rueda izquierda, ya que esta última se encuentra en la parte exterior de la curva.

Antiguamente, las ruedas de los vehículos montadas de forma fija sobre los ejes. Este hecho significaba que una de las dos ruedas no giraba bien, de forma que se

desestabilizaba el vehículo. Mediante el diferencial se consigue que cada rueda pueda girar correctamente en una curva, sin perder por ello la fijación de ambas sobre el eje, de manera que la tracción del motor actúa con la misma fuerza sobre cada una de las dos ruedas.

En nuestro caso el piñón y la corona son ruedas cilíndricas de dientes helicoidales, ya que, el diferencial está dentro de la caja de cambios.

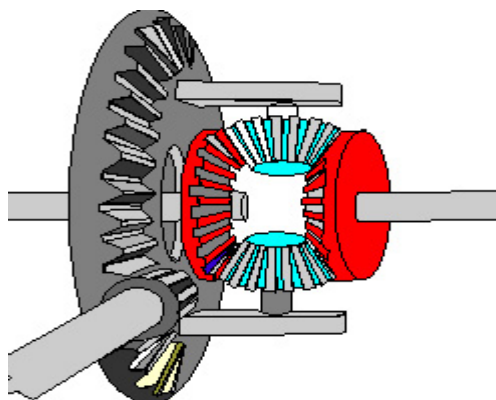


Figura 17: Elemento diferencial.

3.4.1 Tipos de diferenciales.

Los diferenciales se clasifican en dos grandes grupos, siendo estos: Diferenciales convencionales y diferenciales autoblocantes.

Diferenciales convencionales

Está basado en la utilización de engranajes cónicos. El par motor se transmite a la corona situada en la carcasa exterior. Sobre ejes montados en dicha carcasa giran varios engranajes cónicos (piñones satélites) que, a su vez, engranan con sendos piñones cónicos (engranajes planetarios) que accionan las transmisiones que van a las ruedas.

Cuando el camino que deben recorrer ambas ruedas es el mismo, los piñones satélites no giran respecto de su eje y transmiten a cada eje de salida un par que es función de la resistencia ofrecida por el mismo.

Por lo contrario, cuando el camino a recorrer por cada rueda es diferente, la rotación de los piñones satélites permite que las velocidades de salida de ambas transmisiones sean diferentes.

El diferencial reparte el esfuerzo de giro de la transmisión entre los semiejes de cada rueda, actuando como un mecanismo de balanza, es decir, haciendo repercutir sobre una de las dos ruedas el par.

Esta característica de funcionamiento supone la solución para el adecuado reparto del par motor entre ambas ruedas motrices cuando el vehículo describe una curva, pero a la vez manifiesta como un serio inconveniente cuando una de las dos ruedas pierde su adherencia con el suelo total o parcialmente.

Cuando esto ocurre dicha rueda tiende a embalsarse, absorbiendo todo el par, mientras que la opuesta permanece inmóvil, lo que se traduce en pérdida de tracción del coche.

Diferenciales autoblocantes

En la actualidad los diferenciales autoblocantes han sido desplazados por los controles de tracción electrónicos, los cuales detectan con los captadores de ABS la rueda que patina, frenando la misma y mandando el exceso de par a la otra rueda, de igual forma que haría un diferencial autoblocante. Los diferenciales autoblocantes presentan claras ventajas frente al diferencial convencional.

En cuanto a estabilidad, con el dispositivo autoblocante, cuando una de las dos ruedas motrices pierde adherencia (se levanta en una curva, pasa sobre una placa de hielo, etc.) no se produce su embalamiento, por lo tanto, no aparece el riesgo que se da en los diferenciales normales de que la rueda, girando loca, haga desviarse bruscamente al recuperar su adherencia normal.

-Diferenciales autoblocantes mecánicos: Estos diferenciales se suelen montar en vehículos de tracción trasera, de gran potencia, ya que son susceptibles de perder adherencia durante aceleraciones fuertes en una de las ruedas, siendo necesario el enclavamiento de éste determinado valor, para evitar desplazamientos excesivos que generaría un sobreviraje. Mediante este tipo de diferencial, se mejora la transmisión de esfuerzos, a la vez que evita un patinaje continuo de la rueda con menos adherencia y sus consecuencias para la estabilidad.

-Diferencial viscoso: Es aquel en el que no existe una unión mecánica entre los semiejes, sino a través de un fluido de alta viscosidad. Este fluido baña un cilindro en el

que hay dos juegos de discos intercalados, cada uno de ellos solidario con uno de los semiejes del diferencial.

Si la diferencia de giro entre estos dos juegos de discos no es grande se mueven casi independientes. Ahora bien, a medida que la diferencia de giro aumenta, los que giran más rápido tienden a arrastrar a los otros. Si se trata de un diferencial trasero, por ejemplos, y una de las dos ruedas patina, arrastra en alguna medida a la otra, lo que mejora la tracción.

En este sistema el principal inconveniente es que su funcionamiento está muy condicionado por la temperatura del fluido, que pierde viscosidad a medida que se calienta.

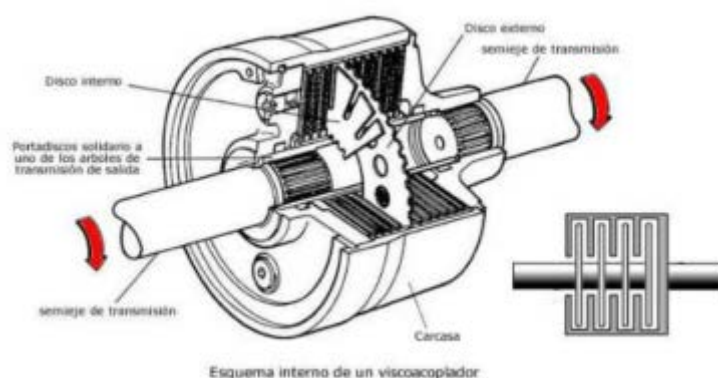


Figura 18: Diferencial viscoso o viscoacoplador.

-Diferencial torsen: Los diferenciales Torsen aportan una ventaja frente a todos los sistemas estudiados, no son diferenciales exactamente autoblocantes, ya que no se bloquean para una determinada cantidad de revoluciones, sino que envían el par a la rueda que mejor puede traspasarla al suelo.

Frente a los diferenciales autoblocantes tradicionales, evitan el desplazamiento de una de las ruedas, aportando sólo lo que ésta puede mandar al suelo, y desviando el excedente a la otra.

Basa su funcionamiento en la combinación de una serie de engranajes convencionales y helicoidales. En concreto, se utilizan tres pares de ruedas helicoidales que engranan a través de dientes rectos situados en sus extremos. La retención o el aumento de la fricción se produce porque las ruedas helicoidales funcionan como un mecanismo de tornillo sinfín.

Si lo comparamos con un diferencial convencional, en el Torsen se sustituyen los satélites convencionales por res pares de engranajes helicoidales, engranados dos a dos por piñones de dientes rectos en sus extremos. Los planetarios en este caso son tornillos sinfín, con los cuales engrana cada uno de los engranajes helicoidales.

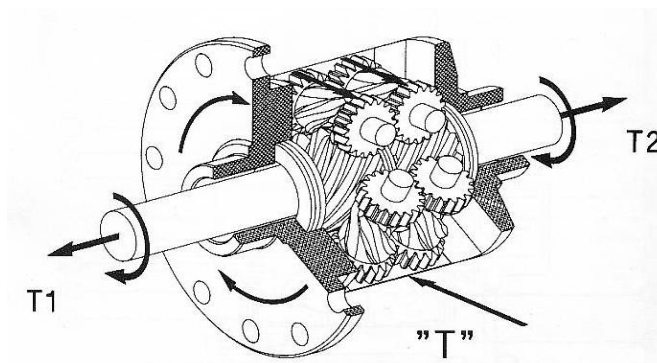


Figura 19: Esquema de un diferencial torsen.

-Diferenciales de deslizamiento controlado: Se diferencia del visco acoplador en los materiales de los elementos rozantes, en el líquido usado y el mecanismo de control presentado, por lo demás la constitución es parecida. Consiste también en un paquete de discos conductores y conducidos salvo que ahora los discos transfieren el movimiento entre ellos por fricción además poseen un sistema hidráulico que los presiona de igual modo que un embrague convencional.

Este sistema mejora frente al visco acoplador en el sentido de que se puede mandar par según la presión ejercida sobre los discos, no requiriendo un deslizamiento entre ellos para que actúe, lo que permite controlar el reparto no en función de la diferencia de velocidades de giro.

Es muy útil, porque se puede generar reparto de par a uno y otro eje en función del uso que pretendamos del vehículo, cambiando este reparto sobre la marcha, pudiendo derivar más par al tren trasero o delantero en función de cada momento, mediante una gestión electrónica que contempla las exigencias del conductor, así como el deslizamiento en alguno de los ejes.



Figura 20: Despiece de un diferencial de deslizamiento controlado.

4- REQUISITOS DE DISEÑO

Marca	Renault
Modelo	Clío sport
Cilindrada(cm^3)	1998
C.V	197 a 7250 rpm
Par(N·m)	215 a 5550 rpm
Número de relaciones	6
Tracción	Delantera
Posición del motor	Delantero transversal
Ancho de los neumáticos (mm)	215
Perfil neumático (%)	45
Dimensiones de las llantas (plg)	17
Velocidad máxima (Km/h)	215
Peso (Kg)	1315
Aceleración de 0-100 (segundos)	6,9
Consumo medio	8.9L/100Km

Tabla 2: Datos del vehicula a diseñar.

5- RESULTADOS FINALES

5.1 Disposición de la transmisión.

Con los datos proporcionados por el fabricante se optara por la configuración motor delantero y tracción delantera. Es el más usado en los utilitarios de uso normal. Esto es debido a que son más fáciles de manejar en nieve o condiciones extremas ya que la mayor concentración de peso se encuentra en el eje delantero debido al motor y caja de cambios, lo que hace aumentar la tracción. Al ser un vehículo pequeño y de poco peso, conseguimos una gran aceleración y una buena estabilidad sobre todo en paso por curva.

5.2 Embrague.

Es uno de los elementos más importantes de la transmisión, debido a que es el encargado de transmitir la potencia y el par que se genera en el motor al eje primario de la caja de cambios.

Todo el conjunto del embrague es un elemento comercial, lo fabrican empresas externas a la marca. Pero para que puedan realizarlo, necesitan el despiece de todas las partes con las medidas y los materiales de los que está compuesto. Se pueden seleccionar varios tipos de materiales dependiendo del uso que se le dé al vehículo. Estos materiales tienen distintos coeficientes de fricción y propiedades, de forma que dependiendo de la temperatura, tiene unas propiedades u otras.

Son muy importantes las medidas que tiene que tener el disco de embrague, ya que la fricción que se tiene que ejercer tiene que ser suficiente para transmitir el par máximo.

También se debe tener en cuenta la fuerza necesaria que debe ejercer el plato de presión sobre el disco, para evitar que este patine. De igual manera, el recorrido y la fuerza que debe hacer el cojinete de empuje sobre el diafragma es también importante para poder embragar/desembragar.

Se ha optado en este proyecto por utilizar un embrague de fricción de un compuesto híbrido carbono-cerámico/orgánico con las siguientes características:

Diámetro exterior	215 mm
-------------------	--------

Diámetro interior	150,6 mm
Presión	1,68 Kg/cm ²
Fuerza axial	365,95 Kg
Par de rozamiento	262,43 Nm
Estriado	6,097 mm

Tabla 3: Características del embrague.

5.3 Caja de cambios.

En cuanto a la caja de cambios se ha optado por una caja de cambios manual de toma constante (3 ejes).

Los engranajes que componen la caja de cambios serán de acero 20MnCr5. Tanto los engranajes rectos y helicoidales se guiarán por la norma Une 18-018-52 del dibujo industrial.

Los ejes se fabricaran de un acero bastante resistente ya que tienen que soportar diferentes fuerzas y a diferentes velocidades durante toda su vida de útil. Por lo tanto para su fabricación se utilizara un acero mejorado. Estos ejes se soportan y giran por medio de unos rodamientos de bolas y cilíndricos. Los ejes también seguirán la norma UNE que hace referencia al dibujo industrial 18-018-52. Los sincronizadores se fabricaran también en acero 20MnCr5 mediante un proceso de mecanizado.

Primero se ha procedido al cálculo de la relación de transmisión del diferencial que posteriormente se tendrá en cuenta en el cálculo de la relación de transmisión de cada marcha:

i_{tc}	1:2
i_1	1:3,86
i_2	1:2,95
i_3	1:2,25
i_4	1:1,72
i_5	1:1,31

i_6	1:1
i_{ma}	1:3,6

Tabla 4: Relaciones de transmisión.

El próximo paso es comprobar que nuestro vehículo efectivamente supera las fuerzas de resistencia que tenemos en la 1ª y 6ª velocidad. Como hemos realizado en el anexo de cálculos, nuestro vehículo lo cumple.

El cálculo del número de dientes de las ruedas se hace a través de las relaciones de transmisión, teniendo en cuenta que no tienen que ser muy grandes, lo que nos llevaría a una caja de cambios muy grande, ni tampoco muy pequeños lo que nos acarrearía interferencia entre ruedas.

i_{tc}	$Z_{tc} = 12$ $Z'_{tc} = 24$
i_1	$Z_1 = 13$ $Z_2 = 25$
i_2	$Z_3 = 16$ $Z_4 = 23$
i_3	$Z_5 = 19$ $Z_6 = 21$
i_4	$Z_7 = 20$ $Z_8 = 17$
i_5	$Z_9 = 23$ $Z_{10} = 15$
i_6	$Z_{11} = 25$ $Z_{12} = 13$
i_{ma}	$Z_R = 15$ $Z'_R = 27$

Tabla 5: Número de dientes de cada rueda

Para poder calcular el módulo de las ruedas, primero necesitamos conocer el ángulo de la hélice β de cada par de ruedas ya que en nuestro caso las hemos elegido helicoidales por el hecho de que tenemos menos ruido y mejor transmisión; para ello

sabemos que la distancia entre ruedas se tiene que mantener constante en todas las marchas.

Mediante las formulas correspondientes se calcularan cada uno de los ángulos:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_a} \cdot (Z + Z')$$

i_{tc}	$\beta a_{tc} = 29,83^\circ$
i_1	$\beta a_{12} = 23,69^\circ$
i_2	$\beta a_{34} = 20^\circ$
i_3	$\beta a_{56} = 15,45^\circ$
i_4	$\beta a_{78} = 26,93^\circ$
i_5	$\beta a_{9,10} = 23,69^\circ$
i_6	$\beta a_{11,12} = 23,69^\circ$

Tabla 6: Ángulos de dientes helicoidales.

Ahora se procederá al cálculo del módulo de los dientes (helicoidales y rectos) a duración y desgaste a partir de las fórmulas que aparecen en la norma DIN:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot b d_1^2 \cdot \cos^3 \beta}{\Psi \cdot Z^2}}$$

$$b d_1^2 = 445000 \frac{N(i+1)}{K \cdot n \cdot i}$$

1ra velocidad	$m_1 = 4,18$
2da velocidad	$m_2 = 4,28$
3ra velocidad	$m_3 = 4,02$
4ta velocidad	$m_4 = 3,7$
5ta velocidad	$m_5 = 3,5$

6ta velocidad	$m_6 = 2,99$
Toma constante	$m_{tc} = 3,72$
Marcha atrás	$m_{ZR} = 4,34$ $m_{ZR} = 3,89$

Tabla 7: Módulo de los dientes.

Una vez se ha calculado los ángulos de los engranajes helicoidales y los módulos se continúa dimensionando cada una de las ruedas que componen la caja de cambios. En el apartado de cálculo y mediante las formulas correspondiente se obtienen cada una de los radios de las ruedas, además de los ángulos α_a de los engranajes.

El siguiente paso es el cálculo de las fuerzas que se generan en cada par de ruedas de todas las marchas, debido a que están continuamente girando y engranadas, estas fuerzas son la tangencial, la radial y la axial debido a que son ruedas helicoidales.

$$\text{Fuerza tangencial: } U = \frac{T}{R}$$

$$\text{Fuerza radial: } F_R = U \cdot tg\alpha_a$$

$$\text{Fuerza axial: } F_a = U \cdot tg\beta_a$$

$$\text{Fuerza resultante: } W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2}$$

También se calcularán las fuerzas en cada par de ruedas de cada marcha teniendo en cuenta el diferencial, ya que estas serán las que utilizaremos para poder calcular el diámetro de los ejes.

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{dif}}$$

$$F_R = U \cdot tg\alpha_a$$

$$F_a = U \cdot tg\beta_a$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}}$$

El diseño de un eje tiene interdependencia con otros elementos montados sobre el mismo. Al diseñar un eje, se consideran aspectos como: selección del material, configuración geométrica, tensión y resistencia tanto estática y fatiga, deflexión y rigidez así como vibraciones debido a frecuencias naturales etc.

Los ejes suelen estar escalonados (constan de varios diámetros) para acomodar a los distintos elementos asociados, como son los rodamientos.

Además para diseñar nuestros ejes tenemos que tener en cuenta algunos aspectos importantes a la hora de elegir nuestra configuración: Se debe tratar de evitar concentraciones de tensiones elevadas en secciones con esfuerzos altos, se debe tratar de que los ejes sean biapoyados, que los ejes sean lo más cortos posibles además de situar los elementos cerca de los apoyos así se reducen las reacciones y los rodamientos necesarios serán más pequeños.

Para el cálculo de los ejes de la caja hemos utilizado el código ASME que se basa, en la suposición de que el árbol esté construido de un material dúctil cuya resistencia a la rotura por tracción es doble de la resistencia a la rotura por corte. Para este caso, el cálculo del diámetro del árbol se rige por la teoría de la máxima tensión tangencial, independientemente de la relación del momento torsor y momento flector.

El código ASME permite calcular el diámetro de una forma conservadora, basado en mayorar los momentos torsor y flector. Se utilizara el mismo procedimiento para los tres ejes: primario, intermediario y secundario.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Dónde:

d: Es el diámetro del eje

CS: Es el coeficiente de seguridad, se tomara 2

σ_s : Es la tensión de fluencia del material (34Cr4 $\sigma_s = 100 \frac{Kg}{mm^2} = 981 \frac{N}{mm^2}$)

C_m : Es el coeficiente para fatiga e impacto para el momento flector

M: Es el momento flector

C_t : Es el coeficiente para fatiga e impacto para el momento torsor

T: Es el momento torsor

Calculamos los momentos flectores y pares torsores en las diferentes secciones del eje, y nos quedamos con los mayores valores que tengamos en la misma sección; importante esta última parte porque no podemos coger los valores mayores de diferentes secciones.

Introducimos los valores en la fórmula del código ASME y obtenemos el diámetro. Como hay que hacer lo mismo para todas las marchas y nos van a dar valores diferentes, al final elegimos el mayor de todos ellos.

Marcha	Eje intermedio	Eje secundario
1ra	31,09 mm	29,92 mm
2da	36,64 mm	35,71 mm
3ra	36,66 mm	35,63 mm
4ta	36,25 mm	35,74 mm
5ta	34,65 mm	34,01 mm
6ta	30,96 mm	30,38 mm
Marcha atrás	34,27 mm	34,29 mm

Tabla 8: Diámetros de los ejes.

Por lo que el diámetro de eje escogido para el eje intermedio será de 40 mm por razones de construcción tanto para el eje intermedio como para el secundario.

5.4 Elementos comerciales.

5.4.1 Rodamientos.

Los rodamientos sirven de soporte a ejes o elementos giratorios, en los que la carga se transmite a través elementos en contacto rodante (bolas o rodillos).

Normalmente se suelen usar los rodamientos de bolas en aplicaciones de grandes velocidades de giro del eje y los de rodillos cuando el rodamiento deba soportar cargas altas.

Un rodamiento está sometido a fuerzas, movimientos, impactos, aceleraciones, vibraciones y condiciones ambientales adversas como son: suciedad, humedad, temperaturas elevadas.

A la hora de seleccionar un rodamiento debemos tener en cuenta que:

- Deben encajar en un espacio determinado.
- Deben ser capaces de soportar las cargas (fuerza radial y/o axial) a las que están sometidos.

Un rodamiento suele estar formado por 4 componentes: anillo interior, anillo exterior, elemento rodante y jaula (separador):

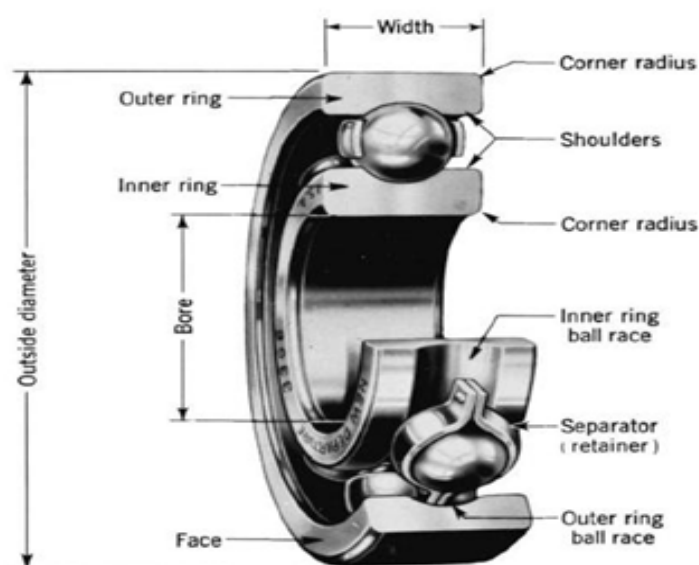


Figura 21: Rodamiento de bolas.

En cuanto a la durabilidad de los rodamientos, cuando los elementos rodantes ruedan sobre las pistas de los anillos, introducen tensiones variables en el rodamiento, con lo que el fallo es a fatiga. Se considera que el fallo por fatiga se da cuando aparecen los primeros síntomas de fatiga en el rodamiento (y no cuando se da el fallo catastrófico).

La vida de un rodamiento se cuantifica como el número de revoluciones del anillo interior (anillo exterior fijo) hasta los primeros síntomas de fatiga.

Debido a la alta dispersión de la fatiga, se define la “Vida nominal (L10)”: número de revoluciones del anillo interior (anillo exterior fijo) sin que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el 90% de un grupo de rodamientos iguales (FIABILIDAD DEL 90%). Evidentemente, la vida nominal L10 es diferente para cada valor de carga aplicada. Se cumple que $F \cdot (L_{10})^{1/a}$ es constante.

a=3 para rodamientos de bolas

a=10/3 para rodamientos de rodillos cilíndricos o de rodillos cónicos

Los fabricantes definen en sus catálogos una carga nominal C de referencia, correspondiente a un determinado valor de duración L10.

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a}$$

Para una fiabilidad diferente al 90% (con su duración L10), la duración L para rodamientos de bolas y rodillos cilíndricos:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(1/R)]^{1/1,483}}$$

La capacidad necesaria suele mayorarse por un factor de aplicación de carga, que tiene en cuenta la aplicación en la cual se va a usar el rodamiento. En la fórmula $F \cdot (L_{10})^{1/a}$, en la cual se relaciona la carga que soporta el rodamiento con su duración, la fuerza F es una fuerza radial.

Los rodamientos de bolas pueden soportar cargas axiales además de cargas radiales. El rodamientos se selecciona en base a las dimensiones y capacidad de carga requeridos.

En cuanto al montaje de los mismos, los catálogos de fabricantes proporcionan explicaciones detalladas de montaje. Lo más habitual es que el eje esté biapoyado, con un rodamiento en cada extremo, en cuyo caso sólo uno de los rodamientos se lleva la carga axial aunque en otros casos se ponen dos rodamientos en un punto para aumentar la rigidez o la capacidad de carga en ese apoyo

En cuanto al ajuste, lo ideal es que el rodamiento tenga un ajuste a presión tanto en el anillo interior como en el exterior.

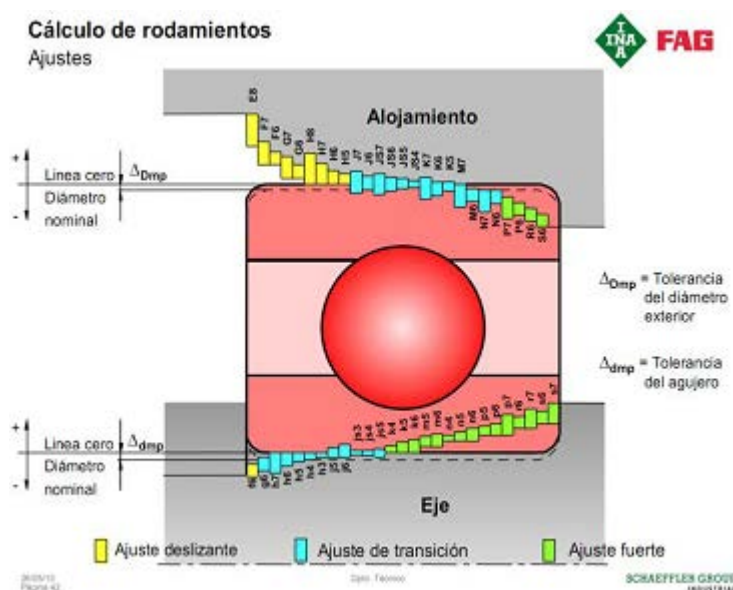


Figura 22: Ajuste para rodamientos.

Para el cálculo, utilizamos las fuerzas radiales y axiales calculadas en cada marcha en el apartado de ejes, y obtenemos la fuerza equivalente:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

$$F_e = C_s \cdot F_e$$

Para hallar la fuerza total de todas las marchas, utilizamos la siguiente fórmula y obtenemos la fuerza equivalente total que tiene que soportar nuestro rodamiento:

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_6^3 \cdot \frac{q_6}{100} + F_{ma}^3 \cdot \frac{q_{ma}}{100}}$$

Después calculamos la duración nominal y con ello obtenemos la carga nominal para poder entrar en el catálogo y elegir el rodamiento que nos aguante esa carga; hay que

tener en cuenta que el diámetro interior del rodamiento tiene que entrar a presión, por lo tanto elegiremos un diámetro de 5 mm menos para que quede ajustado.

En cuanto a la configuración que hemos elegido para nuestra caja de cambios, son un rodamiento de rodillos cilíndrico en el apoyo A y un rodamiento de bolas en el apoyo B para el eje intermediario.

Para el cálculo de los rodamientos vamos a tener en cuenta las fuerzas que se dan en los apoyos del eje. Realizaremos un cálculo a fatiga ya que este eje transmite fuerzas no constantes a una velocidad angular constante.

Fuerzas:

Marcha	Carga Radial A (N)	Carga Radial B (N)	Carga Axial (N)
1ra	8582,78	1445,94	1750,97
2da	5955,5	3059,38	112,23
3ra	5284,99	3408,07	1153,46
4ta	5264,5	4483,67	329,95
5ta	5553,2	4602,47	560,37
6ta	6207,81	5370,51	820,85
ma	6092,41	10322,82	3565,1

Tabla 9: Fuerzas en los apoyos del eje intermediario.

El rodamiento seleccionado para el apoyo A es el NUP 2208 ECP con las siguientes características (d=40mm, D=80mm, B=23mm, C=81,5 kN, Co=75 kN).

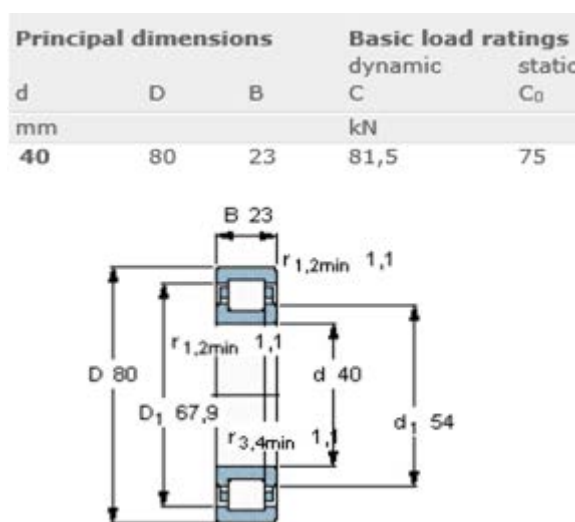


Figura 23: Rodamiento de rodillos cilíndricos NUP 2208 ECP

Mientras que para el apoyo en B se utilizará el rodamiento de bolas QJ 308 MA con las siguientes características ($d= 40 \text{ mm}$, $D= 90 \text{ mm}$, $B= 23 \text{ mm}$, $C=78 \text{ KN}$, $Co=64 \text{ KN}$)

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica	
d	D	B	dinámica	estática
mm			kN	
40	90	23	78	64

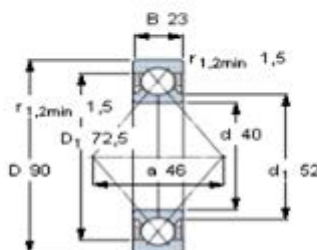


Figura 24: Rodamiento de bolas QJ 308 MA

En el caso del eje secundario en el apoyo C se ha utilizado un rodamiento de rodillos cilíndrico y en el apoyo D por cuestiones explicadas en el apartado de los cálculos se tomarán 2 rodamientos de bolas de contacto angular con un montaje en parejas.

Este eje también tiene dos rodamientos, uno de ellos en el mismo apoyo donde se encuentra un rodamiento del eje primario y el otro, en la salida de la caja de cambios. Para el cálculo de los rodamientos vamos a tener en cuenta las fuerzas que se dan en los apoyos del eje. Realizaremos un cálculo a fatiga ya que este eje transmite fuerzas no constantes a una velocidad angular no constante.

Las fuerzas con las que contamos son:

Marcha	Carga Radial C (N)	Carga Radial D (N)	Carga Axial (N)
1ra	12210,184	973,95	5316,07
2da	8251,21	2607,47	3677,33
3ra	6325,55	3009,66	2411,64
4ta	4251,46	4045,5	3895,05
5ta	3170,85	4206,51	3004,73
6ta	1740,68	4996,86	2744,25
ma	2081,62	10120,96	0

Tabla 10: Fuerzas en los apoyos del eje secundario.

El rodamiento seleccionado para el apoyo C es el NUP 2208 ECP con las siguientes características ($d=40\text{mm}$, $D=80\text{mm}$, $B=23\text{mm}$, $C=81,5\text{ kN}$, $C_0=75\text{ kN}$).

Principal dimensions			Basic load ratings	
d	D	B	dynamic C	static C_0
mm			kN	
40	80	23	81,5	75

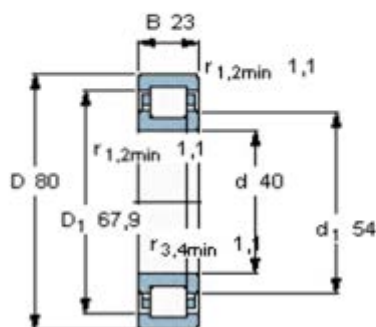


Figura 25: Rodamiento de rodillos cilíndricos NUP 2208 ECP

Mientras que para el apoyo D del eje secundario se colocaran 2 rodamientos de bolas QJ 308 MA montaje en parejas del fabricante SKF ($d=40\text{ mm}$, $D=90\text{ mm}$, $B=23\text{ mm}$, $C=78\text{ kN}$, $C_0=64\text{ kN}$).

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica	
d	D	B	dinámica C	estática C_0
mm			kN	
40	90	23	78	64

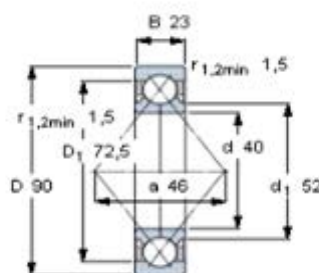


Figura 26: Rodamiento de bolas QJ 308 MA

Para las ruedas locas del eje secundario hemos optado por poner rodamientos de agujas; en este caso, son rodamientos que no soportan fuerza axial, por lo tanto no las tenemos en cuenta para el cálculo.

El procedimiento del cálculo es igual que el mostrado anteriormente; pero al no tener fuerza axial, el cálculo se resume en obtener la resultante entre la radial y la tangencial y después aplicar los coeficientes

Después calculamos la duración L_{10} y obtenemos la capacidad de carga que debe soportar cada rodamiento; tenemos que hacer lo mismo para cada rueda de cada marcha.

Con estos datos nos dirigimos al catálogo del fabricante y sabiendo que tiene que tener como mínimo la capacidad de carga calculada, elegimos un rodamiento teniendo en cuenta que tiene que entrar a presión para que no haya holguras y no se salga.

A continuación mostramos los rodamientos y sus respectivas características obtenidas del catálogo del fabricante SKF.

Marcha	Rodamiento
1ra	NA 6908
2da	NA 6908
3ra	NA 6908
4ta	NA 6908
5ta	NA 6908
6ta	NA 4908

Tabla 11: Rodamientos de aguja de las ruedas locas

El rodamiento NA 6908 presenta las siguientes características: $d= 40$ mm, $D= 62$ mm, $B= 40$ mm, $C= 67,1$ KN, $C_0=125$ KN.

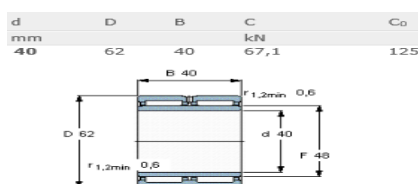


Figura 27: Rodamiento NA 6908

Mientras que el rodamiento NA 4908 con las siguientes características: $d= 40$ mm, $D= 62$ mm, $B= 22$ mm, $C= 42,9$ KN, $C_0= 71$ KN.

d	D	B	C	C_0
mm			kN	
40	62	22	42,9	71

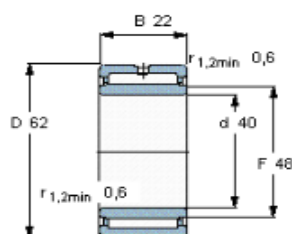


Figura 28: Rodamiento NA 4908

5.4.2 Chavetas.

Las chavetas sirven para transmitir el par torsor entre el eje y el elemento. La más común es la cuadrada o la rectangular. Tienen dimensiones normalizadas en función del diámetro del eje. La longitud de la chaveta (L) se calcula en base a la torsión a transmitir. Se recomienda no usar CS muy altos, para que en caso de sobrecarga, la chaveta funciones de fusible mecánico.

Existen otros tipos de chavetas (circulares, trapezoidales, woodruff...), así como pasadores, varillas roscadas, anillos de retención, ejes estriados...ya sea para transmitir par torsor como para fijar axialmente.

En nuestro caso, las chavetas que irán en las ruedas fijas de los ejes, serán de acero Ck60 y nos vamos a guiar por la norma DIN 6885/1 y por la norma UNE 17-102-67(1) respecto al dibujo industrial. Irán situadas en los engranajes fijos al eje.

-Fórmulas para el cálculo de la longitud de las chavetas:

Cortadura:

$$\frac{F}{A_{cort}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs}$$

Dónde:

F: Fuerza ejercida sobre la chaveta.

A: Área de cortadura.

σ_{yp} : Tensión de fluencia.

Cs: Coeficiente de seguridad.

Aplastamiento:

$$\frac{F}{A_{aplast}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs}$$

Dónde:

F: Fuerza ejercida sobre la chaveta.

A: Área de aplastamiento.

σ_{yp} : Tensión de fluencia.

Cs: Coeficiente de seguridad.

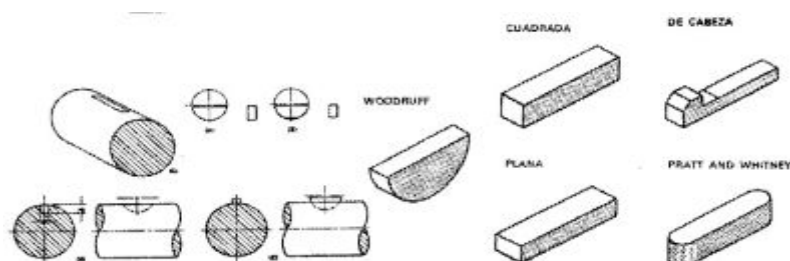


Figura 29: Tipos de chavetas.

	Cortadura	Aplastamiento
Eje primario	$L \geq 24,34 \text{ mm}$	$L \geq 24,34 \text{ mm}$
Eje intermediario	$L \geq 12,18 \text{ mm}$	$L \geq 18,26 \text{ mm}$
Eje secundario	$L \geq 21,92 \text{ mm}$	$L \geq 32,87 \text{ mm}$

Tabla 12: Características de las chavetas.

5.5 Sincronizadores.

Este mecanismo es el que permite fijar la rueda de la marcha que queremos seleccionar, que se encuentre girando loca, y que mediante el sincronizador se fija al eje para transmitir el par y las revoluciones del motor. De este modo, se pueden seleccionar la marcha que se desee.

Las dimensiones del cubo y la corona vienen definida en la norma DIN 5480, que utiliza la siguiente fórmula:

$$L_t = \frac{F_u}{h \cdot p \cdot Z} \cdot K$$

Dónde:

p (N/mm^2): Es la presión en los flancos

K: Es el factor soporte (K=1,35)

F_u (N): Fuerza tangencial en el eje. $F_u = T/r$. T es el momento de giro y $r = d/2$

h: Es la altura portante de los dientes.

L_t : Longitud portante de la unión.

Z: Es el número de dientes.

	Sincronizador de 1 ^{ra} y 2 ^{da}	Sincronizador de 3 ^{ra} y 4 ^{ta}	Sincronizador de 5 ^{ta} y 6 ^{ta}
Longitud de nervado	18,26 mm	10,48 mm	18,26 mm
Diámetro interior	60 mm	50 mm	34 mm
Diámetro exterior	70 mm	60 mm	40 mm

Tabla 13: Características de los sincronizadores.

INDICE

1.- Fuerzas resistentes.....	6
1.1.- Fuerzas sobre cada rueda.....	6
1.2.- Fuerza de rodadura.....	6
1.3.- Fuerza debida a la pendiente.....	7
1.4.- Fuerza debido a la inercia.....	7
1.5.- Fuerza debido a la resistencia del aire.....	8
2.- Embrague.....	9
2.1.- Material del embrague	10
2.2.- Dimensiones del embrague	11
2.3.- Energía necesaria para el desembrague	13
2.4.- Cálculo del estriado del eje	14
3.- Relación de cada marcha	16
3.1.- Cálculo de la relación del diferencial.....	16
3.2.- Cálculo de la relaciones de cada marcha.....	18
3.3.- Comprobación de la primera velocidad.....	20
3.4.- Comprobación de la sexta velocidad.....	21
4.- Cálculo del número de dientes de las ruedas dentadas.....	23
4.1.- Primera velocidad.....	23
4.2.- Segunda velocidad.....	24
4.3.- Tercera velocidad.....	24
4.4.- Cuarta velocidad.....	25

4.5.- Quinta velocidad.....	25
4.6.- Sexta velocidad.....	25
4.7.- Marcha atrás.....	26
4.8.- Cálculo de β_a	26
5.- Cálculo del módulo.....	28
5.1.- Modulo de la primera velocidad.....	29
5.2.- Modulo de la segunda velocidad.....	29
5.3.- Modulo de la tercera velocidad.....	30
5.4.- Modulo de la cuarta velocidad.....	30
5.5.- Modulo de la quinta velocidad.....	31
5.6.- Modulo de la sexta velocidad.....	31
5.7.- Módulo del engranaje de toma constante	31
5.8.- Módulo de los engranajes marcha atrás.....	32
6.- Cálculo de las dimensiones de los engranajes	34
6.1.- Radios de las ruedas	34
6.2.- Ángulos de los engranajes helicoidales.....	35
7.- Fuerzas sobre los dientes.....	37
7.1.- Fuerzas de la primera velocidad	38
7.2.- Fuerzas de la segunda velocidad	38
7.3.- Fuerzas de la tercera velocidad	39
7.4.- Fuerzas de la cuarta velocidad	39
7.5.- Fuerzas de la quinta velocidad	39
7.6.- Fuerzas de la sexta velocidad	40

7.7.- Fuerzas engranajes de toma constante	40
7.8.- Fuerzas engranajes de marcha atrás	40
8.- Fuerzas en el diferencial.....	41
8.1.- Primera velocidad.....	41
8.2.- Segunda velocidad.....	42
8.3.- Tercera velocidad.....	42
8.4.- Cuarta velocidad.....	42
8.5.- Quinta velocidad.....	43
8.6.- Sexta velocidad.....	43
8.7.- Marcha atrás.....	44
9.- Cálculo del diámetro de los ejes.....	45
9.1.- Eje Intermedio o intermediario.	45
9.1.1.- Primera velocidad.....	46
9.1.2.- Segunda velocidad.....	47
9.1.3.- Tercera velocidad.....	48
9.1.4.- Cuarta velocidad.....	49
9.1.5.- Quinta velocidad.....	50
9.1.6.- Sexta velocidad.....	51
9.1.7.- Marcha atrás.....	52
9.2.- Eje secundario.....	53
9.2.1.- Primera velocidad.....	53
9.2.2.- Segunda velocidad.....	54
9.2.3.- Tercera velocidad.....	55

9.2.4.- Cuarta velocidad.....	57
9.2.5.- Quinta velocidad.....	58
9.2.6.- Sexta velocidad.....	59
9.2.7.- Marcha atrás.....	60
10.- Rodamientos.....	62
10.1.- Eje Intermedio o intermediario.	62
10.1.1.- Rodamiento en A.....	62
10.1.2.- Rodamiento en B.....	66
10.2.- Eje secundario.....	69
10.2.1.- Rodamiento en C.....	69
10.2.2.- Rodamiento en D.....	72
10.3.- Rodamientos de las ruedas del eje secundario (Ruedas locas).....	74
10.3.1.- Primera velocidad.....	74
10.3.2.- Segunda velocidad.....	75
10.3.3.- Tercera velocidad.....	76
10.3.4.- Cuarta velocidad.....	76
10.3.5.- Quinta velocidad.....	77
10.3.6.- Sexta velocidad.....	78
11.- Sincronizadores.....	79
11.1.- Dimensiones de los sincronizadores.....	81
12.- Dimensiones de los elementos del diferencial.....	83
12.1.- Dimensiones de los satélites.....	84
12.2.- Dimensiones de los planetarios.....	84

12.3.- Dimensiones del piñón.....	85
12.4.- Dimensiones de la corona.....	85
13.- Chavetas.....	87
13.1.- Chaveta del eje primario.....	89
13.2.- Chaveta del eje intermediario.....	89
13.3.- Chaveta del eje secundario.....	90

1- FUERZAS RESISTENTES

1.1 Fuerzas sobre cada rueda

Es la fuerza que el peso del vehículo ejerce sobre cada rueda. Además del propio peso del vehículo tenemos que tener en cuenta que este puede ir cargado o descargado, por lo que para el cálculo se tomará la masa máxima autorizada. Para el cálculo de esta fuerza utilizaremos la ecuación:

$$Pr = (Pv + Pc) \times \% Prt$$

$$Fr = Pr \times \mu a$$

Donde:

P_r : Peso en cada rueda tractora

P_v : Peso del coche

P_c : Carga admisible

P_{rt} : % de peso en cada rueda (se tomará 0,25)

F_r : Fuerza sobre cada rueda

μa : Coeficiente de adherencia (se tomará 0,5)

Luego:

$$Pr = (1315 + 435) \times 0,25 = 437,5 \text{ Kg}$$

$$Fr = 437,5 \times 0,5 = 218,75 \text{ Kgf}$$

1.2 Fuerzas de rodadura

Esta fuerza es debida a la rodadura de las ruedas en el asfalto. Debemos tener en cuenta que los cuerpos en contacto no son ideales, por lo que no va a haber contacto en una sola generatriz de la rueda, sino que será una sección la que esté en contacto con el asfalto. Para el cálculo de esta fuerza utilizaremos la ecuación:

$$Frod = (Pv + Pc) \times \mu r$$

Donde μr es el coeficiente de rodadura: (se tomará 0,065 según [5] Libro Manuel Cascajosa).

Luego:

$$Frod = (1315 + 435) \times 0,065 = 113,75 \text{ Kg}$$

1.3 Fuerzas debido a la pendiente.

Esta fuerza aparece siempre que el vehículo encuentre subiendo una pendiente, y es debido a la componente longitudinal del peso. La pendiente máxima fijada por el cliente es de 40%. Se utilizara la siguiente ecuación para el cálculo de esta fuerza:

$$F_{pend} = (P_v + P_c) \times i_{max}$$

Donde:

F_{pend} es la fuerza debido a la pendiente

P_v es el peso del coche

P_c es la carga admisible

i_{max} es el % de la pendiente máxima a superar

Luego:

$$F_{pend} = (1315+435) \times 0,4 = 700 \text{ Kg}$$

1.4 Fuerzas debido a la inercia.

Aparece debido a la fuerza que tiene el vehículo por el hecho de encontrarse a una velocidad. Se presenta siempre que cambie la aceleración del vehículo, por ello, al iniciar la marcha siempre hay una inercia, o al aminorar la marcha cuando vamos a una determinada velocidad.

Para el cálculo de esta fuerza, se supondrá la inercia que tiene en la aceleración de 0 a 100km/h, que en el caso del Clio Sport los alcanza en 6,9 segundos.

Se utilizarán las siguientes ecuaciones: $F_i = m_v \cdot a$ $v = v_0 + a \cdot t$

Luego:

$$v_0 = 0 \longrightarrow a = v/t$$

$$v = 100 \text{ km/h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} = 27,77 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{27,77 \text{ m/s}}{6,9 \text{ s}} = 4,0257 \text{ m/s}^2$$

$$m_v = \frac{1315 \text{ kgf}}{9,81 \text{ m/s}^2} = 134,046 \text{ kg}$$

$$F_i = m_v \cdot a = 134,046 \text{ kg} \cdot 4,0257 \text{ m/s}^2 = 539,63 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ kgf}}{9,81 \text{ N}} = 55 \text{ kgf}$$

1.5 Fuerzas debido a la resistencia del aire.

La fuerza de resistencia aerodinámica es proporcional a la presión dinámica del aire y al área frontal del vehículo. También aparece la constante de proporcionalidad denominada coeficiente de resistencia aerodinámica (C_x).

Esta fuerza aparece siempre que el vehículo esté en movimiento, a menos que la velocidad del coche sea igual a la velocidad del viento y con la misma dirección y sentido. Para calcular esta fuerza, vamos a utilizar la siguiente ecuación:

$$F_{ra} = \frac{V_{max}^2 \cdot \rho_a \cdot S_v}{2 \cdot g}$$

Donde:

F_{ra} : fuerza de resistencia al aire

V_{max} : velocidad máxima del vehículo

ρ_a : Densidad del aire

S_v : sección efectiva del vehículo

g : es la fuerza de la gravedad

C_x : coeficiente aerodinámico o de penetración. Es la expresión de la resistencia que ofrece un cuerpo a moverse dentro de un fluido por razón de su forma. Se toma como un coeficiente adimensional, a partir de la resistencia que hace una plancha cuadrada de metal, de 1 m de lado. Al coeficiente de la plancha se le atribuye el valor 1, y a otros cuerpos se les atribuye un valor como referencia a ese.

Para nuestro caso, el coche tiene un coeficiente aerodinámico de 0,35(según el fabricante) y una sección eficaz de 2,623 m² (Ancho: 1768mm, Alto: 1484mm). Tomaremos como densidad del aire un valor de 1,20 kg/m³ y la velocidad máxima es de 215km/h. Con todo esto, obtenemos el siguiente valor:

$$V_{max} = 215 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000m}{1km} \cdot \frac{1h}{3600s} = 59,72 \frac{m}{s}$$

$$F_{ra} = \frac{59,72^2 \frac{m}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,623 m^2 \cdot 0,35}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 200,27 \text{ kg}$$

2 – Embrague

El embrague es el mecanismo encargado transmitir o interrumpir el giro desde el motor a las ruedas. Si se encuentra embragado, el embrague transmite el giro, y el vehículo se mueve, pero si se encuentra desembragado, el eje del motor girará sin transmitir el movimiento a las ruedas.

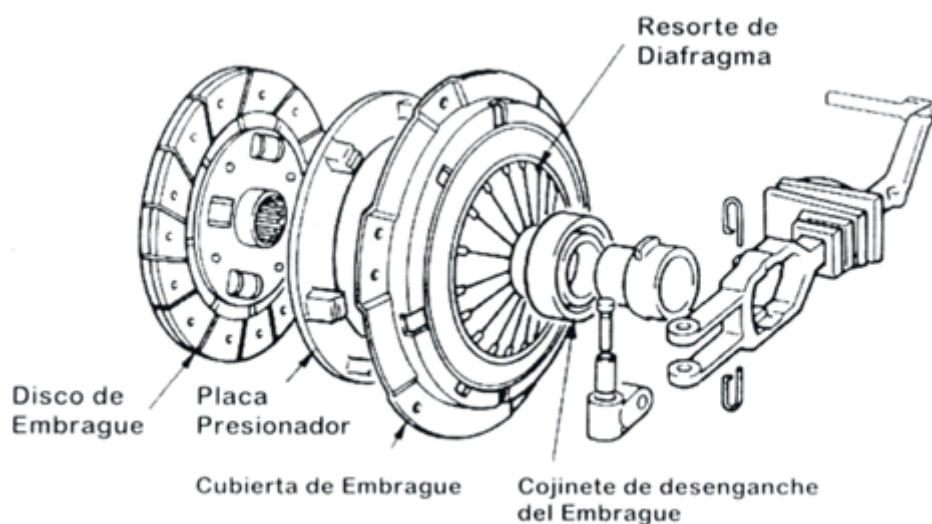


Figura 1: Elementos que componen un embrague convencional.

El principio de funcionamiento del embrague de fricción es muy simple: une o separa dos árboles, como se observa en la figura. Esta separación debe efectuarse tanto si los dos árboles se hallan en movimiento o están parados. Se trata de dos discos que se pueden acercar o alejar entre sí, de modo que cuando entran en contacto, tras un breve instante inicial de deslizamiento, quedan unidos firmemente, girando solidarios. Normalmente, la disposición de trabajo del embrague es en la posición de transmisión de movimiento.

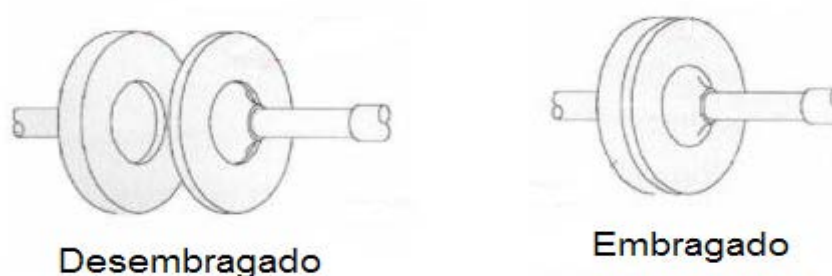


Figura 2: Representación del embragado y desembragado de un automóvil.

2.1 Material del embrague.

Como se observa en la figura, el material durante su ciclo de vida presenta un funcionamiento diferente que dependerá del desgaste del material así como de las temperaturas alcanzadas.

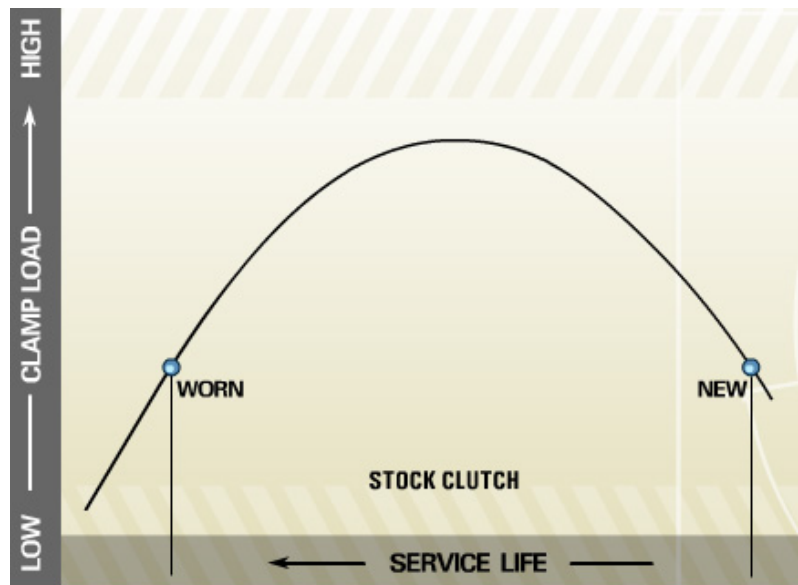


Figura 3: Comportamiento del material del embrague

Entre los materiales de fricción más utilizados actualmente para el disco de embrague, se tomará el híbrido carbono-cerámico/orgánico. Compuesto por material orgánico en una cara y material de carbono o cerámico segmentado en la otra del disco de embrague.

El material orgánico está compuesto por fibras de metal entre tejido compactado de aramida o fibra de vidrio y aglutinado mediante resinas poliméricas. De accionamiento suave y progresivo, larga vida útil, amplio rango de temperaturas de trabajo y período de desgaste inicial casi nulo. La idea es que la cara con material orgánico permita suavizar el proceso inicial de actuación, reduciendo las vibraciones torsionales generadas sobre la cara segmentada, si bien no se consigue una reducción total de las vibraciones.

La cara de material de carbono-cerámico contacta con el volante motor o el plato de presión más rápido y se desacoplará antes en situaciones de tráfico, siendo en el primer caso el material carbono-cerámico el que actuará en situaciones de gran demanda, y permitiéndose en el segundo caso un desacople más progresivo.

2.2 Dimensiones del embrague.

Según el libro: Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil, de Francisco Muñoz García [3] conviene que el par máximo transmisible por el embrague M1 tenga un margen de seguridad con respecto al par máximo del motor M, ya que a medida que trabaja el disco, disminuye el coeficiente de rozamiento μ y por otra parte, los muelles también experimentan deformaciones como consecuencia de las altas temperaturas a las que están sometidos, dando lugar a pérdidas de presión, y por lo tanto, una disminución de la presión específica.

Por norma general, se suele adoptar un coeficiente de seguridad de 1,3 a 1,5. Luego:

$$M_1 = 1,5 \cdot 215 \text{ N m} = 3287,46 \text{ Kg cm}$$

Según [5], la presión recomendada para un funcionamiento suave es 2.4kg/cm² y el coeficiente de rozamiento es 0.4.

Luego calculamos el radio exterior según el libro de Muñoz García:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{2,75 \cdot P_{max} \cdot \mu}} = \sqrt[3]{\frac{3287,46 \text{ Kg cm}}{2,75 \cdot 2,4 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0,4}} = 10,75 \text{ cm}$$

Generalmente en la práctica se adopta una relación $R_{int} = 0,7 \cdot R_{ext}$ por lo que se tiene definido el disco de fricción en cuanto a diámetros interior y exterior.

$$R_{int} = 0,7 \cdot R_{ext} = 0,7 \cdot 10,75 = 7,53 \text{ cm}$$

Ahora se procederá al cálculo de presión, fuerza axial y par de rozamiento que es capaz de soportar el disco de embrague basándonos en la hipótesis de desgaste uniforme (hipótesis de cálculo más conservadora).

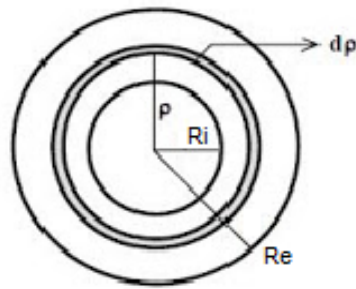


Figura 4: Representación del disco del embrague.

Calculo de la presión:

$$P = P_{max} \cdot \frac{R_{int}}{R_{ext}} = 2,4 \cdot \frac{7,53}{10,75} = 1,68 \text{ Kg/cm}^2$$

Calculo de la fuerza axial:

$$F_a = \int_{r_i}^{r_e} d \cdot F_a = \int_{r_i}^{r_e} P \cdot dA = \int_{r_i}^{r_e} \left(\frac{P_{max} \cdot r_i}{r} \right) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr = 2\pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e - r_i)$$

Luego:

$$F_a = 2\pi \cdot 2,4 \cdot 7,53 \cdot (10,75 - 7,53) = 365,95 \text{ Kg}$$

Calculo del par de rozamiento que es capaz de soportar el disco de embrague:

$$T_{roz} = \int_{r_i}^{r_e} r \cdot dF_n = \int_{r_i}^{r_e} r \cdot \mu \cdot P \cdot dA = \int_{r_i}^{r_e} r \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot \frac{r_i}{r} \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

$$T_{roz} = \pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e^2 - r_i^2) = \frac{n \cdot \mu \cdot F_a \cdot (r_e + r_i)}{2}$$

Donde:

n : Es el número de caras.

μ : Es el coeficiente de rozamiento.

F_a : Es la fuerza axial.

Luego:

$$T_{roz} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 365,95 \cdot (10,75 + 7,525)}{2} = 2675,1 \text{ Kg} \cdot \text{cm} = 262,43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El par máximo de nuestro motor es de 215 N·m y el embrague puede soportar hasta 262,43 N·m por lo que llegamos a la conclusión de que el diseño es correcto.

2.3 Energía necesaria para el desembrague.

Según [3] el esfuerzo máximo que debe hacer el conductor para que no aparezcan signos de fatiga es de 12 Kg, además de que para facilitar la conducción el recorrido del embrague no debe ser mayor de 75 mm.

$$E_m = q \cdot e_m$$

Donde:

E_m : Es la energía muscular máxima

q : Fuerza ejercida sobre el pedal

e_m : Recorrido del pedal

Luego:

$$E_m = 12 \text{ Kg} \cdot 0,075\text{m} = 0,9 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Para desembragar se tiene que mover el disco una distancia de entre 1,5-2,5 mm. Tomando $D_{max} = 45$ y $D_{min} = 15$ obtenemos que:

$$\left. \begin{array}{l} 0,15 = K \cdot \sqrt{15} \\ 0,25 = K \cdot \sqrt{45} \end{array} \right\} K_{media} = 0,038$$

Ahora ya podemos calcular el desplazamiento del embrague que viene definido con la formula:

$$e_i = K_m \cdot \sqrt{D_{ext}} = 0,038 \cdot \sqrt{2 \cdot 10,75} = 0,176 \text{ cm}$$

Luego la energía, incluyendo todas las pérdidas en el embrague se calcula mediante la formula:

$$E = 0,055 \cdot F_a \cdot \sqrt{D_{ext}} = 0,055 \cdot 365,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 10,75} = 93,33 \text{ Kg}$$

El recorrido de trabajo del embrague dependerá de la energía y de la fuerza sobre el pedal antes mencionada de 12 Kg.

$$e = \frac{E}{q} = \frac{93,33 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{12 \text{ Kg}} = 7,78 \text{ cm}$$

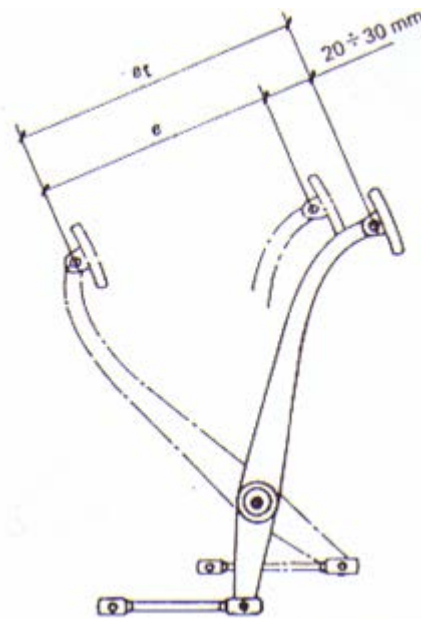


Figura 5: Recorrido o desplazamiento del embrague.

Luego, el recorrido total del embrague será:

$$e_{total} = e + 2,5 = 7,78 + 2,5 = 10,3 \text{ cm}$$

2.4 Cálculo del estriado del eje.

El disco de embrague se une con el eje primario de la caja de cambios mediante un estriado que tiene que aguantar y transmitir todo el par. Por ello, se ha de calcular la longitud que tiene que tener apoyándonos en la norma DIN 5480.

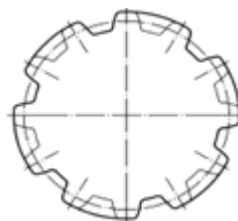


Figura 6: Zona nervada del eje.

Según la norma DIN 5480, la longitud de la chaveta se calcula con la formula:

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z}$$

Donde:

z : Numero de dientes.

L_t : Es la longitud portante de la unión.

F_u : Es la fuerza tangencial en el eje.

h : Altura portante de los nervios o dientes.

P : Presión en los flancos de la ranura: se tomaran $85\text{N}/\text{mm}^2$ (chavetas planas)

K : Es el factor soporte (1,35 según Decker “Elementos de maquinas”, centrado interior)

Partiendo de un diámetro de eje de 35 mm y $m=2$ se calculara la fuerza tangencial:

$$F_u = \frac{T}{R_{prim}} = \frac{215\text{ N/m}}{0,0175\text{ m}} = 12285,71\text{ N}$$

Vamos a la tabla de la Norma con los datos: diámetro del eje y modulo m y obtenemos el número de dientes.

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
35	68	57	45	42	34	26	22	18	16	12	10	7		

Tabla 1: Número de dientes en función del diámetro y del módulo.

Obtenemos $Z=16$ dientes y ya podemos calcular:

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1,35 \cdot \frac{12285,71\text{ N}}{2\text{ mm} \cdot 85\text{ N}/\text{mm}^2 \cdot 16} = 6,097\text{ mm}$$

Por razones de diseño se tomara $L_t = 25\text{ mm}$ para que coincida con el ancho de las ruedas además de que así conseguimos un coeficiente de seguridad elevado.

3 – Relación de cada marcha

Como se ha comentado antes la caja de cambios es el mecanismo encargado de transformar el par motor generalmente multiplicándolo. Sin la presencia de este mecanismo sería prácticamente imposible vencer las resistencias (calculadas en el primer apartado) que se oponen al movimiento del vehículo.

Gracias a la caja de cambios, se puede seleccionar la marcha que se quiera, pudiendo afrontar diferentes situaciones, pudiendo subir o bajar marchas siempre que lo necesitemos.

Si no existiera la caja de cambios (relación de transmisión siempre fija) sería muy para los vehículos poder subir pendientes, o poder ir a una velocidad elevada.

Si la relación de transmisión es muy pequeña el vehículo podrá subir pendientes con facilidad, sin embargo su velocidad punta será pequeña. Mientras que si la relación es muy grande el vehículo no podrá subir pendientes y le costará iniciar la marcha pero una vez lanzado su velocidad punta será considerable.

De aquí la importancia de la caja de cambios, para ir seleccionando las diferentes relaciones de marcha según las necesidades.

3.1 Cálculo de la relación del diferencial.

El diferencial es el mecanismo encargado de que todas las ruedas giren igual en las rectas y giren según convenga cuando el vehículo entra en una curva.

Se debe calcular la relación que existe en el diferencial, ya que también influye en la desmultiplicación de las revoluciones del motor a las ruedas. Esta relación es fija, es decir, no se puede cambiar como las relaciones de marcha. Para calcular esta relación, vamos a utilizar la ecuación [3], que es:

$$r_d = \frac{n_{maxpot}}{r_{6^\circ} \cdot n_r}$$

$$n_r = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{rueda}}$$

Donde:

r_d : Es la relación del diferencial

D_{rueda} : Es el diámetro de la rueda

n_r : Son las revoluciones de las ruedas

v_{max} : Es la velocidad máxima del vehículo

r_6 : Es la relación de la 6ª marcha (en nuestro caso es 1:1)

n_{maxpot} : Son las revoluciones del motor a máxima potencia



Figura 7: Dimensiones de la rueda

Datos de la rueda: 215/45 R17

Anchura: 215mm

Perfil: 45% de ancho

Llanta: 17 plg

$$D_r = 17 \text{ plg} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ plg}} + 2 \cdot 0,45 \cdot 215 = 625,3 \text{ mm}$$

Este es el diámetro ideal pero se deberá tener en cuenta el peso del coche por lo que lo multiplicamos por 0,95.

$$D_{rueda} = 0,95 \cdot 625,3 = 594,04 \text{ mm} = 0,594 \text{ m}$$

$$v_{max} = 215 \frac{\text{Km}}{\text{h}} \cdot \frac{10^3 \text{ m}}{1 \text{ Km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 59,72 \text{ m/s}$$

Luego:

$$n_r = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{rueda}} = \frac{59,72 \cdot 60}{\pi \cdot 0,594} = 1920,15 \text{ rpm}$$

$$r_d = \frac{n_{maxpot}}{r_{6^\circ} \cdot n_r} = \frac{7250}{1 \cdot 1920,15} = 3,776$$

Este valor es razonable ya que suele ser cercano a 4, dependiendo del número de marcha y la velocidad punta del vehículo.

3.2 Cálculo de la relaciones de cada marcha.

Vamos a calcular las relaciones de transmisión según [5]. Este nos plantea que la relación de transmisión de un vehículo sigue una progresión geométrica de razón $\frac{n}{n'}$.

Donde n es el número máximo de vueltas del motor (rpm) y n' es el número mínimo fijado de vueltas de régimen estable.

Luego tenemos que:

$$\frac{V}{V_6} = \frac{n}{n'} \quad V_6 = V \cdot \frac{n'}{n}$$

$$\frac{V_6}{V_5} = \frac{n}{n'} \quad V_5 = V_6 \cdot \frac{n'}{n}$$

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{n}{n'} \quad V_4 = V_5 \cdot \frac{n'}{n}$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{n}{n'} \quad V_3 = V_4 \cdot \frac{n'}{n}$$

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{n}{n'} \quad V_2 = V_3 \cdot \frac{n'}{n}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{n}{n'} \quad V_1 = V_2 \cdot \frac{n'}{n}$$

Para el caso que se está estudiando la progresión será $\frac{n}{n'} = \frac{7250}{5550} = 1,306 = 1,31$ y

la $V_{max} = 215 \text{ Km/h}$ (proporcionada por el fabricante).

Luego:

$$V_6 = 215 \text{ Km/h}$$

$$V_5 = V_6 \cdot \frac{n'}{n} = 164,12 \text{ Km/h}$$

$$V_4 = V_5 \cdot \frac{n'}{n} = 125,28 \text{ Km/h}$$

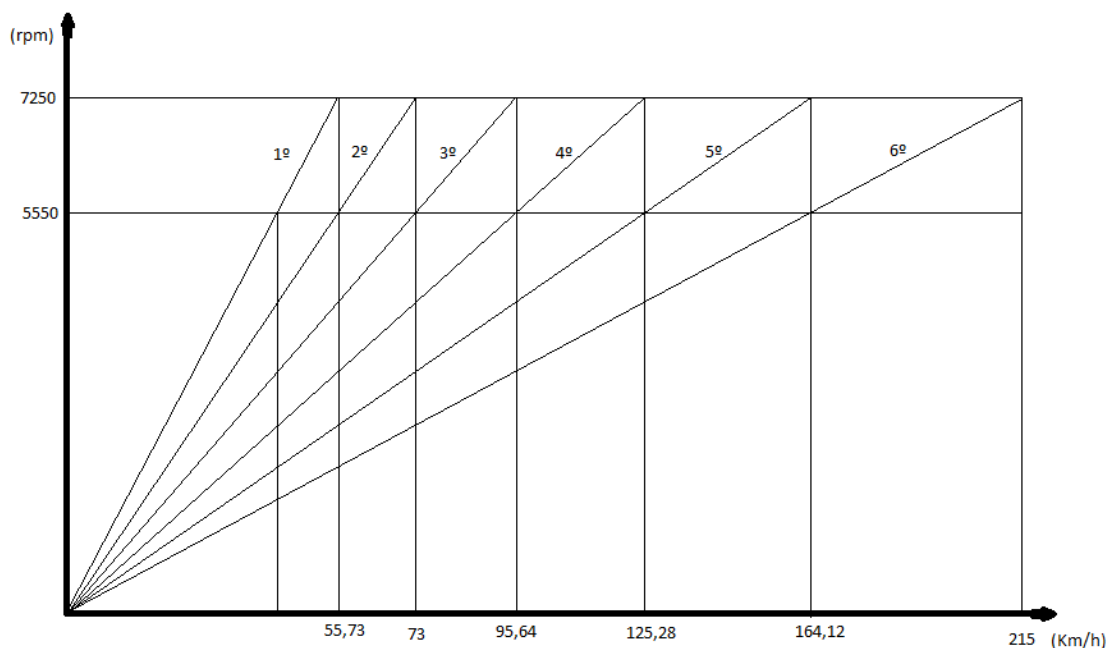
$$V_3 = V_4 \cdot \frac{n'}{n} = 95,64 \text{ Km/h}$$

$$V_2 = V_3 \cdot \frac{n'}{n} = 73 \text{ Km/h}$$

$$V_1 = V_2 \cdot \frac{n'}{n} = 55,73 \text{ Km/h}$$

Diagrama de velocidades:

En el eje de abscisas la velocidad del vehículo y en el de ordenadas el numero de vueltas del motor (rpm).



Grafica 1: Velocidad en función de las rpm.

Ahora se procederá al cálculo de las relaciones de marcha simplemente dividiendo la V_{max} en el régimen de máxima potencia entre la velocidad correspondiente a la marcha que queremos calcular la relación.

$$r_{6^o} = \frac{215}{215} = 1 \quad 1:1$$

$$r_{5^o} = \frac{215}{164,12} = 1,31 \quad 1:1,31$$

$$r_{4^o} = \frac{215}{125,28} = 1,72 \quad 1:1,72$$

$$r_{3^o} = \frac{215}{95,64} = 2,25 \quad 1:2,25$$

$$r_{2^o} = \frac{215}{73} = 2,95 \quad 1:2,95$$

$$r_{1^o} = \frac{215}{55,73} = 3,86 \quad 1:3,86$$

En el caso de la marcha atrás la relación es parecida a la de la 1º velocidad. A pesar de que se usa poco en ocasiones es necesario un par elevado para vencer las resistencias.

Tomamos como velocidad máxima para la marcha atrás 60 Km/h quedando una relación de:

$$r_{ma} = \frac{215}{60} = 3,6 \quad 1:3,6$$

3.3 Comprobación de la primera velocidad.

Se va a comprobar que la relación de la primera marcha es capaz de superar las fuerzas de resistencia que se oponen al vehículo, y que ya se han calculado en el primer apartado. Esta comprobación se basa en determinar cuál es el par máximo al que se ven sometidas las ruedas debido a dichas resistencias, y calcular la relación mínima que pueda vencer este par. Por lo tanto, tenemos:

$$F_R = F_{rod} + F_{pend} + F_i$$

$$T_R = \frac{F_R \cdot D_{rueda}}{2}$$

Donde:

T_R : Es el par resistente en la rueda motriz

F_R : Es la fuerza total de resistencia en la rueda motriz

Luego:

$$F_R = 113,75 + 700 + 55 = 868,75 \text{ KgF}$$

$$T_R = \frac{F_R \cdot D_{rueda}}{2} = \frac{868,75 \cdot 0,594}{2} = 258,02 \text{ KgF} \cdot m \cdot \frac{9,81N}{1 \text{ KgF}} = 2531,16 \text{ Nm}$$

Nuestro par producido por el motor en las ruedas tiene que ser mayor que T_R para poder vencer las fuerzas que se oponen al movimiento.

Tenemos que:

$$r_{cc} = \frac{w_{eje,t}}{w_{eje,m}} = \frac{T_{eje,m}}{T_{eje,t}} \quad \text{Relación de transmisión de la caja de cambios}$$

$$r_d = \frac{w_{eje,r}}{w_{eje,t}} = \frac{T_{eje,t}}{T_{eje,r}} \quad \text{Relación de transmisión del diferencial}$$

$$r_{cc} \cdot r_d = \frac{T_{eje,m}}{T_{eje,t}} \cdot \frac{T_{eje,t}}{T_{eje,r}}$$

Luego:

$$r_{cc} \cdot r_d = \frac{T_{motor}}{T_{rueda}}$$

$$T_{rueda} = \frac{T_{motor}}{r_{cc} \cdot r_d} = \frac{215}{\frac{1}{3,86} \cdot \frac{1}{3,776}} = 3133,7 \text{ N} \cdot m$$

Comprobamos que $T_{rueda} = 3133,7 \text{ N} \cdot m > T_R = 2531,16 \text{ Nm}$

Una vez comprobado que el par que reciben las ruedas del motor es mayor que el par resistente sabemos que el vehículo es capaz de superar todas las resistencias que se oponen al movimiento.

3.4 Comprobación de la sexta velocidad.

Al igual que se ha comprobado la relación de la primera marcha, se va a proceder a comprobar la relación de la sexta marcha.

$$F_R = F_{rod} + F_i + F_{aire}$$

$$F_R = 113,75 + 55 + 200,26 = 369,01 \text{ Kg}$$

$$T_R = \frac{F_R \cdot D_{rueda}}{2} = \frac{369,01 \cdot 0,594}{2} = 109,6 \text{ KgF} \cdot m \cdot \frac{9,81N}{1 \text{ KgF}} = 1075,136 \text{ Nm}$$

Comprobamos que $T_{rueda} = 3133,7 \text{ N} \cdot m > T_R = 1075,136 \text{ Nm}$

Una vez comprobado que el par que reciben las ruedas del motor es mayor que el par resistente el vehículo, se llega a la conclusión de que el vehículo es capaz de superar las resistencias que se oponen al movimiento.

4 – Cálculo del número de dientes de las ruedas dentadas

Después de obtener las relaciones de cada marcha, se procederá al cálculo del número de dientes necesario para cumplir dichas relaciones. Pero debemos tener en cuenta que el diámetro de las ruedas no sea excesivo, ya que esto encarecería mucho la fabricación de la caja de cambios, y aumentaría el volumen de forma notable. Como nuestra caja de cambios va a ser de 3 ejes significa que un par de engranajes va a estar siempre en contacto, a la que hemos llamado de toma constante (t_c), y va a tener una relación de 1:2.

Para que no haya problema de engranajes y los dientes no se desgasten demasiado pronto, conviene que la distancia entre los ejes sea lo más precisa posible, para que la distancia entre cualquier pareja de engranajes sea la misma.

Para eso deben cumplir las siguientes condiciones:

- 1- Todas las parejas de engranajes entre si van a ser del mismo modulo.
- 2- La distancia entre ejes debe ser la misma para cada par de ruedas.

Los engranajes van a ser cilíndricos de dientes helicoidales, ya que tienen menor desgaste, menos vibraciones y son más silenciosos que los de dientes rectos, debido a que en este tipo de ruedas el engrane se produce entre más de una pareja de dientes. Se van a calcular con un ángulo de hélice de 20° , de modo que para que no haya interferencia se tiene que cumplir la siguiente condición:

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta_a} \geq 14 \text{ dientes}$$

Luego:

$$z = 14 \cdot \cos^3 \beta_a = 11,61 = 12 \text{ dientes}$$

Por lo que para que no haya interferencia $Z_{tc} = 12 \text{ dientes}$ y como la relación es 1:2 $Z'_{tc} = 24 \text{ dientes}$.

4.1 Primera velocidad.

Se tomarán unas ruedas con dientes Z_1 y Z_2 que cumplan la relación anteriormente calculada para la primera velocidad, siguiendo la formula:

$$i_1 = \frac{Z_{tc} \cdot Z_1}{Z'_{tc} \cdot Z_2} = \frac{1}{3,86}$$

$$\frac{12 \cdot Z_1}{24 \cdot Z_2} = \frac{1}{3,86}$$

$$Z_2 = 1,93 \cdot Z_1 \quad (Z_1 = 13 \text{ dientes y } Z_2 = 25 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la nueva relación de transmisión será: $i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{25}{13} = 1,923$

4.2 Segunda velocidad.

Se tomarán unas ruedas con dientes Z_3 y Z_4 que cumplan la relación anteriormente calculada para la segunda velocidad, siguiendo la formula:

$$i_2 = \frac{Z_{tc} \cdot Z_3}{Z'_{tc} \cdot Z_4} = \frac{1}{2,95}$$

$$\frac{12 \cdot Z_3}{24 \cdot Z_4} = \frac{1}{2,95}$$

$$Z_4 = 1,475 \cdot Z_3 \quad (Z_3 = 16 \text{ dientes y } Z_4 = 23 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la nueva relación de transmisión será: $i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{23}{16} = 1,437$

4.3 Tercera velocidad.

Se tomarán unas ruedas con dientes Z_5 y Z_6 que cumplan la relación anteriormente calculada para la tercera velocidad, siguiendo la formula:

$$i_3 = \frac{Z_{tc} \cdot Z_5}{Z'_{tc} \cdot Z_6} = \frac{1}{2,25}$$

$$\frac{12 \cdot Z_5}{24 \cdot Z_6} = \frac{1}{2,25}$$

$$Z_6 = 1,125 \cdot Z_5 \quad (Z_5 = 19 \text{ dientes y } Z_6 = 21 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la nueva relación de transmisión será: $i_3 = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{21}{19} = 1,105$

4.4 Cuarta velocidad.

Se tomarán unas ruedas con dientes Z_7 y Z_8 que cumplan la relación anteriormente calculada para la cuarta velocidad, siguiendo la formula:

$$i_4 = \frac{Z_{tc} \cdot Z_7}{Z'_{tc} \cdot Z_8} = \frac{1}{1,72}$$

$$\frac{12 \cdot Z_7}{24 \cdot Z_8} = \frac{1}{1,72}$$

$$Z_8 = 0,86 \cdot Z_7 \quad (Z_7 = 20 \text{ dientes y } Z_8 = 17 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la nueva relación de transmisión será: $i_4 = \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{17}{20} = 0,85$

4.5 Quinta velocidad.

Se tomarán unas ruedas con dientes Z_9 y Z_{10} que cumplan la relación anteriormente calculada para la quinta velocidad, siguiendo la formula:

$$i_5 = \frac{Z_{tc} \cdot Z_9}{Z'_{tc} \cdot Z_{10}} = \frac{1}{1,31}$$

$$\frac{12 \cdot Z_9}{24 \cdot Z_{10}} = \frac{1}{1,31}$$

$$Z_{10} = 0,655 \cdot Z_9 \quad (Z_9 = 23 \text{ dientes y } Z_{10} = 15 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la nueva relación de transmisión será: $i_5 = \frac{Z_{10}}{Z_9} = \frac{15}{23} = 0,652$

4.6 Sexta velocidad.

Se tomarán unas ruedas con dientes Z_{11} y Z_{12} que cumplan la relación anteriormente calculada para la sexta velocidad, siguiendo la formula:

$$i_6 = \frac{Z_{tc} \cdot Z_{11}}{Z'_{tc} \cdot Z_{12}} = \frac{1}{1}$$

$$\frac{12 \cdot Z_{11}}{24 \cdot Z_{12}} = 1$$

$$Z_{12} = 0,5 \cdot Z_{11} \quad (Z_{11} = 25 \text{ dientes y } Z_{12} = 13 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la nueva relación de transmisión será: $i_6 = \frac{Z_{12}}{Z_{11}} = \frac{13}{25} = 0,52$

4.7 Marcha atrás

Para definir el número de dientes de la marcha atrás, hay que tener en cuenta que se necesitan las ruedas Z_R y Z'_R y además otra rueda con número de dientes Z_X para invertir el sentido de giro de la marcha.

$$i = \frac{Z_R}{Z_X} \cdot \frac{Z_X}{Z'_R}$$

La rueda intermedia no interfiere en el valor de la relación de transmisión como se ve en la ecuación de arriba, luego cojo un valor cualquiera por ejemplo, $Z_X = 16$ dientes.

Luego:

$$i_{ma} = \frac{Z_{tc} \cdot Z_R}{Z'_{tc} \cdot Z'_R} = \frac{1}{3,6}$$

$$\frac{12 \cdot Z_R}{24 \cdot Z'_R} = \frac{1}{3,6}$$

$$Z'_R = 1,8 \cdot Z_R \quad (Z_R = 15 \text{ dientes y } Z'_R = 27 \text{ dientes})$$

Por lo tanto la relación de transmisión será: $i_{ma} = \frac{Z'_R}{Z_R} = \frac{27}{15} = 1,8$

4.8 Cálculo de β_a (Ángulo de inclinación de la hélice)

El cálculo de β_a nos indica el ángulo de hélice que tiene que tener cada engrane para tener un correcto funcionamiento. Cada par de engranajes que está en contacto debe tener el mismo β_a . Para realizar el cálculo tenemos que tener en cuenta que tienen que mantener la misma distancia de funcionamiento.

Primero se calcula la distancia de funcionamiento:

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta_a} \cdot (Z_3 + Z_4) = \frac{m}{2 \cdot \cos 20^\circ} \cdot (16 + 23) = 20,75m$$

Ahora ya podemos calcular el ángulo de inclinación de cada juego de engranaje.

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{12}} \cdot (Z_1 + Z_2) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{12}} \cdot (13 + 25) \longrightarrow \beta a_{12} = 23,69^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{34}} \cdot (Z_3 + Z_4) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{34}} \cdot (16 + 23) \longrightarrow \beta a_{34} = 20^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{56}} \cdot (Z_5 + Z_6) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{56}} \cdot (19 + 21) \longrightarrow \beta a_{56} = 15,45^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{78}} \cdot (Z_7 + Z_8) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{78}} \cdot (20 + 17) \longrightarrow \beta a_{78} = 26,93^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{9,10}} \cdot (Z_9 + Z_{10}) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{9,10}} \cdot (23 + 15) \longrightarrow \beta a_{9,10} = 23,69^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{11,12}} \cdot (Z_{11} + Z_{12}) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{11,12}} \cdot (25 + 13) \longrightarrow \beta a_{11,12} = 23,69^\circ$$

$$d = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{tc}} \cdot (Z_{tc} + Z'_{tc}) \longrightarrow 20,75m = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta a_{tc}} \cdot (12 + 24) \longrightarrow \beta a_{tc} = 29,83^\circ$$

5 – Cálculo del módulo

Se procederá al cálculo del módulo de los dientes (helicoidales y rectos) a duración y desgaste a partir de las formulas que aparecen en la norma DIN:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot bd_1^2 \cdot \cos^3 \beta}{\Psi \cdot Z^2}}$$

$$bd_1^2 = 445000 \frac{N(i+1)}{K \cdot n \cdot i}$$

Donde:

N: Es la potencia en cv

i: Es la relación de transmisión de la marcha que se estudie

β : Es el ángulo de inclinación de la hélice

K: Resistencia para una duración de servicio

n: son las revoluciones del engranaje

Ψ : Es el factor de guiado entre engranajes (tablas)

Z: Es el número de dientes

Antes de proceder a calcular se deberán fijar las horas de funcionamiento de cada marcha. El sistema de transmisión de un automóvil normalmente se diseña para aguantar 300.000 km. Luego:

1era marcha: 400 horas

2da marcha: 1100 horas

3ra marcha: 1100 horas

4ta marcha: 1100 horas

5ta marcha: 900 horas

6ta marcha: 250 horas

Marcha atrás: 150 horas

Se tomará como material de las ruedas un acero templado 20MnCr5 de una resistencia $K=80 \text{ Kg/cm}^2$.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = φK_{5000} . Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

Tabla 2: K adm para valores distintos a 5000 h de funcionamiento.

El valor de la resistencia K dependerá de las horas de funcionamiento. Al ser esta distinta de 5000h para cada una de las marchas nos apoyamos en la tabla expuesta y obtenemos los valores mediante una sencilla regla de tres.

factor de guiado Ψ	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

Tabla 3: Distintos valores del factor de guiado.

Para el factor de guiado se tomara un valor prefijado de $\Psi = 10$ ya que el vehículo tendrá un uso normal.

5.1 Modulo de la primera velocidad.

$$Z_1 = 13 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{12} = 23,69^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 3,86$$

$$K = 2,36 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (3,86 + 1) \cdot \cos^3 23,69^\circ}{2,36 \cdot 80 \cdot 3625 \cdot 3,86 \cdot 10 \cdot 13^2}} \geq 4,18$$

5.2 Modulo de la segunda velocidad.

$$Z_3 = 16 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{34} = 20^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 2,95$$

$$K = 1,67 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (2,95 + 1) \cdot \cos^3 20^\circ}{1,67 \cdot 80 \cdot 3625 \cdot 2,95 \cdot 10 \cdot 16^2}} \geq 4,28$$

5.3 Modulo de la tercera velocidad.

$$Z_5 = 19 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{56} = 15,45^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 2,25$$

$$K = 1,67 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (2,25 + 1) \cdot \cos^3 15,45^\circ}{1,67 \cdot 80 \cdot 3625 \cdot 2,25 \cdot 10 \cdot 19^2}} \geq 4,02$$

5.4 Modulo de la cuarta velocidad.

$$Z_7 = 20 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{78} = 26,93^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 1,72$$

$$K = 1,67 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (1,72 + 1) \cdot \cos^3 26,93^\circ}{1,67 \cdot 80 \cdot 3625 \cdot 1,72 \cdot 10 \cdot 20^2}} \geq 3,7$$

5.5 Modulo de la quinta velocidad.

$$Z_9 = 23 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{9,10} = 23,69^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 1,31$$

$$K = 1,81 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (1,31 + 1) \cdot \cos^3 23,69^\circ}{1,81 \cdot 80 \cdot 3625 \cdot 1,31 \cdot 10 \cdot 23^2}} \geq 3,5$$

5.6 Modulo de la sexta velocidad.

$$Z_{11} = 25 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{11,12} = 23,69^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 1$$

$$K = 2,77 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (1 + 1) \cdot \cos^3 23,69^\circ}{2,77 \cdot 80 \cdot 3625 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 25^2}} \geq 2,99$$

5.7 Módulo del engranaje de toma constante.

$$Z'_{tc} = 24 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\beta a_{tc} = 29,83^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = 2$$

$$K = 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N \cdot (i + 1) \cdot \cos^3 \beta}{K \cdot n \cdot i \cdot \Psi \cdot Z^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 197 \cdot (2 + 1) \cdot \cos^3 29,83^\circ}{80 \cdot 3625 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 24^2}} \geq 3,72$$

5.8 Módulo de los engranajes marcha atrás.

En el caso de los engranajes de la marcha atrás estos son de dientes rectos. Las formulas para calcular el modulo a duración y desgaste para el caso de dientes rectos vienen en la norma DIN:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i + 1)}{K \cdot Z^2 \cdot \Psi \cdot \cos \alpha \cdot \text{sen} \alpha \cdot n \cdot i}}$$

Donde:

N: Es la potencia en cv

i: Es la relación de transmisión de la marcha que se estudie

K: Resistencia del material

n: son las revoluciones del engranaje

$\Psi = 10$: Es el factor de guiado

$\alpha = 20^\circ$ Valor prefijado

Z: Es el numero de dientes

Primero:

$$Z_R = 15 \text{ dientes}$$

$$Z_X = 16 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = \frac{Z_X}{Z_R} = 1,06$$

$$K = 3,2 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i + 1)}{K \cdot Z^2 \cdot \Psi \cdot \cos \alpha \cdot \text{sen} \alpha \cdot n \cdot i}} \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 197 \cdot (1,06 + 1)}{3,2 \cdot 80 \cdot 15^2 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ \cdot \text{sen} 20^\circ \cdot 3625 \cdot 1,06}} \geq 4,34 \text{ mm}$$

Segundo:

$$Z'_R = 27 \text{ dientes}$$

$$Z_X = 16 \text{ dientes}$$

$$N = 197 \text{ CV}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\Psi = 10$$

$$i = \frac{Z'_R}{Z_X} = 1,69$$

$$K = 3,2 \cdot 80 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 3625 \text{ rpm}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i + 1)}{K \cdot Z^2 \cdot \Psi \cdot \cos\alpha \cdot \text{sen}\alpha \cdot n \cdot i}} \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 197 \cdot (1,69 + 1)}{3,2 \cdot 80 \cdot 16^2 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ \cdot \text{sen} 20^\circ \cdot 3625 \cdot 1,69}} \geq 3,89 \text{ mm}$$

Una vez calculados los módulos de todas las ruedas que componen la transmisión se adoptaran unos normalizados de la serie I con modulo 5 mm tanto para las ruedas helicoidales como para las rectas.

6 – Cálculo de las dimensiones de los engranajes

6.1 Radios de las ruedas.

A partir de la formula del radio primitivo, se procederá al calculo del mismo para cada una de las ruedas.

$$R_1 = \frac{m \cdot Z_1}{2 \cdot \cos \beta a_{12}} = \frac{5 \cdot 13}{2 \cdot \cos 23,69^\circ} = 35,49 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{m \cdot Z_2}{2 \cdot \cos \beta a_{12}} = \frac{5 \cdot 25}{2 \cdot \cos 23,69^\circ} = 68,25 \text{ mm}$$

$$R_3 = \frac{m \cdot Z_3}{2 \cdot \cos \beta a_{34}} = \frac{5 \cdot 16}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 42,56 \text{ mm}$$

$$R_4 = \frac{m \cdot Z_4}{2 \cdot \cos \beta a_{34}} = \frac{5 \cdot 23}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 61,19 \text{ mm}$$

$$R_5 = \frac{m \cdot Z_5}{2 \cdot \cos \beta a_{56}} = \frac{5 \cdot 19}{2 \cdot \cos 15,45^\circ} = 49,28 \text{ mm}$$

$$R_6 = \frac{m \cdot Z_6}{2 \cdot \cos \beta a_{56}} = \frac{5 \cdot 21}{2 \cdot \cos 15,45^\circ} = 54,47 \text{ mm}$$

$$R_7 = \frac{m \cdot Z_7}{2 \cdot \cos \beta a_{78}} = \frac{5 \cdot 20}{2 \cdot \cos 26,93^\circ} = 56,08 \text{ mm}$$

$$R_8 = \frac{m \cdot Z_8}{2 \cdot \cos \beta a_{78}} = \frac{5 \cdot 17}{2 \cdot \cos 26,93^\circ} = 47,67 \text{ mm}$$

$$R_9 = \frac{m \cdot Z_9}{2 \cdot \cos \beta a_{9,10}} = \frac{5 \cdot 23}{2 \cdot \cos 23,69^\circ} = 62,79 \text{ mm}$$

$$R_{10} = \frac{m \cdot Z_{10}}{2 \cdot \cos \beta a_{9,10}} = \frac{5 \cdot 15}{2 \cdot \cos 23,69^\circ} = 40,95 \text{ mm}$$

$$R_{11} = \frac{m \cdot Z_{11}}{2 \cdot \cos \beta a_{11,12}} = \frac{5 \cdot 25}{2 \cdot \cos 23,69^\circ} = 68,25 \text{ mm}$$

$$R_{12} = \frac{m \cdot Z_{12}}{2 \cdot \cos \beta a_{11,12}} = \frac{5 \cdot 13}{2 \cdot \cos 23,69^\circ} = 35,49 \text{ mm}$$

Marcha atrás (dientes rectos):

$$R_{ZR} = \frac{m \cdot Z_R}{2} = \frac{5 \cdot 15}{2} = 37,5 \text{ mm}$$

$$R_{Z'R} = \frac{m \cdot Z'_R}{2} = \frac{5 \cdot 27}{2} = 67,5 \text{ mm}$$

$$R_{Zx} = \frac{m \cdot Z_x}{2} = \frac{5 \cdot 16}{2} = 40 \text{ mm}$$

Toma constantes:

$$R_{tc} = \frac{m \cdot Z_{tc}}{2 \cdot \cos \beta a_{tc}} = \frac{5 \cdot 12}{2 \cdot \cos 29,83^\circ} = 34,58 \text{ mm}$$

$$R_{tc'} = \frac{m \cdot Z_{tc'}}{2 \cdot \cos \beta a_{tc'}} = \frac{5 \cdot 24}{2 \cdot \cos 29,83^\circ} = 69,16 \text{ mm}$$

6.2 Ángulos de los engranajes helicoidales.

Primera velocidad:

$$\cos \beta a_{12} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{r12}}{\operatorname{tg} \alpha_{a12}} \longrightarrow \cos 23,69^\circ = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_{a12}} \longrightarrow \alpha_{a12} = 21,68^\circ$$

$$\cos \alpha_{a12} = \frac{\operatorname{tg} \beta r_{12}}{\operatorname{tg} \beta a_{12}} \longrightarrow \cos 21,68^\circ = \frac{\operatorname{tg} \beta r_{12}}{\operatorname{tg} 23,69^\circ} \longrightarrow \beta r_{12} = 22,18^\circ$$

Segunda velocidad:

$$\cos \beta a_{34} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{r34}}{\operatorname{tg} \alpha_{a34}} \longrightarrow \cos 20^\circ = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_{a34}} \longrightarrow \alpha_{a34} = 21,17^\circ$$

$$\cos \alpha_{a34} = \frac{\operatorname{tg} \beta r_{34}}{\operatorname{tg} \beta a_{34}} \longrightarrow \cos 21,17^\circ = \frac{\operatorname{tg} \beta r_{34}}{\operatorname{tg} 20^\circ} \longrightarrow \beta r_{34} = 18,75^\circ$$

Tercera velocidad:

$$\cos \beta a_{56} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{r56}}{\operatorname{tg} \alpha_{a56}} \longrightarrow \cos 15,45^\circ = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_{a56}} \longrightarrow \alpha_{a56} = 20,69^\circ$$

$$\cos \alpha_{a56} = \frac{\operatorname{tg} \beta r_{56}}{\operatorname{tg} \beta a_{56}} \longrightarrow \cos 20,69^\circ = \frac{\operatorname{tg} \beta r_{56}}{\operatorname{tg} 15,45^\circ} \longrightarrow \beta r_{56} = 14,5^\circ$$

Cuarta velocidad:

$$\cos \beta a_{78} = \frac{tg \alpha_{r78}}{tg \alpha_{a78}} \longrightarrow \cos 26,93^\circ = \frac{tg 20^\circ}{tg \alpha_{a78}} \longrightarrow \alpha_{a78} = 22,2^\circ$$

$$\cos \alpha_{a78} = \frac{tg \beta_{r78}}{tg \beta_{a78}} \longrightarrow \cos 22,2^\circ = \frac{tg \beta_{r78}}{tg 26,93^\circ} \longrightarrow \beta_{r78} = 25,19^\circ$$

Quinta velocidad:

$$\cos \beta a_{9,10} = \frac{tg \alpha_{r9,10}}{tg \alpha_{a9,10}} \longrightarrow \cos 23,69^\circ = \frac{tg 20^\circ}{tg \alpha_{a9,10}} \longrightarrow \alpha_{a9,10} = 21,68^\circ$$

$$\cos \alpha_{a9,10} = \frac{tg \beta_{r9,10}}{tg \beta_{a9,10}} \longrightarrow \cos 21,68^\circ = \frac{tg \beta_{r9,10}}{tg 23,69^\circ} \longrightarrow \beta_{r9,10} = 22,18^\circ$$

Sexta velocidad:

$$\cos \beta a_{11,12} = \frac{tg \alpha_{r11,12}}{tg \alpha_{a11,12}} \longrightarrow \cos 23,69^\circ = \frac{tg 20^\circ}{tg \alpha_{a11,12}} \longrightarrow \alpha_{a11,12} = 21,68^\circ$$

$$\cos \alpha_{a11,12} = \frac{tg \beta_{r11,12}}{tg \beta_{a11,12}} \longrightarrow \cos 21,68^\circ = \frac{tg \beta_{r11,12}}{tg 23,69^\circ} \longrightarrow \beta_{r11,12} = 22,18^\circ$$

Toma constante:

$$\cos \beta a_{tc} = \frac{tg \alpha_{tc}}{tg \alpha_{a_{tc}}} \longrightarrow \cos 29,83^\circ = \frac{tg 20^\circ}{tg \alpha_{a_{tc}}} \longrightarrow \alpha_{a_{tc}} = 22,76^\circ$$

$$\cos \alpha_{a_{tc}} = \frac{tg \beta_{tc}}{tg \beta_{a_{tc}}} \longrightarrow \cos 22,76^\circ = \frac{tg \beta_{tc}}{tg 29,83^\circ} \longrightarrow \beta_{tc} = 27,87^\circ$$

7 – Fuerzas sobre los dientes.

Sobre los dientes actúan varias fuerzas debido al contacto que hay entre ellos. Estas serán máximas cuando el motor gira a las revoluciones del par máximo:

$$T = 215 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$n = 5550 \text{ rpm}$$

Para calcular estas fuerzas que actúan sobre los dientes, se utilizan las ecuaciones de acuerdo a la norma DIN:

Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales:

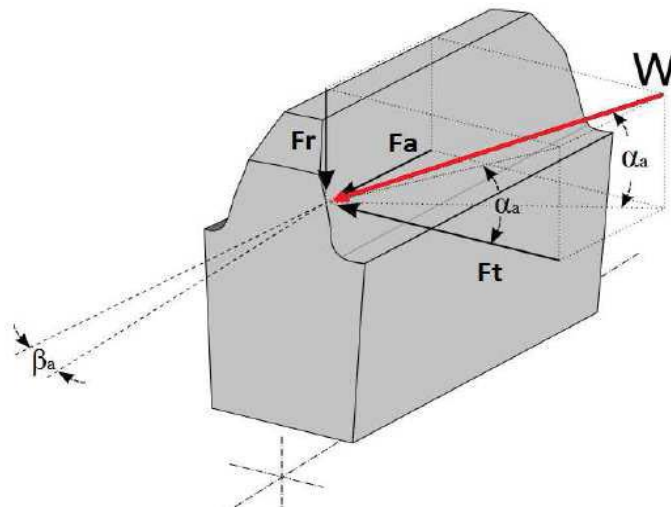


Figura 8: Fuerzas sobre los dientes de los engranajes.

$$\text{Fuerza tangencial: } U = 1432400 \frac{N}{n \cdot d} = \frac{T}{R}$$

$$\text{Fuerza radial: } F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a$$

$$\text{Fuerza axial: } F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a$$

$$\text{Fuerza resultante: } W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2}$$

Engranajes cilíndricos de dientes rectos:

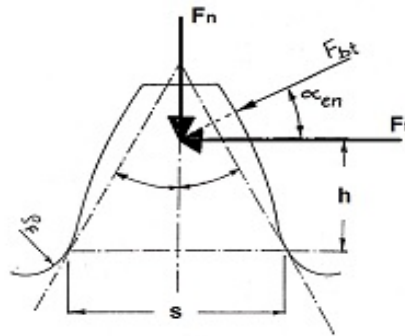


Figura 9: Fuerzas sobre dientes rectos

$$\text{Fuerza tangencial: } U = \frac{T}{R}$$

$$\text{Fuerza radial: } F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a$$

$$\text{Fuerza resultante: } F = \frac{F_R}{\operatorname{sen} \alpha}$$

7.1 Fuerzas de la primera velocidad.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430 \text{ 000 Nmm}}{35,49 \text{ mm}} = 12116,09 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 12116,09 \cdot \operatorname{tg} 21,68^\circ = 4816,68 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 12116,09 \cdot \operatorname{tg} 23,69^\circ = 5316,07 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{12116,09^2 + 4816,68^2 + 5316,07^2} = 14080,51 \text{ N}$$

7.2 Fuerzas de la segunda velocidad.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430 \text{ 000 Nmm}}{42,56 \text{ mm}} = 10103,38 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 10103,38 \cdot \operatorname{tg} 21,17^\circ = 3912,76 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 10103,38 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3677,33 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{10103,38^2 + 3912,76^2 + 3677,33^2} = 11441,62 \text{ N}$$

7.3 Fuerzas de la tercera velocidad.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430\,000 \text{ Nmm}}{49,28 \text{ mm}} = 8725,65 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 8725,65 \cdot \operatorname{tg} 20,69^\circ = 3295,4 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 8725,65 \cdot \operatorname{tg} 15,45^\circ = 2411,64 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{8725,65^2 + 3295,4^2 + 2411,64^2} = 9633,93 \text{ N}$$

7.4 Fuerzas de la cuarta velocidad.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430\,000 \text{ Nmm}}{56,08 \text{ mm}} = 7667,62 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 7667,62 \cdot \operatorname{tg} 22,2^\circ = 3129,1 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 7667,62 \cdot \operatorname{tg} 26,93^\circ = 3895,05 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{7667,62^2 + 3129,1^2 + 3895,05^2} = 9151,78 \text{ N}$$

7.5 Fuerzas de la quinta velocidad.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430\,000 \text{ Nmm}}{62,79 \text{ mm}} = 6848,22 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 6848,22 \cdot \operatorname{tg} 21,68^\circ = 2722,47 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 6848,22 \cdot \operatorname{tg} 23,69^\circ = 3004,73 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{6848,22^2 + 2722,47^2 + 3004,73^2} = 7958,54 \text{ N}$$

7.6 Fuerzas de la sexta velocidad.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430\,000 \text{ Nmm}}{68,75 \text{ mm}} = 6254,55 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 6254,55 \cdot \operatorname{tg} 21,68^\circ = 2486,46 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 6254,55 \cdot \operatorname{tg} 23,69^\circ = 2744,25 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{6254,55^2 + 2486,46^2 + 2744,25^2} = 7268,62 \text{ N}$$

7.7 Fuerzas engranajes de toma constante.

$$T = 215 \cdot 2 = 430 \text{ Nm}$$

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430\,000 \text{ Nmm}}{69,16 \text{ mm}} = 6217,47 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 6217,47 \cdot \operatorname{tg} 22,76^\circ = 2608,48 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a = 6217,47 \cdot \operatorname{tg} 29,83^\circ = 3565,1 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_R^2 + F_a^2} = \sqrt{6217,47^2 + 2608,48^2 + 3565,1^2} = 7626,99 \text{ N}$$

7.8 Fuerzas engranajes de marcha atrás (dientes rectos).

$$U = \frac{T}{R} = \frac{430\,000 \text{ Nmm}}{37,5 \text{ mm}} = 11466,67 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a = 11466,67 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4173,53 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_R}{\operatorname{sen} \alpha} = \frac{4173,53}{\operatorname{sen} 20^\circ} = 12202,58 \text{ N}$$

8 – Fuerzas en el diferencial.

Las fuerzas que aparecen en el diferencial variarán en función de la marcha que este engranada en la caja de cambios, ya que dependiendo de la marcha se transmitirá un par torsor diferente.

De los cálculos realizados anteriormente se conoce que la relación de transmisión en el diferencial es de 1:3,77 donde: Z_p (piñones)=14 dientes y Z_c (corona)=53 dientes

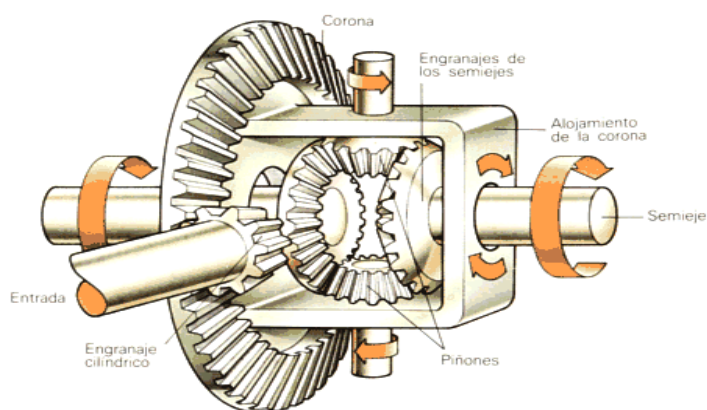


Figura 10: Diferencial de un automóvil.

Las formulas a utilizar serán:

$$U = \frac{T_{dif}}{R_{dif}}$$

$$F_R = U \cdot \operatorname{tg} \alpha_a$$

$$F_a = U \cdot \operatorname{tg} \beta_a$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}}$$

$$R_{dif} = \frac{m \cdot Z_p}{2 \cdot \cos 20^\circ} = \frac{5 \cdot 14}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 37,25 \text{ mm}$$

8.1 Primera velocidad.

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 1,923 = 3,85$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{3,85} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 827,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{827,75 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 22221,48 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 22221,48 \cdot \text{tg} 21,68^\circ = 8834,02 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a = 22221,48 \cdot \text{tg} 23,69^\circ = 9749,92 \text{ N}$$

8.2 Segunda velocidad.

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 1,437 = 2,874$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{2,874} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 617,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{617,91 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 16588,19 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 16588,19 \cdot \text{tg} 21,17^\circ = 6424,14 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a = 16588,19 \cdot \text{tg} 20^\circ = 6037,6 \text{ N}$$

8.3 Tercera velocidad.

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 1,105 = 2,21$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{2,21} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 475,15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{475,15 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 12755,7 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 12755,7 \cdot \text{tg} 20,69^\circ = 4817,43 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a = 12755,7 \cdot \text{tg} 15,45^\circ = 3525,48 \text{ N}$$

8.4 Cuarta velocidad.

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 0,85 = 1,7$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{1,7} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 365,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{365,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 9812,08 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 9812,08 \cdot \text{tg} 22,2^\circ = 4004,24 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a = 9812,08 \cdot \text{tg} 26,93^\circ = 4984,41 \text{ N}$$

8.5 Quinta velocidad.

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 0,652 = 1,304$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{1,304} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 280,36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{280,36 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 7526,44 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 7526,44 \cdot \text{tg} 21,68^\circ = 2992,09 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a = 7526,44 \cdot \text{tg} 23,69^\circ = 3302,31 \text{ N}$$

8.6 Sexta velocidad.

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 0,52 = 1,04$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{1,04} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 223,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{223,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 6002,68 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 6002,68 \cdot \text{tg} 21,68^\circ = 2386,33 \text{ N}$$

$$F_a = U \cdot \text{tg} \beta_a = 6002,68 \cdot \text{tg} 23,69^\circ = 2633,74 \text{ N}$$

8.7 Marcha atrás (dientes rectos).

$$T_{motor} = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{cc} = 2 \cdot 1,8 = 3,6$$

$$\frac{1}{i_{cc}} = \frac{T_{motor}}{T_{diferencial}} \longrightarrow \frac{1}{3,6} = \frac{215}{T_{diferencial}} \longrightarrow T_{diferencial} = 774 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$U = \frac{774 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{37,25 \text{ mm}} = 20778,52 \text{ N}$$

$$F_R = U \cdot \text{tg} \alpha_a = 20778,52 \cdot \text{tg} 20^\circ = 7562,76 \text{ N}$$

9 – Cálculo del diámetro de los ejes.

En este apartado, se va a calcular el diámetro de los ejes primario, intermedio y secundario de la caja de cambios. Para ello, se debe tener en cuenta las fuerzas que aparecen sobre estos debido a los momentos y las fuerzas en los dientes que aparecen durante el engrane, y que son perpendiculares entre si, lo que provoca flexión en 2 planos diferentes. También se tienen que tener en cuenta las reacciones en los apoyos.

Para los cálculos, se va a emplear el código ASME, ya que utiliza unos coeficientes en los que están incluidas las cargas de impacto y fatiga que se producen por el giro constante y las fuerzas durante el engrane.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Dónde:

d: Es el diámetro del eje

CS: Es el coeficiente de seguridad, se tomara 2

σ_s : Es la tensión de fluencia del material (34Cr4 $\sigma_s = 100 \frac{Kg}{mm^2} = 981 \frac{N}{mm^2}$)

C_m : Es el coeficiente para fatiga e impacto para el momento flector

M: Es el momento flector

C_t : Es el coeficiente para fatiga e impacto para el momento torsor

T: Es el momento torsor

Siguiendo el código ASME, los coeficientes de impacto y fatiga C_m y C_t varían según como sea la carga aplicada. Para el caso de ejes giratorios con cargas constantes, toman los valores $C_m = 1,5$ y $C_t = 1$.

9.1 Eje Intermedio o intermediario.

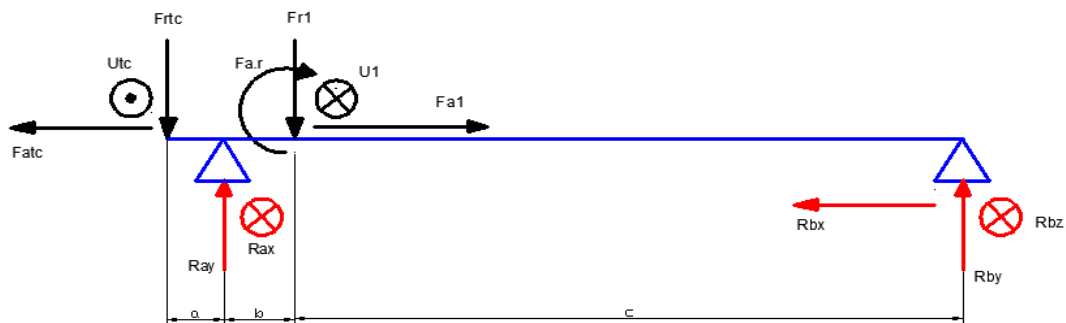
Es el árbol opuesto o contraeje. Consta de un piñón corona conducido que engrana con el árbol primario, y de varios piñones que son solidarios al eje que pueden engranar

con el árbol secundario en función de la marcha seleccionada .Gira en el sentido opuesto al motor.

9.1.1 Primera velocidad

Datos:

$$\begin{aligned}
 U_{tc} &= 6217,46 \text{ N} & U_1 &= 12116,09 \text{ N} \\
 Fr_{tc} &= 2608,48 \text{ N} & Fr_1 &= 4816,68 \text{ N} \\
 Fa_{tc} &= 3565,1 \text{ N} & Fa_1 &= 5316,07 \text{ N} \\
 R_{tc} &= 69,16 \text{ mm} & R_1 &= 35,49 \text{ mm} \\
 a &= 54 \text{ mm} & b &= 54 \text{ mm} & c &= 632 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_1 \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_1 \\
 \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_1 - Fa_{tc} \\
 \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(b+c) + Fa_1 \times r_1 - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_1 \times c \\
 \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_1 \times c
 \end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = -4455,46 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -1443,17 \text{ N}$$

$$R_{By} = 89,43 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 7335,73 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 1750,97 \text{ N}$$

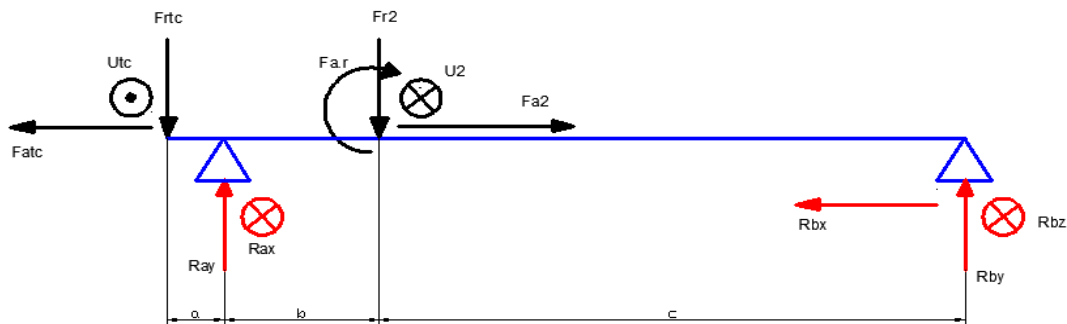
$$M = \sqrt{132148,73^2 + 912080,52^2} = 921604,12 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 921604,12)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 31,09 \text{ mm}$$

9.1.2 Segunda velocidad

Datos:

$$\begin{aligned}
 U_{tc} &= 6217,46 \text{ N} & U_2 &= 10103,38 \text{ N} \\
 Fr_{tc} &= 2608,48 \text{ N} & Fr_2 &= 3912,76 \text{ N} \\
 Fa_{tc} &= 3565,1 \text{ N} & Fa_2 &= 3677,33 \text{ N} \\
 R_{tc} &= 69,16 \text{ mm} & R_2 &= 42,56 \text{ mm} \\
 a &= 54 \text{ mm} & b &= 170 \text{ mm} & c &= 516 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_2 \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_2 \\
 \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_2 - Fa_{tc} \\
 (\sum M_B)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(b+c) + Fa_2 \times r_2 - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_2 \times c \\
 (\sum M_B)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_2 \times c
 \end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = -892,75 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -2993,17 \text{ N}$$

$$R_{By} = 633,03 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 5888,21 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 112,23 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-170134,471^2 + -1544477,84^2} = 1553820,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

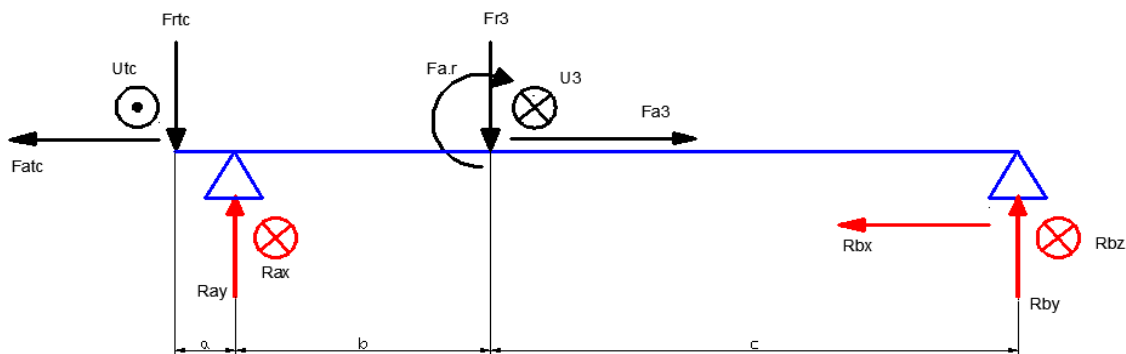
$$T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1553820,3)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 36,64 \text{ mm}$$

9.1.3 Tercera velocidad

Datos:

$$\begin{aligned}
 U_{tc} &= 6217,46 \text{ N} & U_3 &= 8725,65 \text{ N} \\
 Fr_{tc} &= 2608,48 \text{ N} & Fr_3 &= 3295,4 \text{ N} \\
 Fa_{tc} &= 3565,1 \text{ N} & Fa_3 &= 2411,64 \text{ N} \\
 R_{tc} &= 69,16 \text{ mm} & R_3 &= 49,28 \text{ mm} \\
 a &= 54 \text{ mm} & b &= 224 \text{ mm} & c &= 462 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_3 \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_3 \\
 \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_3 - Fa_{tc} \\
 \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(b+c) + Fa_3 \times r_3 - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_3 \times c \\
 \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_3 \times c
 \end{aligned}$$

Luego:

$$\begin{aligned}
 R_{Ax} &= 830,42 \text{ N} \\
 R_{Bx} &= -3338,61 \text{ N} \\
 R_{By} &= 684,54 \text{ N} \\
 R_{Ay} &= 5219,34 \text{ N} \\
 R_{Bz} &= -1153,46 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$M = \sqrt{-197412,227^2 + -1542439,15^2} = 1555020,94 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

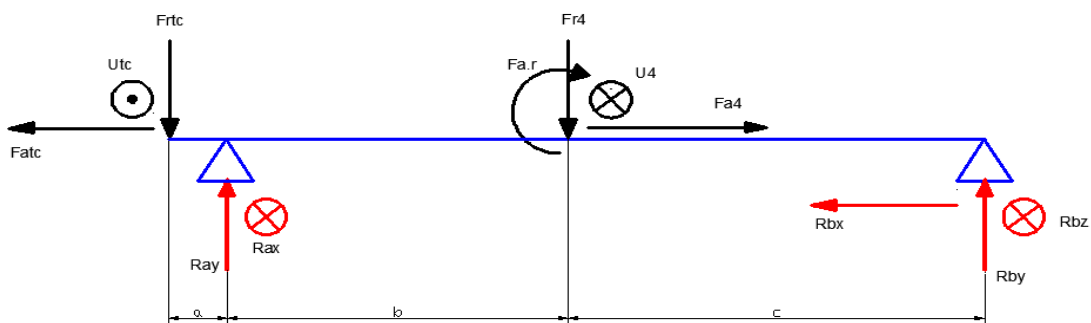
$$T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot GS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1555020,94)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 36,66 \text{ mm}$$

9.1.4 Cuarta velocidad

Datos:

$$\begin{aligned}
 U_{tc} &= 6217,46 \text{ N} & U_4 &= 7667,62 \text{ N} \\
 Fr_{tc} &= 2608,48 \text{ N} & Fr_4 &= 3129,1 \text{ N} \\
 Fa_{tc} &= 3565,1 \text{ N} & Fa_4 &= 3895,05 \text{ N} \\
 R_{tc} &= 69,16 \text{ mm} & R_4 &= 56,08 \text{ mm} \\
 a &= 54 \text{ mm} & b &= 340 \text{ mm} & c &= 346 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_4 \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_4 \\
 \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_4 - Fa_{tc} \\
 \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(b+c) + Fa_4 \times r_4 - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_4 \times c \\
 \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_4 \times c
 \end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = 2839,54 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -4289,7 \text{ N}$$

$$R_{By} = 1304,53 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 4433,05 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 329,95 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-232933,27^2 + -1484235,92^2} = 1502402,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

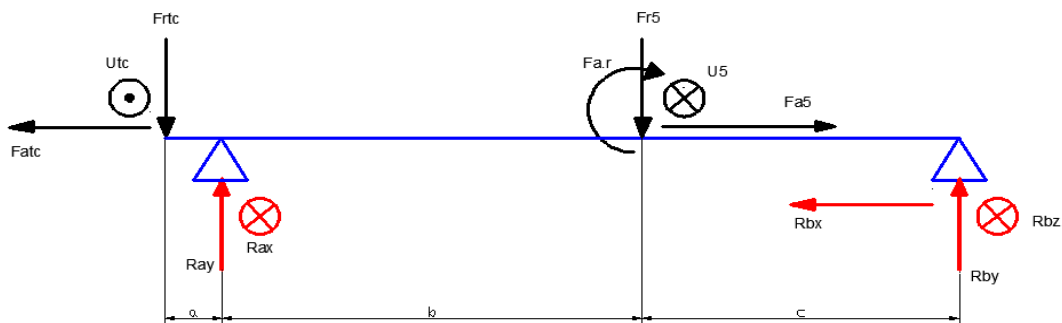
$$T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1502402,8)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 36,25 \text{ mm}$$

9.1.5 Quinta velocidad

Datos:

$$\begin{aligned}
 U_{tc} &= 6217,46 \text{ N} & U_5 &= 6848,22 \text{ N} \\
 Fr_{tc} &= 2608,48 \text{ N} & Fr_5 &= 2722,47 \text{ N} \\
 Fa_{tc} &= 3565,1 \text{ N} & Fa_5 &= 3004,73 \text{ N} \\
 R_{tc} &= 69,16 \text{ mm} & R_5 &= 62,79 \text{ mm} \\
 a &= 54 \text{ mm} & b &= 394 \text{ mm} & c &= 292 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_5 \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_5 \\
 \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_5 - Fa_{tc} \\
 \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(b+c) + Fa_5 \times r_5 - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_5 \times c \\
 \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_5 \times c
 \end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = 3791,9 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -4422,66 \text{ N}$$

$$R_{By} = 1273,91 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 4057,04 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -560,37 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-183313,74^2 + -1291415,34^2} = 1304360,96 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

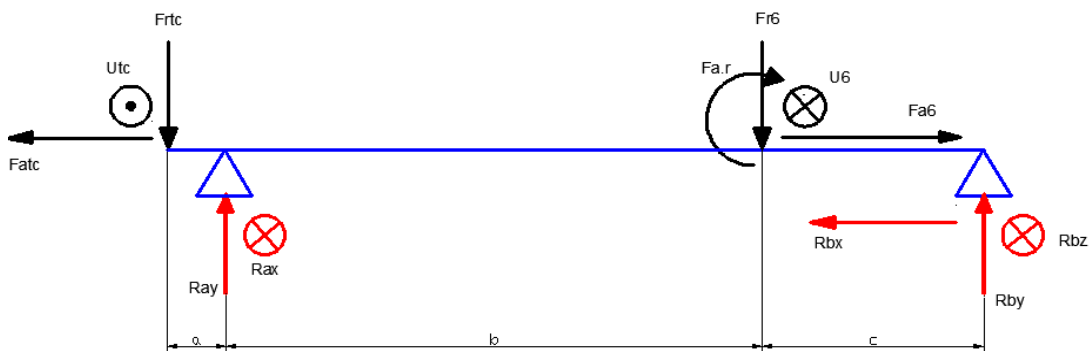
$$T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1304360,96)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 34,65 \text{ mm}$$

9.1.6 Sexta velocidad

Datos:

$$\begin{aligned}
 U_{tc} &= 6217,46 \text{ N} & U_6 &= 6254,55 \text{ N} \\
 Fr_{tc} &= 2608,48 \text{ N} & Fr_6 &= 2486,46 \text{ N} \\
 Fa_{tc} &= 3565,1 \text{ N} & Fa_6 &= 2744,25 \text{ N} \\
 R_{tc} &= 69,16 \text{ mm} & R_6 &= 68,75 \text{ mm} \\
 a &= 54 \text{ mm} & b &= 510 \text{ mm} & c &= 176 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_6 \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_6 \\
 \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_6 - Fa_{tc} \\
 \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(b+c) + Fa_6 \times r_6 - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_6 \times c \\
 \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_6 \times c
 \end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = 5102,22 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -5139,31 \text{ N}$$

$$R_{By} = 1558,81 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 3536,13 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -820,85 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-85682,83^2 + -904517,71^2} = 908566,91 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 908566,91)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 30,96 \text{ mm}$$

9.1.7 Marcha atrás

Datos:

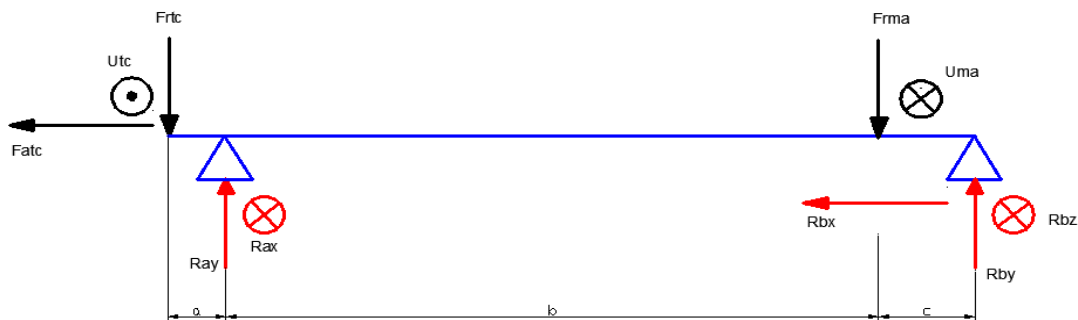
$$U_{tc} = 6217,46 \text{ N} \quad U_{ma} = 11466,67 \text{ N}$$

$$Fr_{tc} = 2608,48 \text{ N} \quad Fr_{ma} = 4173,53 \text{ N}$$

$$Fa_{tc} = 3565,1 \text{ N}$$

$$R_{tc} = 69,16 \text{ mm}$$

$$a = 54 \text{ mm} \quad b = 564 \text{ mm} \quad c = 122 \text{ mm}$$



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{tc} - U_{ma}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = Fr_{tc} + Fr_{ma}$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{Bz} = -Fa_{tc}$$

$$\left(\sum M_B\right)_y = 0 \Rightarrow R_{Ay}(b+c) - Fa_{tc} \times r_{tc} = Fr_{tc}(a+b+c) + Fr_{ma} \times c$$

$$\left(\sum M_B\right)_x = 0 \Rightarrow R_{Ax}(b+c) = U_{tc}(a+b+c) - U_{ma} \times c$$

Luego:

$$R_{Ax} = 4667,62 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -9916,83 \text{ N}$$

$$R_{By} = 2866,55 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 3915,46 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -3565,1 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-349718,635^2 + -1209853,14^2} = 1259383,88 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot GS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1259383,88)^2 + (1 \cdot 430 \cdot 10^3)^2}} = 34,27 \text{ mm}$$

Por lo que el diámetro de eje escogido para el eje intermediario será de 40 mm por razones de construcción además de facilitar cálculos posteriores como pueden ser los rodamientos.

9.2 Eje secundario.

Consta de varios engranajes conducidos que están montados sueltos en el árbol, pero que se pueden hacer solidarios con el mismo mediante un sistema de desplazables. Gira en el mismo sentido que el motor (cambios longitudinales), y en sentido inverso en las cajas transversales.

9.2.1 Primera velocidad

Datos:

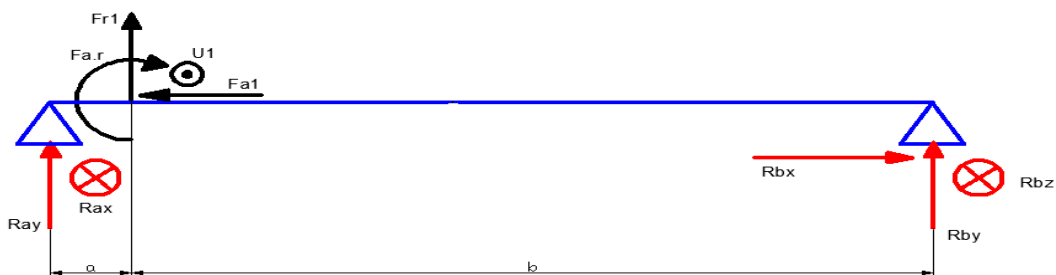
$$U_1 = 12116,09 \text{ N}$$

$$Fr_1 = 4816,68 \text{ N}$$

$$Fa_1 = 5316,07 \text{ N}$$

$$R_1 = 68,25 \text{ mm}$$

$$a = 54 \text{ mm} \quad b = 626 \text{ mm}$$



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_1$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_1$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{Bz} = Fa_1$$

$$\left(\sum M_B\right)_y = 0 \Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fa_1 \times r_1 + Fr_1 \times b$$

$$\left(\sum M_B\right)_x = 0 \Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_1 \times b$$

Luego:

$$R_{Ax} = 11153,93 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 962,16 \text{ N}$$

$$R_{By} = 151,06 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -4967,74 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 5316,07 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{268257,96^2 + 602312,22^2} = 659349,94 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{68,25}{35,49} = 826,923 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 659349,94)^2 + (1 \cdot 826,923 \cdot 10^3)^2}} = 29,92 \text{ mm}$$

9.2.2 Segunda velocidad

Datos:

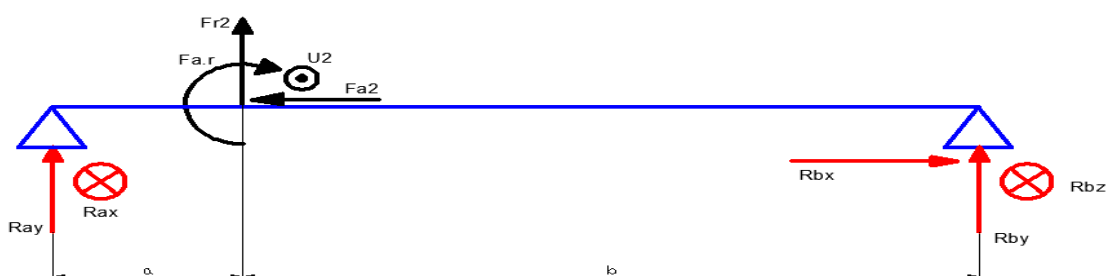
$$U_2 = 10103,38 \text{ N}$$

$$Fr_2 = 3912,76 \text{ N}$$

$$Fa_2 = 3677,33 \text{ N}$$

$$R_2 = 61,19 \text{ mm}$$

$$a = 170 \text{ mm} \quad b = 510 \text{ mm}$$



$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_2 \\ \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_2 \\ \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_2 \\ \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fa_2 \times r_{21} + Fr_{21} \times b \\ \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_2 \times b\end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = 7577,54 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 2525,85 \text{ N}$$

$$R_{By} = -647,28 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -3265,48 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 3677,33 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{555130,856^2 + 1288180,95^2} = 1402704,68 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{61,19}{42,56} = 618,23 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1402704,68)^2 + (1 \cdot 618,23 \cdot 10^3)^2}} = 35,71 \text{ mm}$$

9.2.3 Tercera velocidad

Datos:

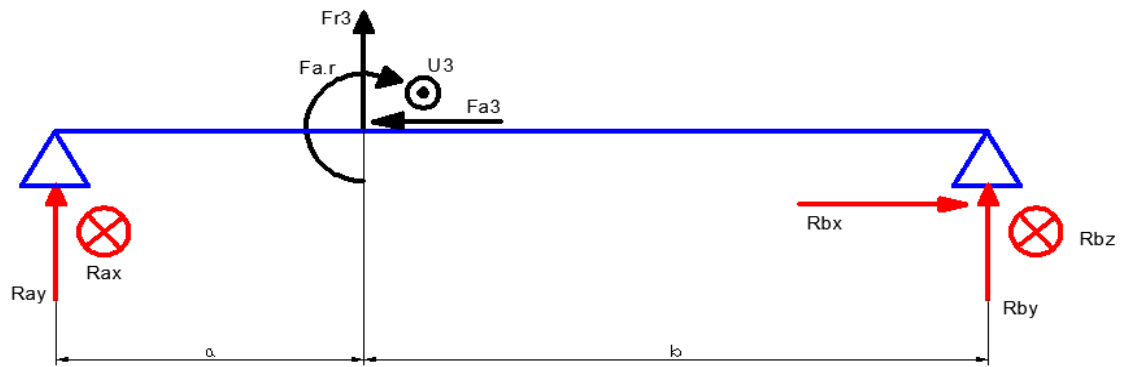
$$U_3 = 8725,65 \text{ N}$$

$$Fr_3 = 3295,4 \text{ N}$$

$$Fa_3 = 2411,64 \text{ N}$$

$$R_3 = 54,47 \text{ mm}$$

$$a = 224 \text{ mm} \quad b = 456 \text{ mm}$$



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_3$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_3$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{Bz} = Fa_3$$

$$\left(\sum M_B\right)_y = 0 \Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fa_3 \times r_3 + Fr_3 \times b$$

$$\left(\sum M_B\right)_x = 0 \Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_3 \times b$$

Luego:

$$R_{Ax} = 5851,32 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 2874,33 \text{ N}$$

$$R_{By} = -892,36 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -2403,04 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 2411,64 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-538280,048^2 + 1310695,28^2} = 1416921,85 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{54,47}{49,28} = 475,29 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1416921,85)^2 + (1 \cdot 475,29 \cdot 10^3)^2}} = 35,63 \text{ mm}$$

9.2.4 Cuarta velocidad

Datos:

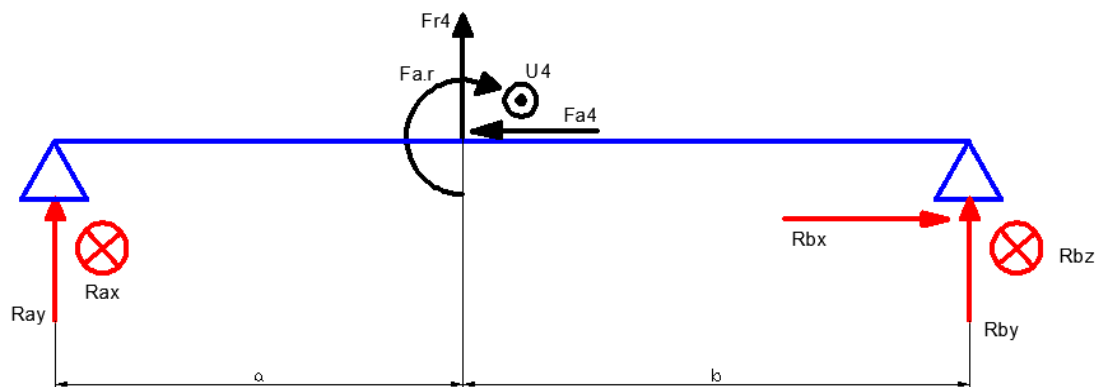
$$U_4 = 7667,62 \text{ N}$$

$$Fr_4 = 3129,1 \text{ N}$$

$$Fa_4 = 3895,05 \text{ N}$$

$$R_4 = 47,67 \text{ mm}$$

$$a = 340 \text{ mm} \quad b = 340 \text{ mm}$$



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_4$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_4$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{Bz} = Fa_4$$

$$\left(\sum M_B\right)_y = 0 \Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fa_4 \times r_4 + Fr_4 \times b$$

$$\left(\sum M_B\right)_x = 0 \Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_4 \times b$$

Luego:

$$R_{Ax} = 3833,81 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 3833,81 \text{ N}$$

$$R_{By} = -1291,5 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -1837,6 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 3895,05 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{624785,517^2 + 1303495,4^2} = 1445495,49 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{47,67}{56,08} = 365,52 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1445495,49)^2 + (1 \cdot 365,52 \cdot 10^3)^2}} = 35,74 \text{ mm}$$

9.2.5 Quinta velocidad

Datos:

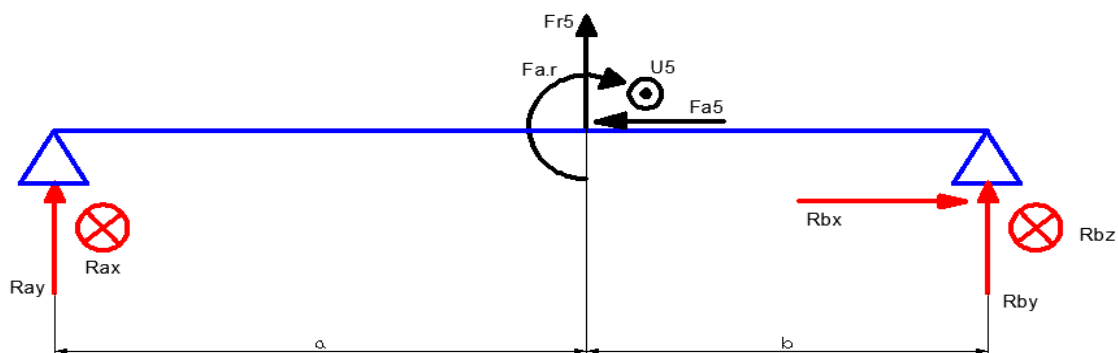
$$U_5 = 6848,22 \text{ N}$$

$$Fr_5 = 2722,47 \text{ N}$$

$$Fa_5 = 3004,73 \text{ N}$$

$$R_5 = 40,95 \text{ mm}$$

$$a = 394 \text{ mm} \quad b = 286 \text{ mm}$$



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_5$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_5$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{Bz} = Fa_5$$

$$\left(\sum M_B\right)_y = 0 \Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fa_5 \times r_5 + Fr_5 \times b$$

$$\left(\sum M_B\right)_x = 0 \Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_5 \times b$$

Luego:

$$R_{Ax} = 2880,28 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 3967,94 \text{ N}$$

$$R_{By} = -1396,48 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -1325,99 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 3004,73 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-522438,272^2 + 1134830,62^2} = 1249312,73 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{40,95}{62,79} = 280,43 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1249312,73)^2 + (1 \cdot 280,43 \cdot 10^3)^2}} = 34,01 \text{ mm}$$

9.2.6 Sexta velocidad

Datos:

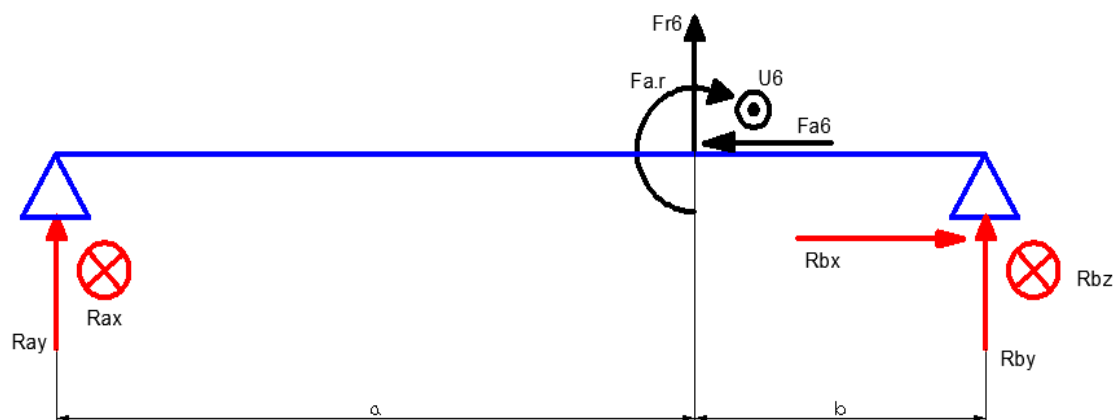
$$U_6 = 6254,55 \text{ N}$$

$$Fr_6 = 2486,46 \text{ N}$$

$$Fa_6 = 2744,25 \text{ N}$$

$$R_6 = 35,49 \text{ mm}$$

$$a = 510 \text{ mm} \quad b = 170 \text{ mm}$$



$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_6 \\ \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_6 \\ \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = Fa_6 \\ \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fa_6 \times r_6 + Fr_6 \times b \\ \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_6 \times b\end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = 1563,64 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 4690,91 \text{ N}$$

$$R_{By} = -1721,62 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -764,84 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 2744,25 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-390068,724^2 + 797455,125^2} = 887743,37 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{35,49}{68,25} = 223,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 887743,37)^2 + (1 \cdot 223,6 \cdot 10^3)^2}} = 30,38 \text{ mm}$$

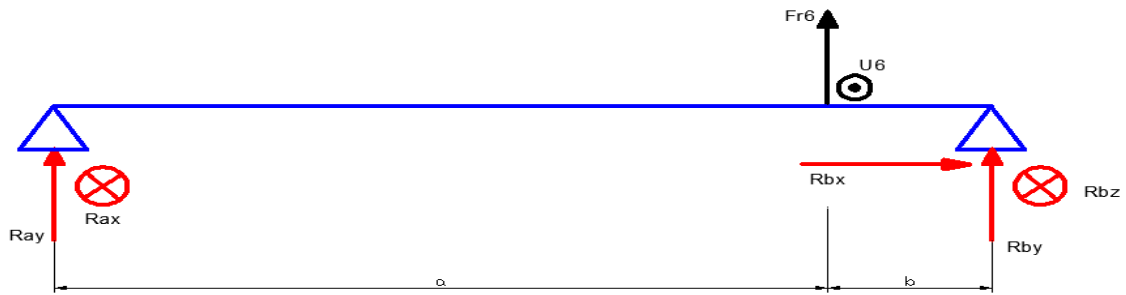
9.2.7 Marcha atrás

Datos:

$$U_{ma} = 11466,67 \text{ N}$$

$$Fr_{ma} = 4173,53 \text{ N}$$

$$a = 564 \text{ mm} \quad b = 116 \text{ mm}$$



$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &\Rightarrow R_{Bx} + R_{Ax} = U_{ma} \\ \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} = -Fr_{ma} \\ \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = 0 \\ \left(\sum M_B\right)_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay}(a+b) + Fr_{ma} \times b \\ \left(\sum M_B\right)_x = 0 &\Rightarrow R_{Ax}(a+b) = U_{ma} \times b\end{aligned}$$

Luego:

$$R_{Ax} = 1956,08 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 9510,59 \text{ N}$$

$$R_{By} = -3461,57 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -711,96 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 0 \text{ N}$$

$$M = \sqrt{-401542,686^2 + 1103228,56^2} = 1174031,424 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 430 \cdot 10^3 \cdot \frac{67,5}{35,49} = 817,84 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 981} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1174031,424)^2 + (1 \cdot 817,84 \cdot 10^3)^2}} = 34,29 \text{ mm}$$

Por lo que el diámetro de eje escogido para el eje intermedio será de 40 mm por razones de construcción además de facilitar cálculos posteriores como pueden ser los rodamientos.

10 – Rodamientos.

Las cargas calculadas sobre los apoyos, en el apartado anterior son las fuerzas que actúan sobre los rodamientos cuando se encuentran engranadas las distintas marchas. Como se puede observar, estos rodamientos se encuentran sometidos a cargas radiales y axiales.

10.1 Eje Intermedio o intermediario.

Para el cálculo de los rodamientos vamos a tener en cuenta las fuerzas que se dan en los apoyos del eje. Realizaremos un cálculo a fatiga ya que este eje transmite fuerzas no constantes a una velocidad angular constante.

Fuerzas:

Marcha	Carga Radial A (N)	Carga Radial B (N)	Carga Axial (N)
1ra	8582,78	1445,94	1750,97
2da	5955,5	3059,38	112,23
3ra	5284,99	3408,07	1153,46
4ta	5264,5	4483,67	329,95
5ta	5553,2	4602,47	560,37
6ta	6207,81	5370,51	820,85
ma	6092,41	10322,82	3565,1

Tabla 4: Fuerzas en los apoyos del eje intermediario.

Debido a las condiciones de diseño se optará por utilizar un rodamiento de rodillos cilíndricos en el apoyo A (Carga Radial) y un rodamiento de bolas en el apoyo B (Carga Radial + Axial).

10.1.1 Rodamiento en A

Para hallar la carga equivalente, vamos a usar la siguiente fórmula (Apuntes Diseño de Máquinas [1]) que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_6^3 \cdot \frac{q_6}{100} + F_{ma}^3 \cdot \frac{q_{ma}}{100}}$$

Dónde:

F: es la fuerza de cada marcha

q: % de horas de funcionamiento sobre 100

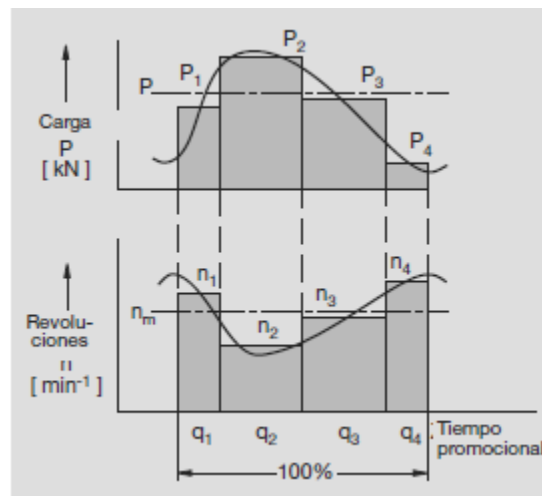


Figura 11: Carga equivalente en rodamientos.

$$F_e = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

$$F_e = C_s \cdot F_e$$

Como hemos dicho no hay fuerza axial en el apoyo A por lo que $F_a = 0$, $V = 1$ (aro interior en rotación)

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 8582,78 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 8582,78 = 10,3 \text{ KN}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 5955,5 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 5955,5 = 7,15 \text{ KN}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 5284,99 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 5284,99 = 6,34 \text{ KN}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 5264,5 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 5264,5 = 6,32 \text{ KN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 5553,2 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 5553,2 = 6,66 \text{ KN}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 6207,81 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 6207,81 = 7,45 \text{ KN}$$

$$F_{e_{ma}} = 1 \cdot 1 \cdot 6092,41 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 6092,41 = 7,31 \text{ KN}$$

Marchas	Duración (h)	Porcentaje (%)
1ra	400	8
2da	1100	22
3ra	1100	22
4ta	1100	22
5ta	900	18
6ta	250	5
ma	150	3

Tabla 5: Tiempo de trabajo aproximado de cada marcha.

$$F = \sqrt[3]{10,3^3 \cdot \frac{8}{100} + 7,15^3 \cdot \frac{22}{100} + 6,34^3 \cdot \frac{22}{100} + 6,32^3 \cdot \frac{22}{100} + 6,66^3 \cdot \frac{18}{100} + 7,45^3 \cdot \frac{5}{100} + 7,31^3 \cdot \frac{3}{100}} = 7,15 \text{ KN}$$

$$L = 5000 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{3625 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 1,088 \cdot 10^9 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(1/R)]^{1/1,483}}$$

$$L_{10} = \frac{1,088 \cdot 10^9}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(1/0,95)]^{1/1,483}} = 1757,514 \cdot 10^6$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 7,15 \cdot (1757,514)^{3/10} = 67,26 \text{ KN}$$

Con el dato de la capacidad dinámica de carga y el diámetro vamos al catálogo SKF



Figura 12: Fabricante de rodamientos.

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation * SKF Explorer bearing	Angle ring Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀		
mm			kN		-	-
40	80	18	62	53	NUP 208 ECM *	-
40	80	18	62	53	NUP 208 ECP *	-
40	80	23	81,5	75	NUP 2208 ECP *	-
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECP *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECJ *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NU 2208 ECJ *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NU 2208 ECML *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NUP 2208 ECJ *	-
40	80	23	81,5	75	NU 2208 ECP *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECML *	HJ 2208 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECP *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECM *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NUP 308 ECML *	-
40	90	23	93	78	NF 308 ECP *	-
40	90	23	93	78	NJ 308 ECM *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECML *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECJ *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NJ 308 ECML *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NJ 308 ECJ *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NJ 308 ECP *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NUP 308 ECP *	-
40	90	23	93	78	NUP 308 ECM *	-
40	90	23	93	78	N 308 ECP *	-
40	90	23	93	78	N 308 ECM *	-
40	90	33	129	120	NUP 2308 ECM *	-
40	90	33	129	120	NUP 2308 ECP *	-
40	90	33	129	120	NU 2308 ECKML *	-
40	90	33	129	120	NJ 2308 ECP *	-
40	90	33	129	120	NJ 2308 ECJ *	-
40	90	33	129	120	NJ 2308 ECML *	-

Figura 13: Catálogo de rodamientos de rodillos cilíndricos [6].

Como se observa el catálogo nos lleva a un rodamiento NUP 2208 ECP con las siguientes características (d=40mm, D=80mm, B=23mm, C=81,5 KN, Co=75 KN).

Principal dimensions			Basic load ratings	
d	D	B	dynamic C	static C ₀
mm			kN	
40	80	23	81,5	75

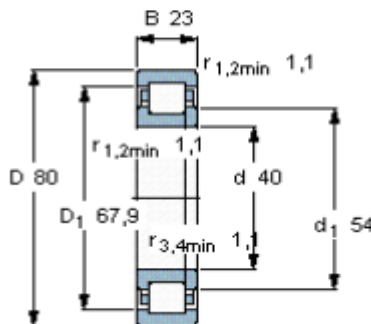


Figura 14: Rodamiento NUP 2208 ECP

Por lo tanto el rodamiento del apoyo A del eje intermediario será un rodamiento de rodillos cilíndricos del fabricante SKF del modelo NUP 2208 ECP.

10.1.2 Rodamiento en B

Ya que el rodamiento en B tendrá que soportar tanto fuerzas radiales como axiales se ha tomado la decisión de utilizar un rodamiento de bolas de contacto angular. A continuación se procederá al cálculo del mismo.

Para el cálculo de los rodamientos de bolas se sigue un proceso iterativo donde los primeros valores para iterar serán:

$$\text{- Si } Fa/F_r > e \quad X=0,56 \text{ e } Y=1,63$$

$$\text{- Si } Fa/F_r \leq e \quad X=1 \text{ e } Y=0$$

Luego:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e_1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 1445,94 + 1,63 \cdot 1750,97 = 3,66 \text{ KN}$$

$$F_{e_2} = 1 \cdot 1 \cdot 3059,38 + 0 \cdot 112,23 = 3,06 \text{ KN}$$

$$F_{e_3} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3408,07 + 1,63 \cdot 1153,46 = 3,78 \text{ KN}$$

$$F_{e_4} = 1 \cdot 1 \cdot 4483,67 + 0 \cdot 329,95 = 4,48 \text{ KN}$$

$$F_{e_5} = 1 \cdot 1 \cdot 4602,47 + 0 \cdot 560,37 = 4,6 \text{ KN}$$

$$F_{e_6} = 1 \cdot 1 \cdot 5370,51 + 0 \cdot 820,85 = 5,37 \text{ KN}$$

$$F_{e_{ma}} = 0,56 \cdot 1 \cdot 10322,82 + 1,63 \cdot 3565,1 = 11,59 \text{ KN}$$

$$F = \sqrt[3]{3,66^3 \cdot \frac{8}{100} + 3,06^3 \cdot \frac{22}{100} + 3,78^3 \cdot \frac{22}{100} + 4,48^3 \cdot \frac{22}{100} + 4,6^3 \cdot \frac{18}{100} + 5,37^3 \cdot \frac{5}{100} + 11,59^3 \cdot \frac{3}{100}} = 4,85 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{1,088 \cdot 10^9}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 1757,514 \cdot 10^6$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = (1,2 \cdot 4,85) \cdot 1757,514^{1/3} = 70,24 \text{ KN}$$

Con el dato de la capacidad dinámica de carga y el diámetro vamos al catálogo SKF y tomamos el inmediatamente superior.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
			C	C ₀			* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
15	35	11	12,7	8,3	22000	36000	QJ 202 N2MA
17	40	12	15,9	10,6	19000	30000	QJ 203 N2MA *
17	47	14	23,4	15	17000	28000	QJ 303 N2MA
20	52	15	32	21,6	18000	24000	QJ 304 N2MA *
20	52	15	32	21,6	18000	24000	QJ 304 MA *
20	52	15	32	21,6	20000	24000	QJ 304 N2PHAS *
25	52	15	27	21,2	16000	22000	QJ 205 MA *
25	52	15	27	21,2	16000	22000	QJ 205 N2MA *
25	62	17	39	28	12000	20000	QJ 305 N2MA *
25	62	17	39	28	12000	20000	QJ 305 MA *
30	62	16	37,5	30,5	14000	19000	QJ 206 MA *
30	62	16	37,5	30,5	14000	19000	QJ 206 N2MA *
30	72	19	53	41,5	12000	17000	QJ 306 N2MA *
30	72	19	53	41,5	12000	17000	QJ 306 MA *
30	72	19	53	41,5	14000	17000	QJ 306 N2PHAS *
35	72	17	49	41,5	12000	17000	QJ 207 N2MA *
35	80	21	64	51	11000	15000	QJ 307 N2MA *
35	80	21	64	51	13000	15000	QJ 307 N2PHAS *
35	80	21	64	51	11000	15000	QJ 307 MA *
40	80	18	56	49	11000	15000	QJ 208 MA *
40	80	18	56	49	11000	15000	QJ 208 N2MA *
40	90	23	78	64	10000	14000	QJ 308 N2MA *
40	90	23	78	64	10000	14000	QJ 308 MA *
45	85	19	63	56	10000	14000	QJ 209 MA *
45	100	25	100	83	9000	12000	QJ 309 MA *
45	100	25	100	83	9000	12000	QJ 309 N2MA *
45	100	25	100	83	10000	12000	QJ 309 N2PHAS *
50	90	20	65,5	61	9000	13000	QJ 210 MA *
50	110	27	118	100	8000	11000	QJ 310 MA *

Figura 15: Catálogo de rodamientos de bolas [6].

El catalogo nos lleva a un rodamiento QJ 308 MA (d= 40 mm, D= 90 mm, B= 23 mm, C=78 KN, Co=64 KN)

Ahora vamos a comprobar si el rodamiento es el adecuado interpolando en la tabla para hallar los verdaderos valores de X e Y en la siguiente tabla [1]:

F _a /C ₀	e	F _a /(VF _r)≤e		F _a /(VF _r)>e	
		X	Y	X	Y
0.014*	0.19	1	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1	0	0.56	1.71
0.07	0.27	1	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1	0	0.56	1.55
0.11	0.30	1	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1	0	0.56	1

*Usar 0.014 si Fa/C0<0.014

Tabla 6: Valores de X e Y en función de la Fa y Co.

Primera velocidad: $F_a/C_o = \frac{1750,97 \cdot 10^{-3} KN}{64KN} = 0,0273$ entramos en la tabla con este valor e interpolando obtenemos el valor de $Y=2,006$.

Tercera velocidad: $F_a/C_o = \frac{1153,46 \cdot 10^{-3} KN}{64KN} = 0,018$ entramos en la tabla con este valor e interpolando obtenemos el valor de $Y=2,214$.

Marcha atrás: $F_a/C_o = \frac{3565,1 \cdot 10^{-3} KN}{64KN} = 0,055$ entramos en la tabla con este valor e interpolando obtenemos el valor de $Y=1,713$.

$$Fe_1 = 0,56 \cdot 1 \cdot 1445,94 + 2,006 \cdot 1750,97 = 4,32 \text{ KN}$$

$$Fe_2 = 1 \cdot 1 \cdot 3059,38 + 0 \cdot 112,23 = 3,06 \text{ KN}$$

$$Fe_3 = 0,56 \cdot 1 \cdot 3408,07 + 2,214 \cdot 1153,46 = 4,46 \text{ KN}$$

$$Fe_4 = 1 \cdot 1 \cdot 4483,67 + 0 \cdot 329,95 = 4,48 \text{ KN}$$

$$Fe_5 = 1 \cdot 1 \cdot 4602,47 + 0 \cdot 560,37 = 4,6 \text{ KN}$$

$$Fe_6 = 1 \cdot 1 \cdot 5370,51 + 0 \cdot 820,85 = 5,37 \text{ KN}$$

$$Fe_{ma} = 0,56 \cdot 1 \cdot 10322,82 + 1,713 \cdot 3565,1 = 11,89 \text{ KN}$$

$$F = \sqrt[3]{4,32^3 \cdot \frac{8}{100} + 3,06^3 \cdot \frac{22}{100} + 4,46^3 \cdot \frac{22}{100} + 4,48^3 \cdot \frac{22}{100} + 4,6^3 \cdot \frac{18}{100} + 5,37^3 \cdot \frac{5}{100} + 11,89^3 \cdot \frac{3}{100}} = 5,04 \text{ KN}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = (1,2 \cdot 5,04) \cdot 1757,514^{1/3} = 72,98 \text{ KN}$$

Vamos nuevamente al catálogo y nos lleva al mismo rodamiento de antes por lo que se concluye que es el rodamiento correcto.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica	
d	D	B	C	C ₀
mm			kN	
40	90	23	78	64

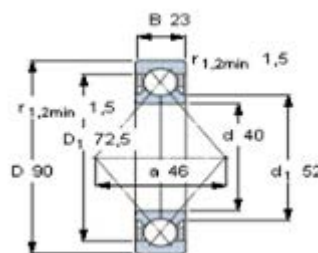


Figura 16: Rodamiento QJ 308 MA.

10.2 Eje secundario.

Este eje también tiene dos rodamientos, uno de ellos en el mismo apoyo donde se encuentra un rodamiento del eje primario y el otro, en la salida de la caja de cambios. Para el cálculo de los rodamientos vamos a tener en cuenta las fuerzas que se dan en los apoyos del eje. Realizaremos un cálculo a fatiga ya que este eje transmite fuerzas no constantes a una velocidad angular no constante.

Las fuerzas con las que contamos son:

Marcha	Carga Radial C (N)	Carga Radial D (N)	Carga Axial (N)
1ra	12210,184	973,95	5316,07
2da	8251,21	2607,47	3677,33
3ra	6325,55	3009,66	2411,64
4ta	4251,46	4045,5	3895,05
5ta	3170,85	4206,51	3004,73
6ta	1740,68	4996,86	2744,25
ma	2081,62	10120,96	0

Tabla 7: Fuerzas en los apoyos del eje secundario.

10.2.1 Rodamiento en C

Para hallar la carga equivalente vamos a usar la siguiente formula que se usa para cargas variables y velocidad angular constante.

$$F_e = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_4^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_5^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_6^3 \cdot \frac{q_6}{100} + F_{ma}^3 \cdot \frac{q_{ma}}{100}}$$

Dónde:

F: es la fuerza de cada marcha

q: % de horas de funcionamiento sobre 100

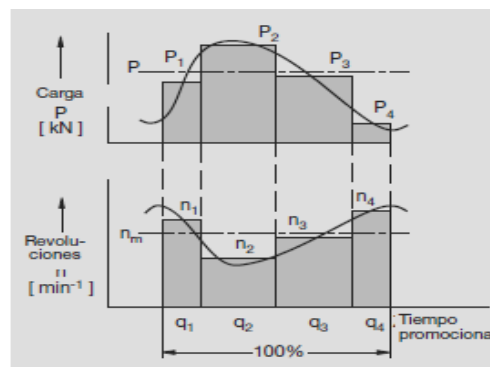


Figura 17: Carga equivalente en rodamientos.

$$F_e = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

$$F_e = C_s \cdot F_e$$

Como hemos dicho no hay fuerza axial en el apoyo C por lo que $F_a = 0$, $V = 1$ (aro interior en rotación).

$$F_{e_1} = 1 \cdot 1 \cdot 12210,184 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 12210,184 = 14,65 \text{ KN}$$

$$F_{e_2} = 1 \cdot 1 \cdot 8251,21 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 8251,21 = 9,9 \text{ KN}$$

$$F_{e_3} = 1 \cdot 1 \cdot 6325,55 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 6325,55 = 7,59 \text{ KN}$$

$$F_{e_4} = 1 \cdot 1 \cdot 4251,46 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 4251,46 = 5,1 \text{ KN}$$

$$F_{e_5} = 1 \cdot 1 \cdot 3170,85 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 3170,85 = 3,81 \text{ KN}$$

$$F_{e_6} = 1 \cdot 1 \cdot 1740,68 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 1740,68 = 2,09 \text{ KN}$$

$$F_{e_{ma}} = 1 \cdot 1 \cdot 2081,62 + Y \cdot 0 = 1,2 \cdot 2081,62 = 2,5 \text{ KN}$$

$$F = \sqrt[3]{14,65^3 \cdot \frac{8}{100} + 9,9^3 \cdot \frac{22}{100} + 7,59^3 \cdot \frac{22}{100} + 5,1^3 \cdot \frac{22}{100} + 3,81^3 \cdot \frac{18}{100} + 2,09^3 \cdot \frac{5}{100} + 2,5^3 \cdot \frac{3}{100}} = 8,44 \text{ KN}$$

$$L_1 = 400h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{1878,4 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 45,081 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_2 = 1100h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{2457,63 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 162,2 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_3 = 1100h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{3222,22 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 212,67 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_4 = 1100h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{4215,12 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 278,2 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_5 = 900h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{5534,35 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 298,85 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_6 = 250h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{7250 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 108,75 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{ma} = 150h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1h} \cdot \frac{2013,89 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 18,13 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L = 1123,88 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{1123,88 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{1/1,483}} = 1815,47 \cdot 10^6$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 8,44 \cdot (1815,47)^{3/10} = 80,18 \text{ KN}$$

Con el dato de la capacidad dinámica de carga y el diámetro vamos al catálogo SKF

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation * SKF Explorer bearing	Angle ring Designation
d	D	B	dynamic C	static Co		
mm			kN		-	-
40	80	18	62	53	NUP 208 ECM *	-
40	80	18	62	53	NUP 208 ECP *	-
40	80	23	81,5	75	NUP 2208 ECP *	-
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECP *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECJ *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NU 2208 ECJ *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NU 2208 ECML *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NUP 2208 ECJ *	-
40	80	23	81,5	75	NU 2208 ECP *	HJ 2208 EC
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECML *	HJ 2208 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECP *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECM *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NUP 308 ECML *	-
40	90	23	93	78	NF 308 ECP *	-
40	90	23	93	78	NJ 308 ECM *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECML *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NU 308 ECJ *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NJ 308 ECML *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NJ 308 ECJ *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NJ 308 ECP *	HJ 308 EC
40	90	23	93	78	NUP 308 ECP *	-
40	90	23	93	78	NUP 308 ECM *	-
40	90	23	93	78	N 308 ECP *	-
40	90	23	93	78	N 308 ECM *	-
40	90	33	129	120	NUP 2308 ECM *	-
40	90	33	129	120	NUP 2308 ECP *	-
40	90	33	129	120	NU 2308 ECKML *	-
40	90	33	129	120	NJ 2308 ECP *	-
40	90	33	129	120	NJ 2308 ECJ *	-
40	90	33	129	120	NJ 2308 ECML *	-

Figura 18: Catálogo de rodamientos de rodillos cilíndricos.

Como se observa el catálogo nos lleva a un rodamiento NUP 2208 ECP con las siguientes características (d=40mm, D=80mm, B=23mm, C=81,5 KN, Co=75 KN).

Principal dimensions			Basic load ratings	
d	D	B	dynamic C	static Co
mm			kN	
40	80	23	81,5	75

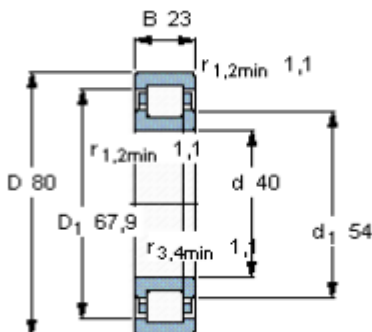


Figura 19: Rodamiento NUP 2208 ECP [6].

Por lo tanto el rodamiento del apoyo C del eje secundario será un rodamiento de rodillos cilíndricos del fabricante SKF del modelo NUP 2208 ECP.

10.2.2 Rodamiento en D

Ya que el rodamiento en D tendrá que soportar tanto fuerzas radiales como axiales se ha tomado la decisión de utilizar un rodamiento de bolas de contacto angular. A continuación se procederá al cálculo del mismo.

Para el cálculo de los rodamientos de bolas se sigue un proceso iterativo donde los primeros valores para iterar serán:

$$- \text{Si } Fa/Fr > e \quad X= 0,56 \text{ e } Y= 1,63$$

$$- \text{Si } Fa/Fr \leq e \quad X= 1 \text{ e } Y= 0$$

Luego:

$$Fe = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$Fe_1 = 0,56 \cdot 1 \cdot 973,95 + 1,63 \cdot 5316,07 = 9,21 \text{ KN}$$

$$Fe_2 = 0,56 \cdot 1 \cdot 2607,47 + 1,63 \cdot 3677,23 = 7,45 \text{ KN}$$

$$Fe_3 = 0,56 \cdot 1 \cdot 3009,6 + 1,63 \cdot 2411,64 = 5,62 \text{ KN}$$

$$Fe_4 = 0,56 \cdot 1 \cdot 4045,5 + 1,63 \cdot 3895,05 = 8,61 \text{ KN}$$

$$Fe_5 = 0,56 \cdot 1 \cdot 4206,51 + 1,63 \cdot 3004,73 = 7,25 \text{ KN}$$

$$Fe_6 = 0,56 \cdot 1 \cdot 4996,86 + 1,63 \cdot 2744,25 = 7,27 \text{ KN}$$

$$Fe_{ma} = 1 \cdot 1 \cdot 10120,96 + 0 \cdot 0 = 10,12 \text{ KN}$$

$$F = \sqrt[3]{9,21^3 \cdot \frac{8}{100} + 7,45^3 \cdot \frac{22}{100} + 5,62^3 \cdot \frac{22}{100} + 8,61^3 \cdot \frac{22}{100} + 7,25^3 \cdot \frac{18}{100} + 7,27^3 \cdot \frac{5}{100} + 10,12^3 \cdot \frac{3}{100}} = 7,67 \text{ KN}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = (1,2 \cdot 7,67) \cdot 1815,47^{1/3} = 112,3 \text{ KN}$$

Con el dato de la capacidad dinámica de carga vamos al catálogo SKF:

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			C	C ₀	rpm		* rodamiento SKF Explorer
55	100	21	85	83	8000	11000	QJ 211 N2MA *
55	100	21	85	83	8000	11000	QJ 211 MA *
55	120	29	137	118	7000	10000	QJ 311 MA *
55	120	29	137	118	7000	10000	QJ 311 N2MA *

Figura 20: Catalogo de rodamientos de bolas.

El rodamiento al que nos lleva el catalogo posee un diámetro interior mayor que el que necesitamos por lo que si optamos por utilizarlo aparecerían zonas de concentración de tensiones. Además que el diámetro exterior es de un valor considerable lo que nos dará problemas con la distancia entre ejes.

Una vez valoradas las opciones que tenemos se opta por montar 2 rodamientos en pareja que cumpla las sollicitaciones anteriores y a su vez tenga el diámetro que necesitamos.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
35	80	21	64	51	13000	15000	QJ 307 N2PHAS *
35	80	21	64	51	11000	15000	QJ 307 MA *
40	80	18	56	49	11000	15000	QJ 208 MA *
40	80	18	56	49	11000	15000	QJ 208 N2MA *
40	90	23	78	64	10000	14000	QJ 308 N2MA *
40	90	23	78	64	10000	14000	QJ 308 MA *
45	85	19	63	56	10000	14000	QJ 209 MA *
45	100	25	100	83	9000	12000	QJ 309 MA *
45	100	25	100	83	9000	12000	QJ 309 N2MA *

Figura 21: Catalogo de rodamientos de bolas.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica	
d	D	B	dinámica	estática
mm			kN	
40	90	23	78	64

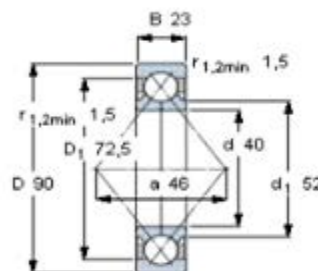


Figura 22: Rodamiento QJ 308 MA.

Por lo tanto para el apoyo D del eje secundario se colocaran 2 rodamientos de bolas QJ 308 MA montaje en parejas del fabricante SKF (d= 40 mm, D= 90 mm, B= 23 mm, C=78 KN, Co=64 KN).

10.3 Rodamientos de las ruedas del eje secundario (Ruedas locas).

Las ruedas que encontramos en el eje secundario menos la correspondiente a marcha atrás giran locas, hasta el momento en que el sincronizador se ajuste a una de ellas. Para que puedan girar locas tienen que ir provistas de rodamientos que tienen que soportar la carga de cada marcha.

Los rodamientos que se suelen usar y por los que optamos son los de agujas. A pesar de su pequeña sección transversal, tienen una gran capacidad de carga y, por lo tanto, son muy apropiados para disposiciones de rodamientos con un espacio radial limitado. En este caso los rodamientos no soportaran fuerzas axiales.

$$F_e = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

$$X= 1, V= 1, F_a = 0$$

10.3.1 Primera velocidad.

$$U = 12116,09 \text{ N}$$

$$F_R = 4816,68 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{12116,09^2 + 4816,68^2} = 13,04 \text{ KN}$$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 13,04 + 0 = 13,04 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{45,081 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1,483}} = 72,82 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 13,04 \cdot 72,82^{1/3} = 54,45 \text{ KN}$$

Vamos al catálogo SKF rodamientos de aguja con la capacidad de carga y buscando un diámetro d= 40 mm.

**Needle roller bearings with machined rings
d 35 – 50 mm**

Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C	C ₀	P _L	Reference speed	Limiting speed	kg	-
mm				kN		kN	r/min			
35	50	30	-	30,3	61	7,5	10 000	11 000	0,13	NKI 35/30 TN
	55	30	-	35	83	10,8	10 000	11 000	0,17	NKI 35/30 TN
	55	20	-	31,9	54	6,95	9 500	11 000	0,17	NA 4907
	55	21	-	27	43	5,4	9 500	5 400	0,18	NA 4907 RS
	55	21	20	27	43	5,4	-	5 400	0,18	NA 4907,2RS
38	58	22	-	48,4	93	11,8	9 500	11 000	0,31	NA 4907
	58	22	-	39,1	61	7,8	9 000	10 000	0,22	NKIS 35
	53	20	-	27,5	55	6,95	9 500	11 000	0,14	NKI 38/20
40	53	30	-	40,2	90	11,6	9 500	11 000	0,21	NKI 38/30
	55	20	-	31,4	67	8,3	9 000	10 000	0,14	NKI 40/20 TN
	55	30	-	45,7	108	13,4	9 000	10 000	0,23	NKI 40/30 TN
	55	30	-	42,9	71	9,15	8 000	9 500	0,25	NA 4908
	62	23	12	36,9	58,5	7,35	8 000	4 000	0,25	NA 4908 RS
	62	23	12	36,9	58,5	7,35	-	4 000	0,25	NA 4908,2RS
	62	40	-	67,1	125	16	8 000	9 500	0,43	NA 6908
65	22	-	42,9	72	9,15	8 000	9 000	0,28	NKIS 40	

Figura 23: Catálogo de rodamientos de aguja [6].

El catalogo nos indica que el rodamiento que satisface nuestras solicitudes es un rodamiento de agujas con anillo mecanizado NA 6908 con las siguientes características:

$$d= 40 \text{ mm}, D= 62 \text{ mm}, B= 40 \text{ mm}, C= 67,1 \text{ KN}, Co=125 \text{ KN}.$$

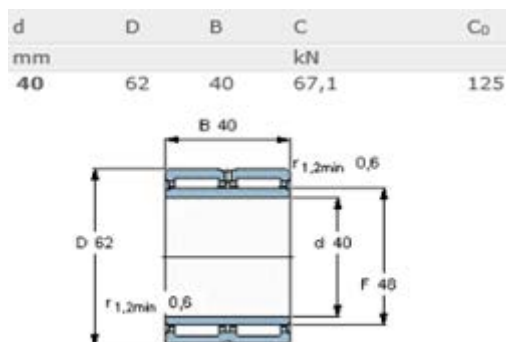


Figura 24: Rodamiento NA 6908.

10.3.2 Segunda velocidad.

$$U = 10103,38 \text{ N}$$

$$F_R = 3912,76 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{10103,38^2 + 3912,76^2} = 10,83 \text{ KN}$$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 10,83 + 0 = 10,83 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{142,4 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1/1,483}} = 230,03 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 10,83 \cdot 230,03^{1/3} = 66,35 \text{ KN}$$

Vamos al catálogo y este nos indica que el rodamiento que satisface nuestras es el mismo que el utilizado para la rueda de la 1ra velocidad NA 6908 con las siguientes características: d= 40 mm, D= 62 mm, B= 40 mm, C= 67,1 KN, Co=125 KN.

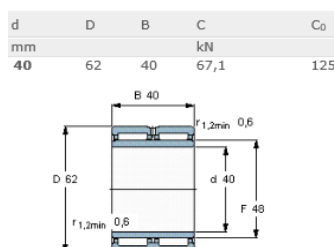


Figura 25: Rodamiento NA 6908.

10.3.3 Tercera velocidad

$$U = 8725,65 \text{ N}$$

$$F_R = 3295,4 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{8725,65^2 + 3295,4^2} = 9327,2 \text{ N}$$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 9327,2 + 0 = 9,33 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{212,67 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1/1,483}} = 343,54 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 9,33 \cdot 343,54^{1/3} = 65,27 \text{ KN}$$

Vamos al catálogo y este nos indica que el rodamiento que satisface nuestras es el mismo que el utilizado para la rueda de la 1ra velocidad NA 6908 con las siguientes características:

d= 40 mm, D= 62 mm, B= 40 mm, C= 67,1 KN, Co=125 KN.

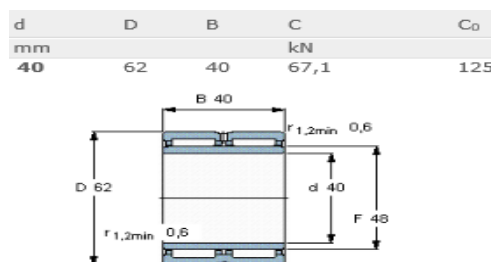


Figura 26: Rodamiento NA 6908

10.3.4 Cuarta velocidad

$$U = 7667,62 \text{ N}$$

$$F_R = 3129,1 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{7667,62^2 + 3129,1^2} = 8281,52 \text{ N}$$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 8281,52 + 0 = 8,28 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{278,2 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1/1,483}} = 449,4 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 8,28 \cdot 449,4^{1/3} = 63,42 \text{ KN}$$

Vamos al catálogo y este nos indica que el rodamiento que satisface nuestras es el mismo que el utilizado para la rueda de la 1ra velocidad NA 6908 con las siguientes características:

$$d= 40 \text{ mm}, D= 62 \text{ mm}, B= 40 \text{ mm}, C= 67,1 \text{ KN}, Co=125 \text{ KN}.$$

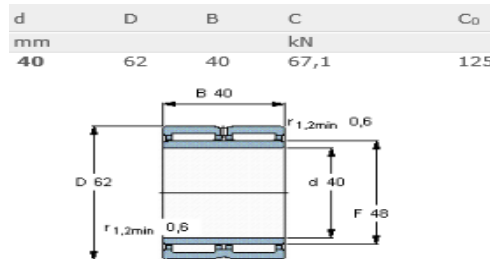


Figura 27: Rodamiento NA 6908

10.3.5 Quinta velocidad

$$U = 6848,22 \text{ N}$$

$$F_R = 2722,47 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{6848,22^2 + 2722,47^2} = 7369,53 \text{ N}$$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 7369,53 + 0 = 7,37 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{298,85 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(1/0,95 \right) \right]^{1/1,483}} = 482,75 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 7,37 \cdot 482,75^{1/3} = 57,82 \text{ KN}$$

Vamos al catálogo y este nos indica que el rodamiento que satisface nuestras es el mismo que el utilizado para la rueda de la 1ra velocidad NA 6908 con las siguientes características: d= 40 mm, D= 62 mm, B= 40 mm, C= 67,1 KN, Co=125 KN.

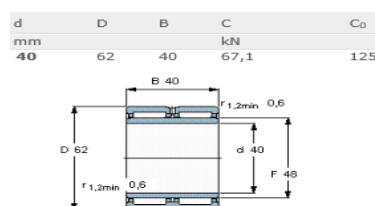


Figura 28: Rodamiento NA 6908

10.3.6 Sexta velocidad

$$U = 6254,55 \text{ N}$$

$$F_R = 2486,46 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{6254,55^2 + 2486,46^2} = 6730,67 \text{ N}$$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 6730,67 + 0 = 6,73 \text{ KN}$$

$$L_{10} = \frac{108,75 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{1/1,483}} = 175,67 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F \cdot (L_{10})^{1/a} = 6,73 \cdot 175,67^{1/3} = 37,69 \text{ KN}$$

Vamos al catálogo SKF rodamientos de aguja con la capacidad de carga y buscando un diámetro d= 40 mm.

Needle roller bearings with machined rings
d 35 – 50 mm

Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed	kg	–
mm	mm	mm	mm	kN	kN	kN	r/min	r/min	kg	–
35	50	20	–	30,3	61	7,5	10 000	11 000	0,13	NKI 35/20 TN
	50	30	–	38	83	10,8	10 000	11 000	0,19	NKI 35/30
	55	20	–	31,9	54	6,95	9 500	11 000	0,17	NA 4907
	55	21	20	27	43	5,4	9 500	5 400	0,18	NA 4907 RS
	55	21	20	27	43	5,4	–	5 400	0,18	NA 4907.2RS
	55	36	–	48,4	93	11,8	9 500	11 000	0,31	NA 6907
38	58	22	–	39,1	61	7,8	9 000	10 000	0,22	NKIS 35
	53	20	–	27,5	55	6,95	9 500	11 000	0,14	NKI 38/20
	53	30	–	40,2	90	11,6	9 500	11 000	0,21	NKI 38/30
40	55	20	–	31,4	67	8,3	9 000	10 000	0,14	NKI 40/20 TN
	55	30	–	45,7	108	13,4	9 000	10 000	0,22	NKI 40/30 TN
	62	22	–	42,9	71	9,15	8 000	9 500	0,23	NA 4908
	62	23	22	36,9	58,5	7,35	8 000	4 000	0,25	NA 4908 RS
	62	23	22	36,9	58,5	7,35	–	4 000	0,25	NA 4908.2RS
	62	40	–	67,1	125	16	8 000	9 500	0,43	NA 6908
	65	22	–	42,9	72	9,15	8 000	9 000	0,28	NKIS 40

Figura 29: Catalogo de rodamientos de aguja.

El catalogo nos indica que el rodamiento que satisface nuestras solicitudes es un rodamiento de agujas con anillo mecanizado NA 4908 con las siguientes características:

$$d= 40 \text{ mm}, D= 62 \text{ mm}, B= 22 \text{ mm}, C= 42,9 \text{ KN}, Co= 71 \text{ KN}.$$

d	D	B	C	C ₀
mm	mm	mm	kN	kN
40	62	22	42,9	71

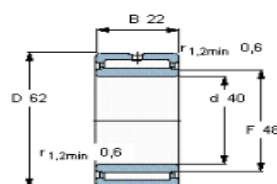


Figura 30: Rodamiento NA 4908

11 – Sincronizadores.

Este mecanismo es el que permite fijar la rueda de la marcha que queremos seleccionar, que se encuentre girando loca, y que mediante el sincronizador se fija al eje para transmitir el par y las revoluciones del motor. De este modo, se pueden seleccionar la marcha que se desee.

Esto es posible porque el sincronizador se encuentra fijo en el eje mediante un estriado, que debe calcularse su longitud mínima para que sea capaz de transmitir el par del motor.



Figura 31: Despiece parcial de un sincronizador.

Las dimensiones del cubo y la corona vienen definida en la norma DIN 5480, que utiliza la siguiente fórmula:

$$L_t = \frac{F_u}{h \cdot p \cdot Z} \cdot K$$

Dónde:

$p \left(\frac{N}{mm^2} \right)$: Es la presión en los flancos

K: Es el factor soporte (K=1,35)

$F_u(N)$: Fuerza tangencial en el eje. $F_u = T/r$. T es el momento de giro y $r = d/2$

h: Es la altura portante de los dientes.

L_t : Longitud portante de la unión.

Z: Es el número de dientes.

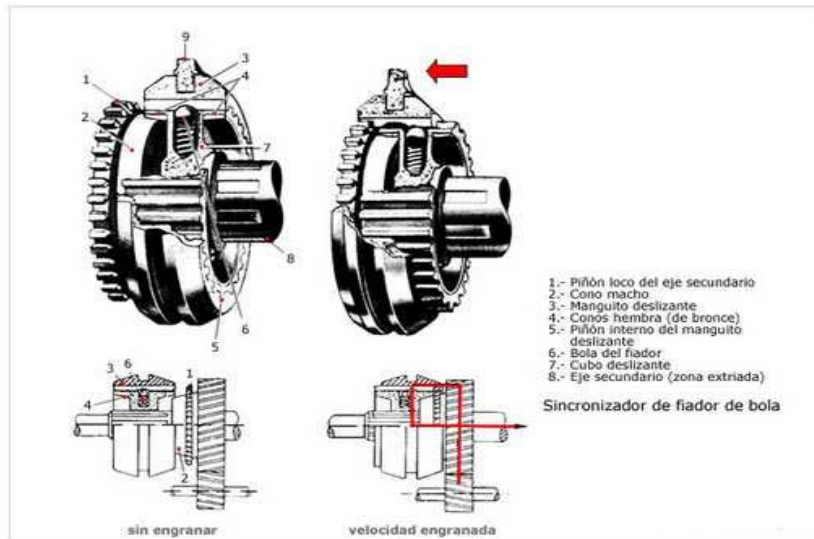


Figura 32: Sincronizador de fiador de bola.

$$p = 85 \text{ N/mm}^2, m = 2, d_1 = 40 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 40 - 2 \cdot 2 = 36 \text{ mm}$$

Con el diámetro y el modulo voy a la tabla y obtengo Z=18 dientes:

d_g mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
40	78	64	52	48	38	30	25	21	18	14	12	8	6	

Tabla 8: Número de dientes en función del diámetro y el modulo.

-Sincronizador de 1^{ra} y 2^{da}:

$$F_u = \frac{T}{r} = \frac{827,75 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,04/2 \text{ m}} = 41387,5 \text{ N}$$

$$L_t = \frac{F_u}{h \cdot p \cdot Z} \cdot K = \frac{41387,5}{2 \text{ mm} \cdot 85 \text{ N/mm}^2 \cdot 18} \cdot 1,35 = 18,26 \text{ mm}$$

-Sincronizador de 3^{ra} y 4^{ta}:

$$F_u = \frac{T}{r} = \frac{475,15 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,04/2 \text{ m}} = 23757,5 \text{ N}$$

$$L_t = \frac{F_u}{h \cdot p \cdot Z} \cdot K = \frac{23757,5 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 85 \text{ N/mm}^2 \cdot 18} \cdot 1,35 = 10,48 \text{ mm}$$

-Sincronizador de 5^{ta} y 6^{ta}:

$$F_u = \frac{T}{r} = \frac{280,36 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,04/2 \text{ m}} = 14018 \text{ N}$$

$$L_t = \frac{F_u}{h \cdot p \cdot Z} \cdot K = \frac{14018 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 85 \text{ N/mm}^2 \cdot 18} \cdot 1,35 = 18,26 \text{ mm}$$

11.1 Dimensiones de los sincronizadores.

Los sincronizadores trabajan exactamente igual a un embrague cónico. Esta conicidad hace que la rueda a la que va a ajustar sea solidaria con el eje. La única diferencia es que el sincronizador tiene un dentado para que encaje perfectamente. El cálculo lo vamos a suponer sin que tenga el dentado; por tanto, vamos a comprobar si la conicidad soporta el par que se transmite.

$$F_a = 2\pi \cdot p \cdot r_i \cdot (r_e - r_i)$$

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\text{sen } \alpha}$$

$$\mu = 0,4, \alpha = 45^\circ$$

-Sincronizador de 1^{ra} y 2^{da}:

$$r_e = 35 \text{ mm}$$

$$r_i = \frac{r_e}{1,2} = 29,16 = 30 \text{ mm}$$

$$F_a = 2\pi \cdot p \cdot r_i \cdot (r_e - r_i) = 2\pi \cdot 85 \cdot 30 \cdot (35 - 30) = 80110,6 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\text{sen } \alpha} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 85 \cdot 30 \cdot (35^2 - 30^2)}{\text{sen } 45^\circ} = 1472,82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Comprobamos que $T_1=827,75 \text{ N}\cdot\text{m} < 1472,82 \text{ N}\cdot\text{m}$, el sincronizador aguanta el par.

-Sincronizador de 3^{ra} y 4^{ta}:

$$r_e = 30 \text{ mm}$$

$$r_i = \frac{r_e}{1,2} = 25 \text{ mm}$$

$$F_a = 2\pi \cdot p \cdot r_i \cdot (r_e - r_i) = 2\pi \cdot 85 \cdot 25 \cdot (30 - 25) = 66758,8 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\text{sen } \alpha} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 85 \cdot 25 \cdot (30^2 - 25^2)}{\text{sen } 45^\circ} = 1038,52 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Comprobamos que $T_1=475,15 \text{ N}\cdot\text{m} < 1038,52 \text{ N}\cdot\text{m}$, el sincronizador aguanta el par.

-Sincronizador de 5^{ta} y 6^{ta}:

$$r_e = 20 \text{ mm}$$

$$r_i = \frac{r_e}{1,2} = 16,66 = 17 \text{ mm}$$

$$F_a = 2\pi \cdot p \cdot r_i \cdot (r_e - r_i) = 2\pi \cdot 85 \cdot 17 \cdot (20 - 17) = 27237,6 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\text{sen } \alpha} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 85 \cdot 17 \cdot (20^2 - 17^2)}{\text{sen } 45^\circ} = 285,05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Comprobamos que $T_1=280,36 \text{ N}\cdot\text{m} < 285,05 \text{ N}\cdot\text{m}$, el sincronizador aguanta el par.

12 – Dimensiones de los elementos del diferencial.

Como se ha expuesto antes, el diferencial está compuesto por dos satélites y dos planetarios, además de la corona y el piñón. Estos serán ruedas cónicas de dientes rectos que cortan a 90° y con un módulo de $m = 5$ mm de la serie normalizada I según la norma DIN 780.

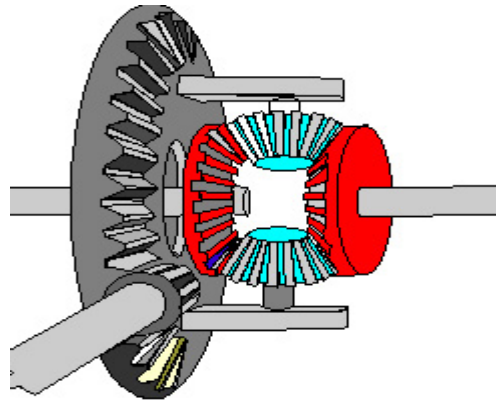


Figura 33: Diferencial de un automóvil (2 satélites, 2 planetarios, corona y piñón).

Las dimensiones de los elementos se van a calcular con las siguientes ecuaciones:

Angulo primitivo:

$$\operatorname{tg}\theta_1 = i$$

$$\operatorname{tg}\theta_2 = \frac{1}{i}$$

Angulo de addendum:

$$a_c = \theta_c - \theta = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot \operatorname{sen} \theta}{Z}$$

Angulo de dedendum:

$$a_f = \theta - \theta_f = \operatorname{arctg} \frac{2,5 \cdot \operatorname{sen} \theta}{Z}$$

Anchura del diente:

$$b = \psi \cdot m$$

Radio primitivo:

$$R = \frac{m \cdot Z}{2}$$

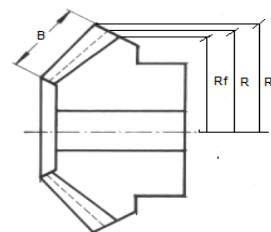


Figura 34: Esquema engranaje cónico de dientes rectos.

Radio de cabeza:

$$R_c = \frac{m \cdot Z}{2} + m \cdot \cos \theta$$

Radio de fondo:

$$R_f = \frac{m \cdot Z}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta$$

12.1 Dimensiones de los satélites.

$$i = \frac{Z_s}{Z_p} = \frac{12}{16} = 0,75$$

$$\theta_1 = \arctg i = 36,87^\circ$$

$$a_c = \arctg \frac{2 \cdot \text{sen } 36,87^\circ}{12} = 5,71^\circ$$

$$a_f = \arctg \frac{2,5 \cdot \text{sen } 36,87^\circ}{12} = 7,125^\circ$$

$$b = \psi \cdot m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m \cdot Z}{2} = \frac{5 \cdot 12}{2} = 30 \text{ mm}$$

$$R_c = \frac{m \cdot Z}{2} + m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 12}{2} + 5 \cdot \cos 36,87^\circ = 34 \text{ mm}$$

$$R_f = \frac{m \cdot Z}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 12}{2} - 1,25 \cdot 5 \cdot \cos 36,87^\circ = 25 \text{ mm}$$

12.2 Dimensiones de los planetarios.

$$i = \frac{Z_s}{Z_p} = \frac{12}{16} = 0,75$$

$$\theta_1 = \arctg \frac{1}{0,75} = 53,13^\circ$$

$$a_c = \arctg \frac{2 \cdot \text{sen } 53,13^\circ}{16} = 5,71^\circ$$

$$a_f = \arctg \frac{2,5 \cdot \text{sen } 53,13^\circ}{16} = 7,125^\circ$$

$$b = \psi \cdot m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m \cdot Z}{2} = \frac{5 \cdot 16}{2} = 40 \text{ mm}$$

$$R_c = \frac{m \cdot Z}{2} + m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 16}{2} + 5 \cdot \cos 53,13^\circ = 43 \text{ mm}$$

$$R_f = \frac{m \cdot Z}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 16}{2} - 1,25 \cdot 5 \cdot \cos 53,13^\circ = 36,25 \text{ mm}$$

12.3 Dimensiones del piñón.

$$i = \frac{Z_{corona}}{Z_{piñon}} = \frac{53}{14} = 3,785$$

$$\theta_1 = \arctg \frac{1}{3,785} = 14,8^\circ$$

$$a_c = \arctg \frac{2 \cdot \text{sen } 14,8^\circ}{14} = 2,09^\circ$$

$$a_f = \arctg \frac{2,5 \cdot \text{sen } 14,8^\circ}{14} = 2,61^\circ$$

$$b = \psi \cdot m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m \cdot Z}{2} = \frac{5 \cdot 14}{2} = 35 \text{ mm}$$

$$R_c = \frac{m \cdot Z}{2} + m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 14}{2} + 5 \cdot \cos 14,8^\circ = 39,83 \text{ mm}$$

$$R_f = \frac{m \cdot Z}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 14}{2} - 1,25 \cdot 5 \cdot \cos 14,8^\circ = 28,96 \text{ mm}$$

12.4 Dimensiones de la corona.

$$i = \frac{Z_{corona}}{Z_{piñon}} = \frac{53}{14} = 3,785$$

$$\theta_1 = \arctg 3,785 = 75,2^\circ$$

$$a_c = \arctg \frac{2 \cdot \text{sen } 75,2^\circ}{53} = 2,09^\circ$$

$$a_f = \arctg \frac{2,5 \cdot \text{sen } 75,2^\circ}{53} = 2,61^\circ$$

$$b = \psi \cdot m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m \cdot Z}{2} = \frac{5 \cdot 53}{2} = 132,5 \text{ mm}$$

$$R_c = \frac{m \cdot Z}{2} + m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 53}{2} + 5 \cdot \cos 75,2^\circ = 133,78 \text{ mm}$$

$$R_f = \frac{m \cdot Z}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta = \frac{5 \cdot 53}{2} - 1,25 \cdot 5 \cdot \cos 75,2^\circ = 130,9 \text{ mm}$$

13 – Chavetas.

Es muy importante el cálculo de la longitud de las chavetas tanto a cortadura como a aplastamiento según la norma DIN 6885, ya que según esta norma, para un eje de determinado diámetro, establece las medidas de altura y base de la chaveta.

Las chavetas son de un material con propiedades inferiores a las del eje y el piñón para que en caso de rotura, se rompa la chaveta debido a su fácil sustitución y a su bajo coste. Por este motivo, el material seleccionado es el acero mejorado sin alear Ck60, cuyas propiedades son:

$$\text{Resistencia a tracción: } \sigma_B = 75 - 90 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\text{Límite de fluencia mínimo: } \sigma_B = 45 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\text{Dureza Brinell HB} = 217-265 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\text{Resistencia a fatiga a flexión: } \sigma_{Bw} = \pm 35 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\text{Solicitud admisible: } \sigma_{Badm} = 1300-1500 \text{ Kg/cm}^2$$

Para conocer la fuerza que actúa sobre la chaveta, se calcula mediante el par transmitido por los engranajes y el radio del eje. Para el diseño de las chavetas, hay que despejar la longitud de estas, debido a que la anchura y la altura viene determinada por la norma DIN 6885/1. Se utilizará también un coeficiente de seguridad $C_s = 1,5$.

Fórmulas para el cálculo de la longitud de las chavetas:

Cortadura:

$$\frac{F}{A_{cort}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C_s}$$

Dónde:

F: Fuerza ejercida sobre la chaveta.

A: Área de cortadura.

σ_{yp} : Tensión de fluencia.

C_s : Coeficiente de seguridad.

Aplastamiento:

$$\frac{F}{A_{aplast}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs}$$

Dónde:

F: Fuerza ejercida sobre la chaveta.

A: Área de aplastamiento.

σ_{yp} : Tensión de fluencia.

Cs: Coeficiente de seguridad.

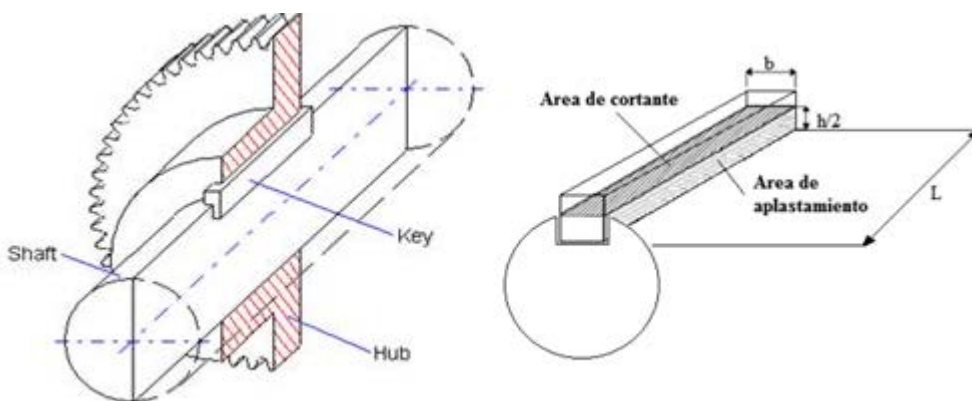


Figura 35: Áreas de trabajo en una chaveta

La norma DIN 6885 nos fija los valores del ancho y la altura de la chaveta dependiendo del diámetro de nuestro eje, como muestra la siguiente tabla [1]:

DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS				
	DIN 6885 - HOJA 1				
	b * h	t ₁	t ₂	r ₁	r ₂
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	0,7	0,3
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4

Tabla 9: Dimensiones de chaveta en función del diámetro del eje.

13.1 Chaveta del eje primario.

El eje primario recibe la potencia directamente desde el motor, con lo cual, el par torsor en este eje será de 215 Nm. A partir de este y sabiendo que el diámetro del eje es de 20,01 mm calculamos la fuerza a la que está sometida la chaveta.

$$T = 215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F = \frac{T}{r_{\text{eje}}} = \frac{215 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\frac{20,01}{2} \text{ mm}} = 21489,26 \text{ N}$$

Aplastamiento:

$$\frac{F}{A_{\text{aplast}}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs} \longrightarrow \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs}$$

$$\frac{21489,26 \text{ N}}{\frac{6 \text{ mm}}{2} \cdot L} \leq \frac{45 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{1,5}$$

$$L \geq 24,34 \text{ mm}$$

Cortadura:

$$\frac{F}{A_{\text{cort}}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs} \longrightarrow \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs}$$

$$\frac{21489,26 \text{ N}}{6 \text{ mm} \cdot L} \leq \frac{45 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{2 \cdot 1,5}$$

$$L \geq 24,34 \text{ mm}$$

Por lo tanto según la norma DIN 6885 la chaveta que se utilizara para el eje primario será: DIN 6885 A 6x6x25.

13.2 Chaveta del eje intermediario.

El eje intermedio recibe la potencia del eje primario a través de la relación fija, la potencia de un eje al otro no varía con lo que igualando la potencia se saca el par torsor

del eje intermediario, en este caso será 430 Nm. A partir de este y sabiendo que el diámetro del eje es de 40 mm, calculamos la fuerza a la que está sometida la chaveta.

$$T = 430 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F = \frac{T}{r_{\text{eje}}} = \frac{430 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\frac{40}{2} \text{ mm}} = 21500 \text{ N}$$

Aplastamiento:

$$\frac{F}{A_{\text{aplast}}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs} \longrightarrow \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs}$$

$$\frac{21500 \text{ N}}{\frac{8 \text{ mm}}{2} \cdot L} \leq \frac{45 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{1,5}$$

$$L \geq 18,26 \text{ mm}$$

Cortadura:

$$\frac{F}{A_{\text{cort}}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs} \longrightarrow \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs}$$

$$\frac{21500 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot L} \leq \frac{45 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{2 \cdot 1,5}$$

$$L \geq 12,18 \text{ mm}$$

Por lo tanto según la norma DIN 6885 la chaveta que se utilizara para el eje intermediario será: DIN 6885 A 12x8x20.

13.3 Chaveta del eje secundario.

El eje secundario recibe la potencia del eje intermedio a través de la relación que ofrecen sus diferentes marchas, para el cálculo de las chavetas se necesitara el valor máximo del par torsor, correspondiente a la primera velocidad en la que tenemos un par torsor de 774 Nm. A partir de este y sabiendo que el diámetro del eje es de 40 mm calculamos la fuerza a la que está sometida la chaveta.

$$T = 744 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F = \frac{T}{r_{eje}} = \frac{744 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\frac{40}{2} \text{ mm}} = 38700 \text{ N}$$

Aplastamiento:

$$\frac{F}{A_{aplast}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs} \longrightarrow \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{Cs}$$

$$\frac{38700 \text{ N}}{\frac{8 \text{ mm}}{2} \cdot L} \leq \frac{45 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{1,5}$$

$$L \geq 32,87 \text{ mm}$$

Cortadura:

$$\frac{F}{A_{cort}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs} \longrightarrow \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot Cs}$$

$$\frac{38700 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot L} \leq \frac{45 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{2 \cdot 1,5}$$

$$L \geq 21,92 \text{ mm}$$

Por lo tanto según la norma DIN 6885 la chaveta que se utilizara para el eje intermedio será: DIN 6885 A 12x8x35.

INDICE

1.- Materiales.....2

2.- Elementos comerciales.....4

3.- Mecanizado.....5

4.- Montaje.....6

1- MATERIALES

Código	Descripción	Plano	Material	Precio material(Kg)
1.1	Eje primario		34Cr4	1.6
1.2	Rueda tc		20MnCr5	1.85
1.3	Eje intermediario		34Cr4	1.6
1.4	Rueda tc´		15CrNi6	1.5
1.5	Rueda 1		20MnCr5	1.85
1.6	Rueda 3		20MnCr5	1.85
1.7	Rueda 5		20MnCr5	1.85
1.8	Rueda 7		20MnCr5	1.85
1.9	Rueda 9		15CrNi6	1.5
1.10	Rueda 11		15CrNi6	1.5
1.11	Rueda R		20MnCr5	1.85
1.12	Eje secundario		34Cr4	1.6
1.13	Rueda 2		15CrNi6	1.5
1.14	Rueda 4		15CrNi6	1.5
1.15	Rueda 6		15CrNi6	1.5
1.16	Rueda 8		15CrNi6	1.5
1.17	Rueda 10		20MnCr5	1.85
1.18	Rueda 12		20MnCr5	1.85
1.19	Rueda R´		20MnCr5	1.85

1.20	Rueda intermedia X		15CrNi6	1.5
1.21	Sincronizador de 1 ^{ra} y 2 ^{da}		20MnCr5	1.85
1.22	Sincronizador de 3 ^{ra} y 4 ^{ta}		20MnCr5	1.85
1.23	Sincronizador de 5 ^{ta} y 6 ^{ta}		20MnCr5	1.85
1.24	Piñón		20MnCr5	1.85
1.25	Corona		15CrNi6	1.5
1.26	Satélites		20MnCr5	1.85
1.27	Planetarios		20MnCr5	1.85

Tabla 1: Materiales de las piezas.

2- ELEMENTOS COMERCIALES

Código	Descripción	Unidades	Referencia
2.1	Rodamientos de rodillos de los ejes.	2	SKF NUP 2208 ECP
2.2	Rodamientos de bolas de los ejes.	2	SKF QJ 308 MA
2.3	Rodamientos de las ruedas locas.	5	SKF NA 6908
2.4	Rodamientos de las ruedas locas.	1	SKF NA 4908
2.5	Chavetas	10	DIN 6885
2.6	Conjunto embrague	1	SACHS 3000 951 947
2.7	Arandelas	18	DIN 125
2.8	Anillos elásticos	4	DIN 125
2.9	Tuercas	4	DIN 929

Tabla 2: Elementos comerciales de la transmisión.

3- MECANIZADO

Código	Número de horas	Precio/hora	Descripción	Maquinaria
3.1	5	25	Mecanizado del eje primario $\phi=40\text{mm}$, estriado y chavetero	Torno (CNC)
3.2	5	25	Mecanizado del eje intermediario $\phi=40\text{mm}$, estriado y chavetero	Torno (CNC)
3.3	5	25	Mecanizado del eje secundario de $\phi=40\text{mm}$, estriado y chavetero	Torno (CNC)
3.4	1	28	Mecanizado rueda 1	Fresa (CNC)
3.5	1	28	Mecanizado rueda 3	Fresa (CNC)
3.6	1	28	Mecanizado rueda 5	Fresa (CNC)
3.7	1	28	Mecanizado rueda 7	Fresa (CNC)
3.8	1	28	Mecanizado rueda 9	Fresa (CNC)
3.9	1	28	Mecanizado rueda 11	Fresa (CNC)
3.10	1	28	Mecanizado rueda R	Fresa (CNC)
3.11	1	28	Mecanizado rueda tc´	Fresa (CNC)
3.12	1	28	Mecanizado rueda 2	Fresa (CNC)
3.13	1	28	Mecanizado rueda 4	Fresa (CNC)
3.14	1	28	Mecanizado rueda 6	Fresa (CNC)
3.15	1	28	Mecanizado rueda 8	Fresa (CNC)
3.16	1	28	Mecanizado rueda 10	Fresa (CNC)
3.17	1	28	Mecanizado rueda 12	Fresa (CNC)
3.18	1	28	Mecanizado rueda R´	Fresa (CNC)
3.19	1	28	Mecanizado rueda tc	Fresa (CNC)
3.20	1	28	Mecanizado rueda X	Fresa (CNC)
3.21	2.5	28	Sincronizador de 1 ^{ra} y 2 ^{da}	Fresa (CNC)
3.22	2.5	28	Sincronizador de 3 ^{ra} y 4 ^{ta}	Fresa (CNC)
3.23	2.5	28	Sincronizador de 5 ^{ta} y 6 ^{ta}	Fresa (CNC)
3.24	4	28	Mecanizado piñón-corona	Fresa (CNC)
3.25	4	28	Mecanizado satélites y planetarios	Fresa (CNC)

Tabla 3: Elementos a mecanizar.

4- MONTAJE

Código	Número de horas	Precio/hora	Descripción
4.1	1.5	15	Montaje piñón-corona, planetarios y satélites
4.2	0.5	15	Montaje rodamientos corona
4.3	0.5	10	Ajuste diferencial
4.4	0.5	15	Montaje carcasa diferencial
4.5	1.5	10	Ajustes generales
4.6	4.5	20	Pruebas
4.7	0.5	8	Sellado
4.8	0.5	8	Embalaje
4.9	1.5	15	Montaje conjunto de embrague
4.10	3	15	Montaje de ejes, ruedas, chavetas y los rodamientos
4.11	0.5	10	Ajuste de los ejes
4.12	0.5	15	Montaje carcasa caja cambios

Tabla 4: Montaje de elementos.

INDICE

1.- Condiciones generales.....	4
1.1.- Generalidades.....	4
1.2.- Objetivo y ámbito de aplicación.....	4
1.3.- Documentos que definen el proyecto.....	5
1.4.- Condiciones generales de carácter legal.....	5
1.5.- Normativa de carácter general.....	6
1.6.- Dirección del proyecto.....	7
2.- Ejecución y puesta en marcha.....	8
2.1.- Construcción.....	8
2.2.- Especificaciones de ejecución.....	8
2.3.- Ensayos complementarios.....	8
2.3.1- Potencia del motor.....	8
2.3.2- Determinación de la velocidad del vehículo.....	11
2.4.- Ensayos de inscripción en curva	11
2.5.- Ensayo de aceleración sobre terreno llano	13
2.6.- Ensayo de arrancabilidad en pendiente	14
2.7.- Entrega y transporte.....	15
2.8.- Montaje.....	15
2.8.1- Determinación de la velocidad del vehículo.....	15
3.- Materiales.....	17
3.1.- Construcción.....	17
3.2.- Acero.....	17
3.3.- Fundición.....	20

3.3.1- Procedimientos de fundición.....	20
3.3.2- Tratamiento.....	20
3.4.- Inspección de los materiales.....	22
3.5.- Ensayos mecánicos.....	22
3.5.1- Ensayos de entrega.....	22
3.5.2- Alcance del ensayo.....	22
3.5.3- Toma de muestras.....	22
3.5.4- Ensayos de repetición.....	23
3.5.5- Certificación del ensayo.....	24
3.6.- Reclamaciones.....	24
4.- Pliego de condiciones particulares.....	25
4.1.- Condiciones generales.....	25
4.2.- Fianzas.....	25
4.3.- Presupuesto	25
4.4.- Forma de pago	26
4.5.- Precios.....	26
4.5.1- Precios contradictorios.....	26
4.5.2- Reclamaciones en el aumento de los precios.....	27
4.5.3- Revisión de precio.....	27
4.6.- Plazo de entrega	28
4.7.- Penalizaciones y primas	29
4.8.- Garantía.....	29
4.9.- Responsabilidades.....	30

4.10.- Seguros de los trabajos.....	30
4.11.- Contratas y subcontratas de personal.....	31
5.- Condiciones legales.....	32
5.1.- Garantía.....	32
5.2.- Jurisdicción.....	33
5.3.- Accidentes y daños a terceros.....	33
5.4.- Rescisión del contrato	34
5.5.- Resolución de contrato	35
5.6.- Litigios.....	35
5.7.- Daños y perjuicios.....	35

1-CONDICIONES GENERALES.

1.1 Generalidades

En el presente pliego de condiciones se hace referencia a los requisitos técnicos necesarios para la ejecución del proyecto de cálculo y diseño del sistema de transmisión de un automóvil. Se recogen los aspectos básicos a tener en cuenta para la correcta realización del proyecto.

Cualquier variación que se pretendiera ejecutar sobre la máquina proyectada deberá ser puesta previamente en conocimiento del Director de Proyecto, sin cuyo consentimiento no será ejecutada.

En caso contrario el Fabricante que ejecute el proyecto aquí expuesto responderá de las consecuencias que ello origine. No será justificante o eximente a estos efectos el hecho de que la variación fuera promovida por el propietario.

En el caso, en que se presenten discrepancias entre algunas condiciones contenidas en las disposiciones señaladas, salvo una manifestación expresa escrita en contrato, será válida la más restrictiva. En todo caso, las condiciones exigidas en el presente Pliego, debe entenderse como condiciones mínimas.

1.2 Objetivo y ámbito de aplicación.

El objeto de este documento es aquel el de establecer la conexión entre los documentos, memoria y planos respectivamente, estableciendo las condiciones técnicas, económicas y legales necesarias para la correcta interpretación del proyecto.

El alcance del siguiente pliego de condiciones afecta a los procesos resumidos a continuación:

- Adquisición de materiales.
- Producción en taller.
- Ensamblaje previo en taller.
- Inspección y pruebas.

-Ensamblaje final.

-Manuales y características y mantenimiento de cada uno de los elementos instalados.

-Presupuesto de servicio post-venta

Si durante el proceso de fabricación fuera necesario ejecutar cualquier actuación no especificada en el pliego de condiciones, la empresa encargada de la fabricación, bajo las órdenes del ingeniero jefe seguirá las directrices que a su juicio sean necesarias para obtener el producto deseado.

1.3 Documentos que definen el proyecto.

El presente proyecto queda definido por los documentos en los que se divide, los cuales se indican a continuación: índice general, memoria, cálculos, planos, pliego de condiciones y presupuesto.

El documento de la memoria expone lo proyectado en el mismo. Tiene carácter puramente informativo y no está sujeto a acciones judiciales. Los cálculos, justifican las soluciones adoptadas, mientras que los planos tienen como fin la correcta interpretación del proyecto así como ser la base de la fabricación de los elementos. El presupuesto junto con el estado de mediciones tiene la finalidad de ofrecer una visión clara del coste del producto.

Finalmente el pliego de condiciones indica las condiciones generales y particulares en las que se realiza el proyecto, siendo el único documento expuesto a acciones judiciales, siendo este de carácter obligatorio.

1.4 Condiciones generales de carácter legal.

El constructor es el responsable de la ejecución. En caso de que esta no fuera correcta, la culpabilidad recaería en su persona aunque el director del proyecto haya dado el visto bueno. El constructor tiene la responsabilidad de todo lo que pueda suceder a partir del comienzo de la fabricación del proyecto hasta la entrega; por tanto, será el responsable por si surgen accidentes con los operarios, las fotocopias de los

planos y el pliego de condiciones irán a su cargo y tiene que dar el consentimiento si el ingeniero del proyecto también quiere fotocopias de estos documentos.

El constructor está obligado a presentar mensualmente un informe técnico, así como señalará el grado de ejecución de las medidas correctoras y la efectividad de dichas medidas. En caso de ser negativos los resultados, se estudiarán y presentará una propuesta de medidas correctoras.

1.5 Normativa de carácter general.

El siguiente proyecto se rige por la normativa vigente como la norma UNE, ISO y DIN y todos los elementos siguen estas normas. Si hay discrepancias entre las normas, usaremos la más restrictiva.

Las omisiones en Planos y Pliego o las descripciones erróneas de detalles del proyecto, que sean manifiestamente indispensables para llevar a cabo el espíritu o la intención expuestos en los Planos y Pliego o que por uso y costumbre deban ser realizados, no sólo no eximen al Contratista de la obligación de ejecutar estos detalles de obra omitidos o erróneamente descritos, sino que, por el contrario deberán ser ejecutados como si hubiesen sido completa y correctamente especificados.

Independientemente de la normativa y reglamentos de índole técnica de obligada aplicación, que se expondrá en cada uno de los Pliegos de Condiciones Técnicas Particulares, se verán en todo momento, durante la ejecución del proyecto las siguientes normas y reglamentos de carácter general:

ORDEN de 9 de marzo de 1971, por la que se aprueba la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

REAL DECRETO 1316/1989, de 27 de octubre, sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo.

LEY 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales (BOE nº 269, de 10 de noviembre).

REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención (BOE número 27, de 31 de enero de 1997)

LEY 54/2003, de 12 de diciembre, de reforma del marco normativo de la prevención de riesgos laborales.

REAL DECRETO 1311/2005, de 4 de noviembre, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.

1.6 Dirección del proyecto

El director del proyecto es la persona con titulación adecuada y suficiente, directamente responsable de la comprobación y vigilancia de la correcta realización del proyecto contratado.

Cualquier miembro de equipo colaborador del director de proyecto podrá dar en caso de emergencia, a juicio del mismo, las instrucciones que estime pertinentes dentro de las atribuciones legales, que serán de obligado cumplimiento por el constructor. No será responsable ante la tramitación del proyecto, de la tardanza de los organismos competentes en la tramitación del proyecto.

2-EJECUCIÓN Y PUESTA EN MARCHA.

2.1 Construcción.

Todos los materiales empleados poseerán los correspondientes certificados de calidad y origen.

El ingeniero proyectista, podrá exigir del fabricante el programa de fabricación de las piezas, así como los plazos previstos de entrega de las distintas fases del trabajo, con vistas a la preparación del oportuno plan de control de calidad.

2.2 Especificaciones de ejecución.

Para la ejecución del proyecto, se necesitara preparar los materiales sobre todo, en uniones, agujeros etc.

Preparación: se basa en la eliminación de las impurezas de los materiales primarios del proceso. Esto es necesario para tener un buen contacto entre partes, tenga un buen acabado y sea más fácil su utilización.

Fresado de apoyos: A parte de eliminar las impurezas es necesario fresar los apoyos para tener un buen contacto.

Armado: al acabar la fabricación de las piezas, se procederá al montaje total de la transmisión con el número suficiente de tornillos para que quede bien fija. A la hora del montaje, comprobaremos si el dimensionamiento es correcto, si no es así, la pieza mal dimensionada se rehará.

Atornillado: a la hora de atornillar se usaran los pares de apriete correspondientes. Las tuercas de los ejes, los de la corona irán con pegado especial en 3 puntos de esa tuerca a 120°.

2.3 Ensayos complementarios.

2.3.1 Potencia del motor:

Este ensayo tiene como objetivo obtener las curvas de potencia a plena carga en función de la velocidad del motor para los motores a los que estará conectada la transmisión objeto de este proyecto.

Definiciones:

- Potencia neta se refiere a la potencia obtenida sobre banco de pruebas al extremo del cigüeñal o su equivalente a la velocidad de motor correspondiente con los elementos auxiliares relacionados, tales como el sistema de admisión, sistema de escape o equipo de inyección.
- Potencia máxima neta se refiere al valor máximo de potencia neta medida con el motor a plena carga.

Precisión de las medidas:

A la hora de la medición del par el dinamómetro deberá tener tal capacidad que la primera cuarta parte de su escala no sea utilizada. El sistema de medición deberá tener una precisión dentro de un margen de $\pm 0,5\%$ del valor máximo de la escala.

En cuanto a la velocidad de rotación del motor, la precisión de la medida deberá estar dentro del $\pm 0,5\%$. La velocidad del motor deberá medirse preferentemente con un cuenta revoluciones y cronómetro sincronizados automáticamente.

Condiciones del ensayo:

Durante la prueba el equipo auxiliar necesario deberá instalarse sobre el motor en la medida de lo posible en la misma posición en que estaría para su aplicación concreta.

El equipo auxiliar no es necesario, es decir, que solo es necesario para el funcionamiento del vehículo, deberá desmontarse para efectuar la prueba. Si esto no es posible, la potencia absorbida por éstos en condiciones de carga, podrá determinarse y añadirse a la potencia del motor obtenida.

El generador eléctrico sólo será montado si existe equipo auxiliar que lo necesite, en caso contrario será desmontado.

Ensayo de potencia neta:

El informe de la prueba deberá incluir los resultados y todos los cálculos necesarios para obtener la potencia neta, junto con las características del motor.

La prueba de potencia neta deberá consistir en un rodaje a plena admisión en los motores de encendido directo y a un reglaje fijo de bomba de inyección a plena carga en los motores diésel.

Los datos del rendimiento deberán obtenerse en condiciones de funcionamiento estables con una adecuada alimentación de aire fresco al motor. El motor deberá haber funcionado de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.

La temperatura de entrada de aire deberá tomarse a 0,15m en contracorriente desde el punto de entrada al depurador de aire no perturbando la entrada de aire al dispositivo.

No se tomará ningún dato hasta que el par, la velocidad y la temperatura hayan permanecido sensiblemente constantes por lo menos durante un minuto.

La velocidad del motor durante una operación de medición no deberá desviarse de la velocidad seleccionada cuando se obtengan los datos en más de un $\pm 1\%$ o ± 10 r.p.m, cualquiera que sea el mayor.

La temperatura del combustible a la entrada de la bomba de inyección o del carburador deberá mantenerse dentro de los límites establecidos por el fabricante. La temperatura del aceite lubricante tomada en el cárter de aceite o a la salida del refrigerador de aceite deberá estar dentro de los límites establecidos por el fabricante.

Método de ensayo:

Tomar las medidas a un número suficiente de velocidades del motor para determinar la curva completa de potencia a plena carga, entre la velocidad más baja y la más alta del motor, establecidas por el fabricante. Esta gama de velocidades deberá incluir la velocidad de rotación a la que el motor produce su máxima potencia. Para cada

velocidad, se tomará el promedio de dos medidas estabilizadas. Este ensayo se regirá por la norma UNE-10-059-84.

Determinación del peso del vehículo:

Por peso o carga se entenderá la fuerza con que el vehículo, o una parte del vehículo gravita sobre un plano horizontal, en condiciones estáticas. Los pesos se tomarán con el vehículo parado, los vehículos y las ruedas de los vehículos deberán estar dispuestos en la posición de marcha en línea recta.

Para obtener el peso del chasis en seco se incorporarán todas las piezas estrictamente indispensables para que sea apto el empleo previsto por el fabricante. La determinación de los diferentes pesos del vehículo estará regida por la norma UNE-086-85.

2.3.2 Determinación de la velocidad del vehículo:

La determinación de la velocidad máxima del vehículo estará regida por la UNE-26-352-82.

2.4 Ensayos de inscripción en curva

Este ensayo tiene por objeto definir el procedimiento de ensayo en la inscripción en curva de los vehículos a seguir sobre el terreno para determinar el radio real o los diámetros de las circunferencias de giro.

Definiciones:

- Centro de giro es el punto sobre el que todas las partes de un vehículo o combinación de vehículos giran describiendo una curva de radio constante.
- Radio de giro es la distancia desde el centro de giro hasta el centro de contacto del neumático con el suelo, referido a la rueda que describe la circunferencia de mayor radio, mientras el vehículo está efectuando su curva más cerrada posible (generalmente la rueda delantera exterior).

Vías de giro es la anchura radial entre los centros de contacto sobre el suelo de los neumáticos exterior e interior de un vehículo.

Procedimiento de ensayo sobre el terreno:

Para determinar el radio de giro real o circunferencias de giro del vehículo deberá tenerse en cuenta:

- Se comprobará que la geometría de la dirección deberá estar de acuerdo con las especificaciones del fabricante.
- Se comprobarán los ángulos de giro de las ruedas directrices.

Los topes de las ruedas deberán disponerse de tal modo que no pueda existir contacto entre el neumático y el punto de interferencia más próximo. En algunos casos el punto de interferencia más próximo será el valor límite y, en otros el recorrido del mecanismo de la dirección limitada del ángulo máximo de giro de la rueda.

- Se cargará el vehículo hasta el peso máximo técnicamente admisible.
- Se hace marchar el vehículo sobre un piso plano y seco, haciéndolo girar en ambos sentidos con la marcha más corta y a baja velocidad. Las ruedas han de ser giradas hasta el ángulo máximo de rueda, y se deben dar por lo menos dos vueltas antes de realizar las mediciones. La rueda de la huella exterior se marcará en el pavimento mediante un sistema apropiado, como por ejemplo vertiendo agua sobre el neumático mientras efectúa una vuelta completa, o materializando la circunferencia por tres puntos.

Mediciones:

Para determinar la circunferencia de giro se adoptará cualquier sistema que permita materializar tres puntos del centro de la huella de contacto del neumático sobre el pavimento. La circunferencia de giro es la determinada por estos tres puntos. El radio de esta circunferencia es el radio de giro y su centro el centro de giro.

Para el radio de la circunferencia del espacio del borde exterior, colocar una regleta horizontal sobre el punto más exterior del neumático, y con una plomada proyectar al suelo dicho punto.

Para la circunferencia del espacio del giro máximo del vehículo, se coloca una plomada en el punto más exterior del vehículo y se proyecta un punto sobre el suelo.

Para determinar la circunferencia del espacio del borde interior se coloca una regleta horizontal sobre el punto más exterior del neumático más interior y con una plomada se proyecta dicho punto sobre el suelo (UNE-26-353-82).

2.5 Ensayo de aceleración sobre terreno llano.

La prueba se realizará sobre un tramo de carretera o autopista tal que se permita mantener estabilizada la velocidad del vehículo. La longitud del recorrido de ensayo debe ser tal que sea posible alcanzar la gama de velocidades solicitadas en los ensayos.

La zona de ensayo presentará un pavimento asfáltico o rígido con adecuadas condiciones de adherencia. Será lo suficientemente recta y llana de forma que la pendiente entre dos puntos cualesquiera no sea superior al 1%.

No se realizarán ensayos en tiempos de lluvia o con suelo muy mojado. Para ello deberán medirse, comprobarse o registrarse antes y durante el ensayo los parámetros límites siguientes:

- Velocidad del viento $V = 3$ m/s en cualquier dirección.
 - Humedad relativa del aire $< 95\%$.
 - Temperatura ambiente entre $0 - 30^{\circ}\text{C}$
 - Presión atmosférica $0,9 - 1,2$ bar mínimo.

Ensayos:

La prueba de aceleración se realizará usando discrecionalmente el cambio, a partir de vehículo parado, se tomarán mediciones en ambos sentidos del recorrido del tiempo empleado por el vehículo en alcanzar cada una de las siguientes condiciones:

$$V = 100 \text{ km/h}$$

$$V = 80\% \text{ de } V_{\text{max}}, \text{ si } V_{\text{max}} < 125 \text{ km/h}$$

$$e = 400 \text{ m} - 1000\text{m}$$

La prueba de recuperación se efectuara partiendo de una velocidad inicial estabilizada de 40 km/h en la relación de la caja de cambios más próxima a la directa, salvo en los casos en el que el régimen de giro del motor, a dicha velocidad, sea inferior, al 50% del régimen correspondiente al par máximo, en cuyo caso se seleccionara la reducción inmediata superior. Se tomarán mediciones en ambos sentidos del recorrido del tiempo mínimo empleado por el vehículo en alcanzar cada una de las siguientes condiciones:

$$V = 100 \text{ km/h}$$

$$V = 80\% \text{ de } V_{\text{max}}, \text{ si } V_{\text{max}} < 125 \text{ km/h}$$

$$e = 400 \text{ m} - 1000\text{m}$$

Expresión de los resultados:

Los resultados obtenidos de las mediciones se expresarán en m y se realizará una representación gráfica de la aceleración en cada intervalo (UNE-26-356-88).

2.6 Ensayo de arrancabilidad en pendiente.

La prueba se realizará sobre un tramo de carretera o autopista cuya longitud sea tal que permita al vehículo desplazarse en sentido ascendente de forma estabilizada, y sin que se produzcan deslizamientos de las ruedas motrices sobre el terreno.

La zona de ensayo presentará un pavimento asfáltico o rígido con adecuadas condiciones de adherencia. Será lo suficientemente recta.

La pendiente en la zona de ensayo será como mínimo del 12% entre dos puntos cualesquiera de la misma.

No se realizarán ensayos en tiempos de lluvia o con suelo muy mojado. Para ello deberán medirse, comprobarse o registrarse antes y durante el ensayo los parámetros límites siguientes:

- Velocidad del viento $V = 3$ m/s en cualquier dirección.
 - Humedad relativa del aire $< 95\%$.
 - Temperatura ambiente entre 0° y 30°C
 - Presión atmosférica $0,9 - 1,2$ bar mínimo.

Ensayos:

Se realizará el ensayo sobre una pendiente del 12% con un mínimo de tres ensayos consecutivos con un intervalo de 1 min como máximo entre cada ensayo, que permita comprobar que el vehículo es capaz de arrancar y desplazarse en sentido ascendente, partiendo de vehículo parado en cada ensayo, hasta conseguir estabilizar su velocidad. Este ensayo deberá cumplir con la norma UNE-26-358-88.

2.7 Entrega y transporte.

El transporte correrá a cargo de la empresa constructora pero el cliente puede obtener un seguro para asegurarse que las piezas llegarán en buen estado. El embalaje se hará con cartones además de una caja de madera en cumplimiento con las normativas de seguridad.

2.8 Montaje.

El montaje definitivo en su lugar se podrá efectuar por:

Directamente el comprador contratando una empresa especializada que supervisara el montaje para asumir la responsabilidad y garantizar el equipo.

Contratado con el propio vendedor. Deberá proporcionar instrucciones siguiendo exigencias del comprador y del pliego de condiciones.

No montar la transmisión hasta que no se haya comprobado la posición relativa de todas las piezas y encaje perfectamente.

2.8.1 Montaje de los rodamientos

Los rodamientos son elementos de máquina de alta exigencia, cuyas partes tienen una precisión elevada. Para garantizar su máximo rendimiento el constructor, al elegir el tipo y la ejecución adecuada y combinar de forma apropiada las características de los

rodamientos con las partes adyacentes, tiene que tener en cuenta el montaje y el desmontaje.

La aplicación de medios adecuados durante el montaje y el desmontaje, así como la exactitud y la limpieza en lugar de montaje, son condiciones previas para una duración de servicio larga.

3-Materiales.

3.1 Construcción.

Todos los materiales que se reúnen en el presente proyecto son de primera calidad y reúnen las condiciones exigidas según las normativas específicas.

Todo aquel material empleado en la fabricación del proyecto y no indicado en ninguno de los documentos básicos del proyecto, queda en mano de la dirección del proyecto o máximo representante.

No se aceptarán productos que no cumplan con la normativa exigida ni las características físicas ni mecánicas indicadas, tanto en el acero a emplear como en rodamientos casquillos u otros materiales empleados en la fabricación de la transmisión.

Los materiales empleados tienen que ser aprobados tanto por la empresa productora de dichos materiales, con los correspondientes sellos de calidad y propiedades, así como por el ingeniero encargado y como la empresa productora.

3.2 Aceros.

Vamos a escoger la mayoría de las piezas de acero ya que gracias al carbono mejora sus propiedades tanto físicas como químicas. es tenaz, relativamente dúctil y maleable, perfecto para la mecanización de máquina herramienta.

Los no aleados o de baja aleación con gran porción de C tienen una gran resistencia en el núcleo, los de aleación más elevada tienen más tenacidad. Los aceros al Mn-Cr templados en aceite o agua se utilizan en ruedas dentadas.

Materiales:

-Ck-60: será el material de todas las chavetas. Acero al carbono para piezas con una resistencia de 750-950N/mm².

Ck 60

Resistencia a tracción

$\sigma_t=75-90\text{kg/mm}^2$

Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{fl}=45\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	$\text{HB}=217\text{-}265\text{kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga flexión	$\sigma_e=\pm 35\text{kg/mm}^2$
Solicitud admisible	$\sigma_{b_adm}=1300\text{-}1500\text{kg/mm}^2$

Composición:

UNE	---
AFNOR	XC60
DIN	CK60
AISI/SAE	1060/1064
C	0.60
Si	--
Mn	0.75
P	--
S	--
N	--

-20MnCr5: Se utilizara para las ruedas pequeñas de los engranajes. Con mucha dureza en el núcleo para engranajes y piñones.

Rueda pequeña	20MnCr5
Resistencia a tracción	$\sigma_t=100\text{-}130\text{kg/mm}^2$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{fl}=70\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	$\text{HB}=600\text{kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e=\pm 47\text{kg/mm}^2$
Solicitud admisible	$\sigma_{b_adm}=2200\text{-}3400\text{kg/cm}^2$

Composición:

UNE	F-150D
AFNOR	20MC5
DIN	20MnCr5
AISI/SAE	5120
C	0.20
Si	--
Mn	1.25
Cr	1.15
Mo	--
Ni	--

-15CrNi6: Se utilizara para las ruedas grandes de los engranajes. Alta resistencia en el núcleo y primordialmente para cajas de cambios.

Rueda grande	15CrNi6
Resistencia a tracción	$\sigma_t=90-120\text{kg/mm}^2$
Límite de fluencia mínimo	$\sigma_{fl}=65\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	$HB=600\text{kg/mm}^2$
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e=\pm 45\text{kg/mm}^2$
Solicitud admisible	$\sigma_{b_adm}=200-3000\text{kg/cm}^2$

Composición:

UNE	F-1540
AFNOR	15CN6
DIN	15CrNi6

AISI/SAE	4320
C	0.17
Si	--
Mn	0.55
Cr	0.75
Mo	--
Ni	3.25

3.3 Fundición.

Se usara para las carcasas del a caja de cambios y diferencial. Es una fundición de aluminio moldeada en coquilla. Se rige por la norma DIN 1725. Vamos a usar fundición gris GG-18.

GG-18

Resistencia a tracción	$\sigma_t=18\text{kg/mm}^2$
Dureza brinell	HB=150-170kg/mm ²
Resistencia a fatiga a flexión	$\sigma_e=\pm 8.5\text{kg/mm}^2$
Solicitud admisible	$\sigma_{b_adm}=350\text{-}450\text{kg/cm}^2$

3.3.1 Procedimientos de fundición.

Los aceros se funden en el horno eléctrico o por el procedimiento oxiconvertidor. Dentro de estos procedimientos queda a juicio del suministrador la elección del procedimiento de fundición, siempre que en el pedido no se acuerde lo contrario.

3.3.2 Tratamientos.

- Normalizado

Normalizado (N), las piezas se calentarán a las temperaturas adecuadas cuidadosamente hasta que también el núcleo se haya transformado suficientemente en austenita y a continuación se enfriarán en atmósfera en reposo.

- Recocido blando

Recocido Blando (G), las piezas se recocerán según la sección hasta durante varias horas a las temperaturas adecuadas y a continuación se enfriarán lo más lentamente posible.

- Mejora de la mecanizabilidad

Mejorar la mecanizabilidad por tratamiento térmico, a este objeto las piezas según la composición química y según las dimensiones:

-Se enfrían convenientemente desde una temperatura de entre unos 850°C y 950°C y, dado el caso se revienen a unos 500-600°C, de modo que se alcance una resistencia a la tracción determinada

-Se recuecen a temperaturas elevadas (generalmente por encima del punto A3) y a continuación se enfrían lentamente, dado el caso según una sucesión de temperatura-tiempo especial, de modo que la estructura después del enfriamiento no exceda una dureza determinada.

Tratamiento:

En ocasiones son necesarias formas de tratamiento diferentes a estas mencionadas. Las piezas se calentarán uniformemente y enérgicamente, o sea, según la sección con duración diferente, a las temperaturas de enfriamiento brusco. En aceros, que entran en cuestión para temple en agua y en aceite, se elegirá la clase de temple según forma y tamaño de la pieza existente en cada caso.

La temperatura de revenido se elegirá según las propiedades de resistencia deseadas. La duración de revenido depende especialmente del tamaño de las piezas. Para evitar fragilidad por revenido en aceros carentes de molibdeno es conveniente enfriamiento desde la temperatura de revenido en aceite, cuando lo permitan las dimensiones de pieza o la calidad del acero, también en agua; en otro caso se puede enfriar en aire.

Tratamientos superficiales:

Existen varios tratamientos superficiales per en este proyecto se va a usar:

El pavonado para la tornillería que consiste en la aplicación de una capa superficial de óxido abrillantado, compuesto principalmente por óxido férrico que mejora el aspecto y evita a la pieza de la corrosión.

3.4 Inspección de los materiales.

Procedimiento de inspección: el personal de inspección tiene acceso libre a las instalaciones del suministrador y tiene derecho a rechazar el producto si algo se ha construido mal o no cumple algún requisito. El fabricante da el plan del control de calidad al comprador que señalará sus puntos de inspección.

Pruebas de inspección: se realizará por líquidos penetrantes regidos por la norma UNE 7419/78, la prueba de ultrasonidos regidos por la norma UNE 7278/78 y el ensayo de dureza regidos por la norma DIN 50191.

3.5 Ensayos mecánicos.

3.5.1 Ensayos de entrega

El cliente puede acordar para todas las calidades de acero de estas dos normas ensayos de entrega, que generalmente son realizados por técnicos de la fábrica suministradora pero por acuerdo especial en el pedido también por comisionados del cliente ajenos a la fábrica suministradora.

3.5.2 Alcance del ensayo

Todas las calidades de acero se ensayarán por coladas y, dado el caso, separadamente por lotes de tratamiento térmico y alcances de dimensiones. Indicaciones sobre el alcance del ensayo, o sea, del tamaño de las unidades de ensayo y del número de las muestras que se han de tomar.

3.5.3 Toma de muestras

Para el análisis al azar, se tomarán virutas uniformemente en toda la sección del producto a ensayar.

El ensayo por ultrasonidos se rige por la norma UNE 7278/78, es un ensayo no destructivo y consiste en enviar ondas por medio de vibraciones y así medir el espesor real de las piezas, por tanto, se va a realizar con una parte de las piezas del proyecto.

El ensayo del líquido penetrante regido por la norma UNE 7419/78, es un ensayo no destructivo y consiste en echar un líquido coloreado que se inserta en cualquier ranura que pueda tener la pieza y se va a realizar en todas las ruedas de la transmisión.

Las muestras para el ensayo de tracción y de resiliencia por choque se formarán en dirección longitudinal del producto. Detalles de la toma de muestras para productos de otras formas de sección y dimensiones para otras posiciones de las muestras en relación con las fibras de deformación se acordarán en el pedido.

Generalmente se determinará el valor de la resiliencia como promedio de tres ensayos en probetas que se encuentren contiguas a igual distancia de la superficie, cuando esto no sea posible, directamente detrás de la misma pieza de muestra. En el pedido puede acordarse, sin embargo, la comprobación de la resiliencia en solo una o dos probetas. En caso de arbitraje se tomará el promedio de las tres probetas.

Para productos con dimensiones, de las que no se puede tomar una probeta de resiliencia con medidas normales, se tomarán acuerdos especiales para realizar el ensayo de resiliencia al choque en barreta.

La dureza Brinell se determinará según DIN 50351, la dureza Rockwell según DIN 50103. El método para hacer visible y medir el tamaño de grano ha de ser acordado entran en consideración como datos de ensayo la recomendación ISO R 643. Respecto al método para revisión de la cortadura en frío se tomarán acuerdos en el pedido.

3.5.4.- Ensayos de repetición

Si es de atribuir el resultado insuficiente de un ensayo manifiestamente a defectos técnicos de ensayo o preparación defectuosa de una probeta, pero no a defectos del

acero mismo, se dejará fuera de consideración el resultado defectuoso para la decisión respecto al cumplimiento de los requisitos y se repetirá el ensayo correspondiente.

Si el resultado no satisfactorio de uno de los ensayos es de atribuir a un tratamiento térmico como no es debido, puede tratarse térmicamente de nuevo, después de lo cual se repetirá de nuevo todo el ensayo.

Siempre que los resultados de un ensayo realizado como es debido no cumplan los requisitos prescritos, puede realizarse un ensayo de repetición, o sea, para cada ensayo no satisfactorio otros dos ensayos en otra probeta de la misma unidad de ensayo. Las piezas de muestras con resultados no satisfactorios serán excluidas.

La unidad de ensayo se considera como con arreglo a las condiciones, cuando ambos ensayos de repetición den resultado satisfactorio. Puede ser rechazado cuando uno de los ensayos de repetición no sea satisfactorio.

3.5.5 Certificación del ensayo

El ensayo de entrega se certifica por una de las certificaciones según DIN 50049. La clase de la certificación ha de ser acordada en el pedido.

3.6 Reclamaciones.

Defectos exteriores o interiores sólo pueden ser reclamados cuando influyan más que insignificamente en una elaboración y empleo adecuado a la calidad de acero y forma del producto.

El cliente ha de dar oportunidad a la fábrica administradora de cerciorarse de la justificación de reclamaciones, siempre que sea posible, presentando el material reclamado y piezas de comprobante del suministro.

4-PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES.

4.1 Condiciones generales.

Se establece el principio de que la empresa destinada a la producción deberá percibir el importe de todos los trabajos ejecutados, siempre que estos se hayan realizado con arreglo y sujeción a los documentos del presente proyecto, a las condiciones generales y a las particulares que rijan la producción y fabricación del producto, que por escrito entregue el director facultativo y, siempre dentro de las cifras a que asciendan los presupuestos aprobados.

4.2 Fianzas.

Se exigirá a la empresa productora, para que responda del cumplimiento de lo contratado, una fianza del 10% del presupuesto.

La fianza depositada será devuelta a la empresa productora en el plazo que no excederá de 8 días, una vez firmada el acta de la recepción definitiva de los productos.

Si la empresa productora se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para entregar el producto en las condiciones contratadas, la dirección facultativa en nombre y representación del propietario, les ordenará ejecutar a un tercero, abonando su importe con la fianza depositada, sin perjuicio de las acciones legales a que tenga derecho el propietario en el caso de que el importe de los gastos efectuados en las unidades no fueran de recibo.

4.3 Presupuesto.

Las cifras y cantidades que se indican el presupuesto que acompaña este proyecto se dan a título orientativo. Se entiende, por tanto, que la empresa productora al presentar su presupuesto debe haber realizado por su cuenta las mediciones necesarias y no podrá reclamar contra omisiones o inexactitudes a dicho presupuesto, de forma que si la obra ejecutada con arreglo al proyecto contiene mayor número de unidades de las previstas, no tiene derecho a reclamación alguna, si por el contrario, el número de unidades fuera inferior, se descontara del presupuesto.

Cuando se ha fijado el precio del producto en el presupuesto, se ha tenido en cuenta el importe de todos los medios auxiliares de la producción. En el precio de cada unidad también van comprendidos los materiales, accesorios y operaciones necesarias para entregar el producto.

4.4 Forma de pago.

El constructor solo recibirá dinero cuando vaya realizando los trabajos correctamente. Las condiciones de pago serán las establecidas en la aceptación del pedido.

Hasta que el comprador no pague no tiene derecho a ninguna reclamación. El pago se podrá realizar de dos maneras:

-Al contado: a la hora de la aceptación del pedido se tendrá que pagar el 10%, para el acopio de materiales se pagara un 40% y el 50% restante se pagara a la hora de la entrega de la transmisión.

-Pago diferido: se podrá pagar vía crédito a medio o largo plazo en 5 años donde un 20% será a la aceptación del proyecto y el 80% restante en los 5 años.

El cliente tiene la obligación de ser puntual.

4.5 Precios.

4.5.1 Precios contradictorios

Si ocurriese algún caso por virtud del cual fuese necesario fijar un nuevo precio, se procederá a estudiarlo y convenirlo contradictoriamente de la siguiente manera:

El adjudicatario formulará por escrito, bajo su firma el nuevo precio que a su juicio debe aplicarse a la nueva unidad. La dirección estudiará el precio que, según su criterio, debe utilizarse.

Si ambos son coincidentes se formulará por parte de la dirección el Acta de Avenencia, igual que si cualquier pequeña diferencia o error fuesen salvados por simple

exposición y convicción de una de las partes, quedando así formalizado el precio contradictorio.

Si no fuera posible conciliar por simple discusión los resultados, el director propondrá a la Propiedad que adopte la resolución que estime conveniente, que podrá ser aprobatoria del precio exigido por el adjudicatario o, en otro caso, la segregación de la obra, para ser ejecutada por otro adjudicatario distinto.

La fijación del precio contradictorio habrá de proceder necesariamente al comienzo de la nueva unidad, puesto que, si por cualquier motivo ya se hubiese comenzado, el adjudicatario estará obligado a aceptar el que buenamente quiera fijar el director y a concluirla a satisfacción de este.

4.5.2 Reclamaciones en el aumento de los precios

Si el constructor antes de la firma del contrato, no hubiese hecho la reclamación u observación alguna, no podrá bajo ningún pretexto de error y omisión, reclamar aumento de los precios fijados en el presupuesto que sirve de base para la ejecución del proyecto.

Las equivocaciones materiales o errores aritméticos en las unidades de obra o en su importe se corregirán en cualquier época que se observen.

4.5.3 Revisión de precio

No se debe admitir la revisión de los precios contratados. No obstante y dada la variabilidad continua de los precios de los jornales y sus cargas sociales, así como de los materiales y transportes, que es característica de determinadas épocas anormales, se admite durante ellas, la revisión de los precios contratados, bien en alza o en baja y en armonía con las oscilaciones de los precios en el mercado.

Por ello y en los casos de revisión en alza, el constructor puede solicitarla del propietario, en cuanto se produzca cualquier alteración de precio, que repercute aumentando los contratos. Ambas partes convendrán el nuevo precio unitario antes de

comenzar o continuar la ejecución de la parte del proyecto en que intervenga el elemento cuyo precio en el mercado ha aumentado, especificándose y aumentándose, también previamente, la fecha a partir de la cual se aplicará el precio revisado y elevado, para lo cual se tendrá en cuenta y cuando así proceda, el acopio de los materiales de obra, en el caso de que estuviesen parcial o totalmente abonados por el propietario.

Si el propietario o el director, en su representación, no estuviese conforme con los nuevos precios de los materiales, transportes, etc., que el constructor desea percibir como normales del mercado, aquel tiene la facultad de proponer al constructor, y este la obligación de aceptarlo, los materiales, los transportes, etc., a precios inferiores a los pedidos por el constructor, en cuyo caso lógico y natural, se tendrá en cuenta para la revisión, los precios de los materiales, transportes, etc., adquiridos por el constructor merced a la información del propietario.

Cuando el propietario o el director, en su representación, no estuviese conforme con los nuevos precios de los materiales, transporte, etc., concertará entre las dos partes la baja a realizar en los precios unitarios vigentes en el proyecto, en equidad por la experimentada por cualquiera de los elementos constitutivos de la unidad de obra y la fecha en que empezarán a regir los precios revisados.

4.6 Plazo de entrega.

La empresa productora presentará los plazos de ejecución y entrega que considere oportunos. Tras la aceptación por parte de las dos partes propietario y empresa productora, estos se consideran estrictos, pudiendo aplicar las penalizaciones correspondientes si el propietario lo estimara adecuado.

El plazo de entrega se considerará desde la aceptación del pedido por parte de la empresa productora y una vez satisfecho el pago inicial por parte del propietario.

La obra se ejecutará de acuerdo con el programa de trabajo establecido y se habrán de cumplir los plazos parciales, así como el plazo total. Se considerará finalizada la

producción en el instante en que la empresa productora comunique al propietario que esta se encuentra a su disposición.

Cuando la parte contratante se enfrente en algún momento a un caso de fuerza mayor, deberá informar sin demora a la otra parte por carta certificada con acuse de recibo o equivalente precisando la naturaleza, la duración probable y los efectos previsibles de este acontecimiento.

4.7 Penalizaciones y primas.

Cuando no se cumplan los plazos de entrega, la empresa vendedora será penalizada un % pactado en el contrato entre comprador y vendedor.

Si la empresa entrega en un plazo inferior al previsto, obtendrá una prima que dependerá de los días que se haya adelantado. Cuantos menos días se haya avanzado, menos primas obtendrá.

4.8 Garantía.

Desde la fecha en que la recepción provisional de la obra queda hecha, comienza a contarse un plazo de garantía que será de un año.

Durante el plazo de garantía la empresa productora solo se verá obligada a la reparación o sustitución de aquellos productos cuyos defectos estén originados por deficiencias durante la fabricación o por la inadecuada calidad del material. Para los elementos no fabricados por la empresa productora, la garantía se limitará a lo concedido por los respectivos proveedores.

Se excluirán de la garantía los daños producidos en los materiales por causas de fuerza mayor, por intervención de personal no autorizado, por desobediencia de las indicaciones de la empresa productora o por descuido de la misma en general. También dejará de tener validez la garantía cuando el propietario se disponga a reparar los defectos por su cuenta.

Para que la garantía tenga validez, la empresa productora deberá haber recibido notificación de los defectos inmediatamente de producirse estos. En caso contrario se anularán los servicios de la garantía.

Finalizada la producción, si la propiedad encuentra algún defecto en la misma, mientras dure el plazo de garantía, la empresa productora reparará o sustituirá sin cargo alguno al propietario y en el menor plazo posible, los productos defectuosos que se acojan a las condiciones de la garantía.

4.9 Responsabilidades.

La empresa productora declina toda la responsabilidad relacionada con los diferentes trabajos que aun habiendo sido realizados por personal a su cargo hayan surgido de ordenes provenientes del propietario.

La empresa productora declina, asimismo, cualquier otra responsabilidad de tipo económico que el propietario pudiera exigirle por causa de lucro cesante, deterioro de mercancías u otros prejuicios similares ocasionados como consecuencia del cumplimiento de garantía.

4.10 Seguros de los trabajos.

La empresa productora estará obligada a asegurar la producción contratada durante todo el tiempo que dure. La cuantía del seguro coincidirá en todo momento, con el valor que tengan, por contrata, los objetos asegurados.

El importe abonado por la sociedad aseguradora, en caso de siniestro se ingresará a cuenta, a nombre del propietario, para que, con cargo a ella, se abone la obra que se construya, a medida que esta se vaya realizando. El reintegro de dicha cantidad a la empresa productora se efectuará por certificaciones, como el resto de los trabajos de la producción.

En ningún caso, salvo conformidad expresa de la empresa productora hecha en documento público, el propietario podrá disponer de dicho importe para menesteres ajenos a los de la reconstrucción de la parte siniestrada de la obra. La infracción de lo

anteriormente expuesto será motivo suficiente para que la empresa productora pueda rescindir de la contrata, con devolución de la fianza, abono completo de gastos, materiales acoplados, etc. y una indemnización equivalente al importe de los daños causados a la empresa productora por el siniestro y que no le hubiese abonado, pero solo en proporción equivalente a lo que suponga la indemnización abonada por la compañía aseguradora, respecto al importe de los daños causados por el siniestro, que serán tasados a estos efectos por él directos.

Los riesgos asegurados y las condiciones que figuran en la póliza de seguros, los pondrá la empresa productora antes de contratarlos en conocimiento del propietario, al objeto de recabar de este su previa conformidad y/o reparos.

4.11 Contratas y subcontratas de personal.

Corresponde al Contratista, bajo su exclusiva responsabilidad, la contratación de toda la mano de obra que precise para la ejecución de los trabajos en las condiciones previstas por el contrato y en las condiciones que fije la normativa laboral vigente. El contratista deberá cumplir el RD Ley 9/2008 y posteriores indicaciones al respecto, en especial en cuanto a la contratación de los plazos de ejecución y el cartel de obra.

Las subcontratas que realizase el Contratista, podrán ser rechazadas por la Dirección Facultativa, por los mismos motivos y en las mismas condiciones establecidas para el personal del Contratista.

Las subcontratas de los servicios deberán estar homologados y ser aceptadas en su caso, por las compañías suministradoras.

5-Condicionales legales.

5.1 Garantía.

El constructor garantiza el correcto funcionamiento de la transmisión durante 6 meses, a partir de la fecha de la puesta en marcha o, como máximo, si el comienzo del montaje o la puesta en marcha se retrasa por razones ajenas al constructor, a partir del mes de la puesta a disposición del suministro por el constructor, notificada al propietario por escrito, excepto en lo referente a algún caso especial que este especificado en alguna norma.

El plazo de garantía que se concede, está basado en un régimen de funcionamiento normal de la máquina, de ocho horas/día intermitente y será reducido proporcionalmente en caso de que su utilización se efectúe durante mayor número de horas diarias. Para elementos no fabricados por el constructor, la garantía se limitará en cualquier caso, a la concedida por los respectivos proveedores.

Durante el plazo de garantía, la casa constructora solo está obligada a la reparación e instalación de las piezas cuyos defectos sean achacables a deficiencias de fabricación o calidad del material.

La casa constructora deberá recibir las piezas deterioradas en el plazo de un mes de su avería. En caso contrario se facturarán las piezas enviadas, y los servicios prestados, anulándose los beneficios de la garantía.

Las piezas deterioradas una vez sustituidas son propiedad de la casa constructora.

Durante el plazo de garantía, el constructor por si mismo, o por quien especialmente autorice, según su criterio, reparará o sustituirá, sin cargo alguno, en el plazo más breve posible y en el lugar por él determinado, las partes o piezas que por defecto de la calidad del material o construcción, impidan el funcionamiento normal de la máquina.

La garantía del constructor no tendrá validez si el propietario no le cursa aviso, inmediato y fehaciente, de la aparición del defecto o avería.

Quedan excluidas de la garantía las piezas y materiales de desgaste así como los daños que se produzcan en los materiales suministrados durante su transporte o descarga, por causas fortuitas o de fuerza mayor, por intervención de personas no adiestradas o irresponsables o descuido del propietario en general, por inobservancia de las instrucciones de servicio y mantenimiento, transmitidas por el vendedor.

Cualquier probada falta de atención a la instalación o avería producida por la acción u omisión de persona no adiestrada o irresponsable, dará lugar a la cancelación de la garantía.

Si el propietario procediese a reparar, sustituir o modificar cualquier parte de la instalación sin consentimiento del constructor, la garantía quedará extinguida de inmediato.

El constructor declina toda responsabilidad derivada de los trabajos realizados de acuerdo con los planos facilitados por el propietario.

El constructor declina, asimismo, cualquier otra responsabilidad económica que el propietario pudiera exigirle por causa de lucro cesante, deterioro de mercancías u otros perjuicios similares, ocasionados como consecuencia del cumplimiento de la garantía.

Si el propietario incumple los compromisos contraídos con el constructor, éste se reserva el derecho de suspender el cumplimiento de las obligaciones derivadas de su garantía.

5.2 Jurisdicción.

La empresa productora es responsable de la ejecución en las condiciones establecidas en el contrato, en los documentos que componen el proyecto y en las condiciones establecidas en la ley de contratos de trabajo.

5.3 Accidentes y daños a terceros.

En caso de accidentes ocurridos con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución del proyecto, el contratista se atenderá a lo dispuesto a estos respectos, en la

legislación vigente, y siendo, en todo caso, único responsable de su cumplimiento y sin que, por ningún concepto pueda quedar afectada a la propiedad por responsabilidades en cualquier aspecto.

El constructor está obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones vigentes preceptúan para evitar, en lo posible, accidentes a los obreros.

De los accidentes o perjuicios de todo género que, por no cumplir el constructor lo legislado sobre la materia pudieran acaecer, será este el único responsable o sus representantes en la obra, ya que se considera que en los precios contratados se encuentran incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar debidamente dichas disposiciones legales.

El constructor será responsable de todos los accidentes que por inexperiencia o descuido sobrevinieran. Será por tanto de su cuenta la obligación de las indemnizaciones a quién corresponda y cuando a ello hubiera lugar, de todos los daños y perjuicios que puedan causarse en las operaciones de ejecución del proyecto.

El constructor cumplirá los requisitos que prescriben las disposiciones vigentes sobre la materia, debiendo exhibir, cuando ello fuera requerido, el justificante de tal cumplimiento.

5.4 Rescisión del contrato.

Se consideran causas suficientes de rescisión del contrato las siguientes:

- Quiebra de la empresa productora. En este caso si los herederos o sindicatos ofrecieran llevar a cabo la producción, bajo las mismas condiciones estipuladas en el contrato, el proyecto puede admitir o rechazar el ofrecimiento, sin que este último caso tengan aquellos, derechos a indemnización alguna.
- No comienzo de los trabajos dentro de los plazos señalados en la oferta por parte de la empresa productora.
- Abandono de la protección sin justificación de las causas que lo han motivado.
- Incumplimiento de las condiciones impuestas en el contrato, cuando implique descuido o mala fe, con perjuicio de los intereses de la producción.
- Mala fe en la ejecución de la producción.

- Suspensión de obra comenzada, siempre que el plazo de suspensiones haya excedido de un año.

En caso de rescisión de contrato, la liquidación se hará mediante un contrato liquidatorio, que se redactará de acuerdo por ambas partes. Incluirá el importe de las unidades de los elementos producidos hasta la fecha de la rescisión.

5.5 Resolución de contrato.

Una vez establecido el contrato en firme no podrá ser anulado unilateralmente. Si el propietario desistiera de la producción encargada a la empresa productora antes de su finalización, quedarán a favor de esta parte de la obra realizada, los materiales que ya hubieran sido recibidos para la producción y aquellos que ya hubieran sido encargados, y las cantidades que la hubieran pagado a cuenta del precio total de la misma, todo ello como evaluación anticipada de daños y perjuicios.

5.6 Litigios.

Para solucionar cualquier diferencia que pudiera surgir durante o después de los trabajos respecto a la interpretación, cumplimiento de las condiciones generales, cumplimiento de las condiciones de pago estipuladas, resolución del contrato o cualquier otra causa, las partes contratantes se someterán a la jurisdicción de un tribunal o juzgado por igual número de personas nombradas por las mismas y presidido por el director, y en último término, a los tribunales de justicia del lugar en radique la propiedad.

5.7 Daños y perjuicios.

Salvo que en el contrato pueda específicamente reflejado, la empresa productora no aceptará penalizaciones de ninguna clase por daños y perjuicios, involuntariamente ocasionados al propietario o a terceros, cuando estos sean producidos como resultado de la ejecución de la producción o pruebas auxiliares.

La empresa productora está obligada adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones vigentes preceptúan para evitar, en lo posible, accidentes de los trabajadores o terceras personas en todos los lugares que involucre la producción del producto.

En caso de accidentes ocurridos con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución de las obras, la empresa productora se atenderá a lo dispuesto en la legislación vigente, siendo en todo caso, el único responsable de su cumplimiento y sin que, por ningún concepto pueda quedar afectada la propiedad por responsabilidad en cualquier aspecto, ya que se considera que en los precios contratados están incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar debidamente dichas disposiciones legales.

La empresa productora será responsable de todos los accidentes que por inexperiencia o descuido sobrevinieran. Será por tanto de su cuenta la obligación de las indemnizaciones a quien corresponda y cuando a ello hubiera lugar, de todos los daños y perjuicios que quedan en las operaciones de producción.

INDICE

1.- Introducción.....2

2.- Caja de cambios.....3

3.- Diferencial.....4

4.- Elementos comerciales.....5

5.- Mano de obra.....6

6.- Presupuesto.....8

1- INTRODUCCIÓN

El presupuesto que se va a llevar a cabo corresponde a la primera unidad de un prototipo. Como se podrá observar a continuación los costes más elevados son los de mano de obra.

Con una producción en serie se reducirían notablemente los costes de fabricación ya que la maquinaria necesaria para la fabricación, así como los procesos productivos podrían ser optimizados con relativa facilidad.

También con una fabricación en serie acortaríamos los tiempos de producción además de que se podrían realizar compras de grandes cantidades de materias primas y así poder abaratar significativamente el producto final.

2- CAJA DE CAMBIOS

Cantidad	Descripción	Kg	Precio/Kg	Precio total(€)
1	Eje primario	1.2	1.5	1.8
1	Rueda tc	2.3	1.7	3.91
1	Eje intermediario	6.8	1.5	10.2
1	Rueda tc´	7.6	1.4	10.64
1	Rueda 1	1.5	1.7	2.55
1	Rueda 3	2.4	1.7	4.08
1	Rueda 5	3.7	1.7	6.29
1	Rueda 7	5.5	1.7	9.35
1	Rueda 9	7.8	1.4	10.92
1	Rueda 11	9.9	1.4	13.86
1	Rueda R	1.5	1.7	2.55
1	Eje secundario	6.6	1.5	9.9
1	Rueda 2	10.2	1.4	14.28
1	Rueda 4	8.3	1.4	11.62
1	Rueda 6	6.4	1.4	8.96
1	Rueda 8	4.5	1.4	6.3
1	Rueda 10	3.6	1.7	6.12
1	Rueda 12	1.4	1.7	2.38
1	Rueda R´	9.4	1.4	13.16
1	Rueda intermedia X	3.5	1.7	5.95
1	Sincronizador de 1 ^{ra} y 2 ^{da}	1.6	1.7	2.72
1	Sincronizador de 3 ^{ra} y 4 ^{ta}	0.7	1.7	1.19
1	Sincronizador de 5 ^{ta} y 6 ^{ta}	0.5	1.7	0.85
Total				159.58

Tabla 1: Coste de los elementos de la caja de cambios.

3- DIFERENCIAL

Cantidad	Descripción	Kg	Precio/Kg	Precio total(€)
1	Piñón	1.6	1.7	2.72
1	Corona	21.3	1.4	29.82
2	Satélites	2.1	1.7	3.57
2	Planetarios	1.7	1.7	2.89
Total				39

Tabla 2: Coste de los elementos del diferencial.

4- ELEMENTOS COMERCIALES

Cantidad	Descripción	Precio/unidad(€)	Precio total(€)
17	Rodamientos SKF	24	408
10	Chavetas DIN 6885	0.8	8
1	Conjunto de embrague SACHS 3000 951 947	252	252
18	Arandelas	0.6	10.8
4	Anillos elásticos	0.6	2.4
4	Tuercas	1.3	5.2
Total			686.4

Tabla 3: Coste de los elementos comerciales.

5- MANO DE OBRA

Número de horas	Descripción	Precio/unidad(€)	Precio total(€)
5	Mecanizado del eje primario $\varnothing=40\text{mm}$, estriado y chavetero	25	125
5	Mecanizado del eje intermediario $\varnothing=40\text{mm}$, estriado y chavetero	25	125
5	Mecanizado del eje secundario de $\varnothing=40\text{mm}$, estriado y chavetero	25	125
17	Mecanizado de las ruedas	28	476
7.5	Mecanizado de los sincronizadores	28	210
4	Mecanizado piñón-corona	28	112
4	Mecanizado satélites y planetarios	28	112
4	Mecanizado carcazas	28	112
1.5	Montaje conjunto embrague	15	22.5
3	Montaje de los ejes, las ruedas, las chavetas y los rodamientos	15	45
0.5	Ajuste de los ejes	10	5
0.5	Montaje carcasa caja cambios	15	7.5
1.5	Montaje piñón-corona, planetarios y satélites	15	22.5
0.5	Montaje rodamientos corona	15	7.5
0.5	Ajuste diferencial	10	5

0.5	Montaje carcasa diferencial	15	7.5
1.5	Ajustes generales	10	15
4.5	Pruebas	20	90
0.5	Sellado	8	4
0.5	Embalaje	8	4
Total			1632.5

Tabla 4: Coste de la mano de obra.

6- PRESUPUESTO**-MATERIALES Y MANO DE OBRA**

Materiales caja de cambios.....	159.08€
Materiales diferencial.....	39.00€
Elementos comerciales.....	686.40€
Mano de obra	1632.50€
	TOTAL 2516.98€

-EJECUCIÓN

Materiales y mano de obra.....	2516.98€
Diseño y cálculos.....	600€
Envío.....	140€
	SUBTOTAL 3256.98€
Gastos generales (GG->13%).....	420.93€
Beneficio industrial (BI->6%).....	194.28€
	SUBTOTAL 3872.19€
IVA (21%).....	813.16€
	TOTAL 4685.35€

El presupuesto total de ejecución asciende a la cantidad de:

CUATRO MIL SEISCIENTOS OCHENTA Y CINCO EUROS CON TREINTA Y CINCO CÉNTIMOS.



**CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE UN
AUTOMÓVIL**

9. BIBLIOGRAFÍA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: JULIO

APELLIDOS: CASTELLANOS ALONSO

DNI: 79047974X

FDO.:

FECHA:

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: EDURNE

APELLIDOS: IRIONDO PLAZA

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

INDICE

1.- Referencias bibliográficas.....	3
1.1.- Libros y catálogos.....	3
1.2.- Páginas web.....	3
1.3.- Apuntes de asignaturas.....	3
2.- Programas informáticos.....	4

1. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1.1. Libros y catálogos

A continuación se presenta una lista de los libros y catálogos que han sido necesarios para la realización de este proyecto:

- [1] Arias Paz, M. "Manual de automóviles", 55ª Edición.
- [2] Shigley, J.E. "Diseño de Ingeniería Mecánica", Edición McGraw Hill.
- [3] Francisco Muñoz Gracia "Calculo teórico- práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil" Tomo I.
- [4] Francisco Muñoz Gracia "Calculo teórico- práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil" Tomo II.
- [5] Manuel Cascajosa "INGENIERIA DE VEHICULOS: SISTEMAS Y CALCULOS"
- [6] Catalogo general SKF, Publicación 6000, Suecia, 2006.

1.2. Páginas web

- [1] <http://www.km77.com>
- [2] <http://www.renault.es>
- [3] <http://es.wikipedia.org>
- [4] <http://www.auto-data.net>
- [5] <http://www.profesionalautomotive.com>
- [6] <http://www.skf.com/es/index.html>
- [7] <https://www.asme.org/>

1.3. Apuntes de asignaturas

- [1] Diseño de máquinas, EUITI Bilbao, 2013;
- [2] Expresión gráfica I y II, EUITI Bilbao 2011, 2013;
- [3] Elasticidad y Resistencia de materiales, EUITI Bilbao, 2013;
- [4] Sistemas de producción y fabricación, EUITI Bilbao, 2012

2-PROGRAMAS INFORMÁTICOS

- [1] AutoCAD 14;
- [2] Microsoft Office Excel;
- [3] Microsoft Office Power Point;
- [4] Microsoft Office Word;