



*CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE
UN AUTOMÓVIL*

2. MEMORIA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: IGOR

APELLIDOS: ANZOLA LLERA

FDO.:

FECHA:

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

INDICE

1.-Objeto del proyecto.....	3
2.-Alcance del proyecto.....	5
3.-Estudio de alternativas.....	7
3.1- Tipos de configuración de transmisión.....	8
3.2-Embrague.....	11
3.2.1- Funciones.....	11
3.2.2- Tipos.....	11
3.2.3- Requisitos de los materiales de embrague.....	16
3.3- Caja de cambios.....	18
3.3.1- Tipos.....	18
3.3.1.1- Manual.....	18
3.3.1.2- Automática.....	25
3.3.2- Constitución de la caja de cambios.....	30
3.4- Diferencial.....	36
4.- Solución adoptada.....	44
5.- Resultados finales.....	45
5.1- Disposición de la transmisión.....	45
5.2- Embrague.....	45
5.3- Caja de cambios.....	48
5.4- Elementos comerciales.....	57
5.5- Sincronizadores.....	71
6.- Normas y referencia.....	72
6.1- Normas.....	72
6.2- Referencias.....	72

1-OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es el cálculo y diseño de la transmisión de un vehículo; en este caso, de un OPEL ASTRA SPORTIVE. Ésta es necesaria para transmitir el par y la potencia que genera el motor a las ruedas mediante una serie de mecanismos.

Se procederá al cálculo de la dinámica del vehículo; es decir, calcularemos si supera las diferentes resistencias; de las distintas fuerzas a las que está sometido el vehículo, seguido del diseño y cálculo del embrague, seleccionando 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.

A continuación se calcularán los desarrollos de cada velocidad de la caja de cambios y el número de dientes de cada engranaje, así como su modulo. También se calcularán los diámetros de los ejes de la caja de cambios a partir de las fuerzas que ejercen los diferentes engranajes de cada marcha, así como los rodamientos que se sitúan sobre los apoyos de los ejes y las chavetas.

Para el caso de este proyecto, el motor y la caja de cambios se encuentra en la parte delantera del vehículo, al igual que la tracción, que también es delantera.

Con este proyecto, se intentará reducir el peso en vacío de la caja de velocidades, utilizando materiales más ligeros pero a la vez resistentes, consiguiendo una reducción del peso total del vehículo, y por lo tanto, su consumo, muy importante hoy en día por los problemas de contaminación.

A continuación vemos los datos de partida que obtenemos del fabricante para poder empezar con el cálculo de transmisión de nuestro vehículo; estos datos los hemos obtenido a través del fabricante por internet:

OPEL ASTRA G, 2.0 16V	
POTENCIA MAX/KW/rpm	136CV/100/5600
PAR MAX Nm/rpm	188/3400
SITUACION MOTOR	Delantero transversal
TRACCION	Delantera
PESO(kg)	1254
ACELERACIÓN DE 0-100	9.0 S
Nº CILINDROS/CILINDRADA(cm3)	4/1998
CAJA DE CAMBIOS	Manual, 5 velocidades
CONSUMO	6.5L/100KM

2- ALCANCE DEL PROYECTO

En primer lugar se calcularán los factores externos que afectan al vehículo oponiéndose al movimiento de éste. Estos factores son la resistencia al aire, la inercia, la rodadura y pendiente; que son necesarias para calcular 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.

Después se calcularán las relaciones de cada marcha de la caja de cambios teniendo en cuenta las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo anteriormente mencionadas. Estos cálculos tendrán en cuenta los datos del fabricante como el par máximo, la potencia máxima y la velocidad 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 haya un sobrecoste. Este cálculo es muy importante, ya que, hay que tener en cuenta que la suma de los dientes de cada pareja sea la misma para que la distancia entre el eje primario y el secundario sea constante.

Una vez conocidas 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 gran vida útil. 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 y elegimos un diámetro normalizado.

Para el cálculo de los rodamientos también necesitaremos las fuerzas que actúan en los dientes; calculamos la resultante de las reacciones radiales y axiales de cada apoyo, para cada marcha. Hemos optado por poner en el apoyo izquierdo rodamiento cilíndrico y en el derecho rodamiento de bolas en el eje intermediario; mientras que en el eje secundario hemos optado por un rodamiento cilíndrico en el apoyo izquierdo y un rodamiento de bolas y cilíndrico en el apoyo derecho ya que necesitábamos que aguantará mayor capacidad de carga. Para las

ruedas locas del eje secundario hemos escogido rodamientos de agujas, ya que no tienen que soportar fuerzas axiales y el cálculo es más sencillo.

Todo lo realizado al calcular los engranajes de la caja de cambios se harán igualmente para el diferencial teniendo en cuenta las diferentes marchas de la caja de cambios. El diferencial consta en engranajes cónicos y piñón-corona. Este mecanismo es el encargado de mandar diferente giro a las ruedas, ya que, al girar en una curva, las ruedas exteriores, girarán más que las interiores.

3- ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Para transmitir la potencia del motor a las ruedas es necesario una serie de elementos, el primero de ellos es el embrague que transmite el giro del cigüeñal a la caja de cambios. Con este elemento 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 de presión del conjunto de presión con el forro de fricción del disco.



Figura 1: Embrague

El movimiento se transmite del eje primario al eje intermediario para después salir por el eje secundario, el cual girará a una velocidad en función de la marcha que hayamos seleccionado. A continuación pasará 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 misión dividir la potencia a las ruedas motrices para evitar que una rueda gire más que la otra y desgastes prematuros en las mismas cuando el vehículo se mueve en curva. Y por último están los palieres, que se unen a la salida del diferencial, transmitiendo el movimiento a las ruedas.



Figura 2: Caja de cambios

3.1-TIPOS DE CONFIGURACION TRANSMISION

El tipo de transmisión que tienes un automóvil depende 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, o lo que comúnmente llamamos 4x4. La combinación entre el motor y ejes motrices configuraran 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.

a) Motor delantero y tracción:

Sus ruedas delanteras son motrices y directrices y no posee árbol de transmisión. Este sistema es muy empleado en turismos de pequeña y mediana potencia ya que es muy manejable. Algunas de las ventajas es que no tenemos restricción de la longitud del motor, tiene buen aislamiento del ruido y se tiene desgaste uniforme en los 4 neumáticos. El inconveniente es el mal reparto de pesos ya que la mayoría se encuentra en el eje delantero.

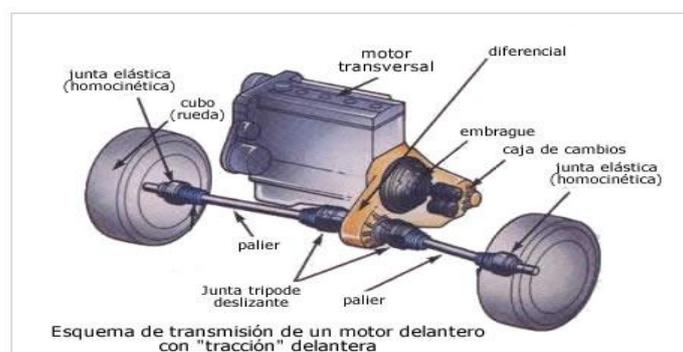


Figura 3: motor delantero y tracción

b) Motor delantero y propulsión:

Las ruedas motrices son las traseras, y dispone de árbol de transmisión para transmitir el movimiento desde el motor hasta el eje trasero, donde se encuentra el diferencial. Su disposición es algo más compleja, utilizándose en camiones y turismos de grandes potencias. Tiene mejor reparto de pesos. Tienden a sobrevirar que significa que en una curva, el eje trasero se desplace hacia el exterior de ésta.

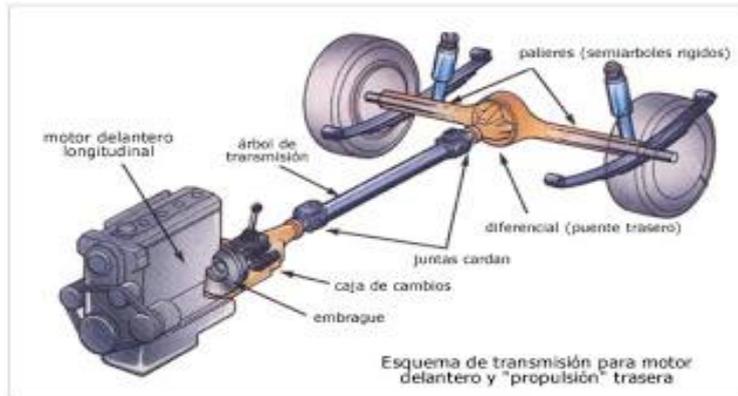


Figura 4: motor delantero y propulsión

c) Transmisión total:

Los dos ejes del vehículo son motrices. Los dos puentes o ejes motrices llevan un diferencial cada uno. Con esta transmisión pueden, a voluntad del conductor, enviar el movimiento a los dos puentes o solamente al trasero. Este sistema se monta frecuentemente en vehículos todo terreno y en camiones de grandes tonelajes de construcción u obras públicas.

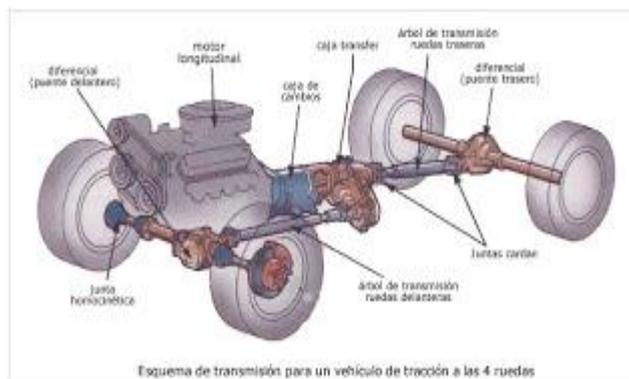


Figura 5: transmisión total

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, estos 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.

3.2- EMBRAGUE

Es el encargado de transmitir el par motor proporcionado por el motor a la caja de cambios. Tiene la misión de acoplar y desacoplar, a voluntad del conductor, el giro del motor de la caja de cambios en el momento de arrancar o realizar un cambio de marcha. Es necesario que se desacople cuando se arranca ya que necesitamos que el par que tiene el cigüeñal se transmita progresivamente a la caja de cambios. Debe transmitir el movimiento de una forma suave y progresiva, sin que se produzcan tirones que puedan producir roturas en algunos elementos del sistema de transmisión. Se encuentra situado entre el volante de inercia (volante motor) y la caja de velocidades.

3.2.1- FUNCIONES

- Transmitir par motor en cualquier circunstancia de marcha.
- Conectar y desconectar la caja de velocidades del motor a voluntad del conductor, es decir, embragar y desembragar.
- Amortiguar las vibraciones del motor antes de su entrada a la caja de velocidades.
- Suavizar las arrancadas haciéndolas progresivas.
- Disipar la energía liberada en las arrancadas del vehículo y en los cambios de marcha.

3.2.2- TIPOS

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 turismos, es el embrague de fricción el que se utiliza en la totalidad de los casos.

- a) **Embrague de fricción:** es el usado en la mayoría de los automóviles. Está compuesto por dos partes claramente diferenciadas: el disco de embrague y el plato de presión, cuyas misiones son transmitir el par del motor a la caja de cambios y presionar el disco de embrague contra el volante de inercia respectivamente. El collarín de embrague empuja al diafragma, y este hace cesar la

fuerza de presión sobre el disco de embrague, pudiendo embragar y desembragar para cambiar la marcha del vehículo.

Características:

El mecanismo va encerrado en un cárter que se une al bloque motor.

La progresividad se obtiene por el diafragma del disco conducido.

El amortiguamiento lo dan los resortes que se encuentran en el disco de embrague.

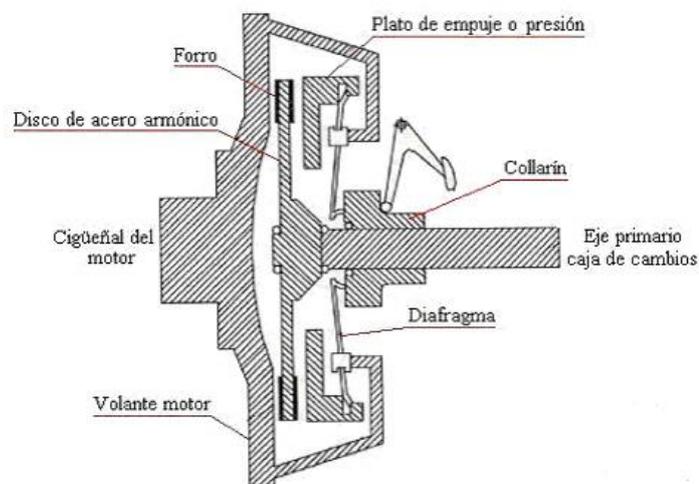


Figura 6: Embrague de fricción

Elementos:

Disco de embrague: Se compone de un disco de acero en el cual se remachan los forros del material de fricción. Está situado entre el volante de inercia y la maza de embrague. En la parte central del disco se encuentra un estriado que acopla con el primario de la caja de cambios. Entre la superficie de contacto y el estriado se encuentran unos muelles cuya función es la de hacer progresivo el acoplamiento. El dimensionamiento de esta pieza se hace teniendo en cuenta el par que tiene que transmitir y el peso del vehículo.



Figura 7: Disco de embrague

Maza de embrague: esta atornillada al volante de inercia. Consta de un plato de presión que es el que está en contacto con el disco y se encarga de presionarle contra el volante de inercia y el sistema de presión cuya misión es empujar al plato contra el disco. El diafragma está constituido por un disco de acero, en el cual se producen unos cortes radiales en forma de ranuras, y cuya elasticidad causa la presión necesaria para mantener el plato de presión contra el disco de embrague. En posición de reposo el diafragma se fuerza colocándose en su posición plana por lo que, al tratar de recuperar su forma cónica, empuja al disco de embrague por medio del plato de presión. La acción sobre el diafragma se ejerce en el centro de éste mediante un cojinete de embrague. Cuando se realiza la acción de desembragado, se actúa de tal modo que se invierte la conicidad del diafragma, dejando de ejercer presión sobre el plato de presión, dejando el disco de embrague desacoplado del volante de inercia.



Figura 8: Maza

Collarín: es el dispositivo que se encarga de presionar al diafragma del embrague cuando el conductor pisa el pedal. En este caso, al ser el accionamiento hidráulico, al pisar el pedal del embrague el cilindro del bombín de embrague transmite una fuerza al fluido, que este a su vez, actúa sobre el collarín del embrague, presionando el diafragma.



Figura 9: Collarín

Sistemas de accionamiento:

Es el encargado de desplazar el collarín para presionar a la maza de embrague.

Por cable: cuando se pisa el pedal del embrague, éste tira del cable y hace que se mueva la horquilla desplazando el collarín contra la maza.

Hidráulico: cuando se pisa el pedal del embrague, éste desplaza el piñón de la bomba creando una presión en el fluido hidráulico capaz de mover el bombín de mando que a su vez desplaza la horquilla del collarín.

- b) **Embrague hidráulico:** usado en los vehículos automáticos o semiautomáticos. El funcionamiento se basa en la transmisión de energía que una bomba centrífuga comunica a una turbina por medio de un líquido que, generalmente, es aceite mineral. 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 ella un par que la hace girar. Si el motor gira a ralentí, la energía cinética del aceite y el par transmitido a la turbina no es suficiente para vencer el par resistente.

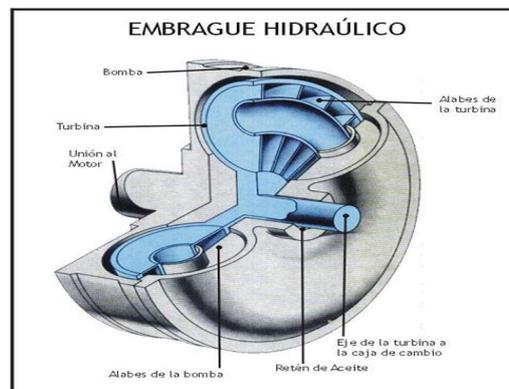


Figura 10: Embrague hidráulico

Desventajas: inevitable pérdida de energía por el deslizamiento del aceite, el consumo de combustible aumenta, mayor coste económico así como la necesidad de acoplar una caja de cambios automática.

Ventajas:

- Ausencia de desgaste.
- Gran duración.
- Es muy elástico.
- Es muy progresivo.
- Bajo coste de mantenimiento

Características:

-Siempre hay un cierto resbalamiento entre las partes conductoras y conducidas. Aunque haya resbalamiento, se transmite todo el par motor.

-Por debajo de las 500 revoluciones no se es capaz de girar el rotor, el motor se encontrara en ralentí aunque haya alguna marcha metida. Por tanto, para empezar a moverse, solo hace falta pisar más el acelerador.

- c) **Embrague centrífugo:** está provisto de unos contrapesos que, cuando el motor alcanza un cierto régimen de giro, la fuerza centrífuga los empuja hacia la periferia, haciendo que las palancas que van unidas a ellos basculen y hagan fuerza sobre la maza de embrague. De esta manera conseguimos el embragado. Cuando el motor gira a ralentí, los pesos vuelven a su posición de reposo debido a unos muelles.



Figura 11: Embrague centrífugo

3.2.3- REQUISITOS DE LOS 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...).
- 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

Las resistencias que se presentan a la marcha pueden acabar por consumir toda la potencia del motor y es lo que ocurriría si desde el cigüeñal se transmitiría directamente su movimiento a las ruedas motrices. Por el mecanismo de cambio de velocidades la rotación del cigüeñal se transmite a las ruedas propulsoras de tal forma que, cuando el vehículo va despacio porque el motor agota su fuerza en subir una cuesta y peligraría de calarse, se puede alterar la transmisión y hacer que aún yendo despacio el automóvil el motor vuelva a girar deprisa, dando toda su potencia, con lo que aleja la probabilidad de que se pare, y el vehículo pueda subir la cuesta aunque sea a menos velocidad que en llano. Al insertar una velocidad, se pisa el embrague y, por tanto, el motor no le transmite movimiento a la caja de cambios. Para que el vehículo circule marcha atrás, hay que insertar un piñón intermedio entre los ejes para modificar el sentido de giro de las ruedas. Esta velocidad no tiene sistema de sincronización, por lo que habrá que insertar la marcha cuando el vehículo esté parado.

La resistencia que opone un vehículo a ser movido es la suma de:

-**Resistencia al rodamiento:** es lo que cuesta rodar a una rueda sobre el suelo y cuyo valor es el peso que descansa sobre ella, multiplicando por un coeficiente de rodamiento. Esta resistencia varía con la naturaleza del suelo y a presión de inflado del neumático.

-**Resistencia debida a la pendiente:** depende del peso del vehículo y de la pendiente.

-**Resistencia del aire:** depende de la superficie expuesta del vehículo.

-**Resistencia de la inercia:** se manifiesta siempre que se hacen variaciones de la velocidad

3.3.1- TIPOS

El funcionamiento de las cajas de cambios es igual para todos los tipos, lo único que varía es el dispositivo mecánico que acopla y desacopla al giro.

3.3.1.1.- MANUAL

A) CAJAS DE CAMBIO 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

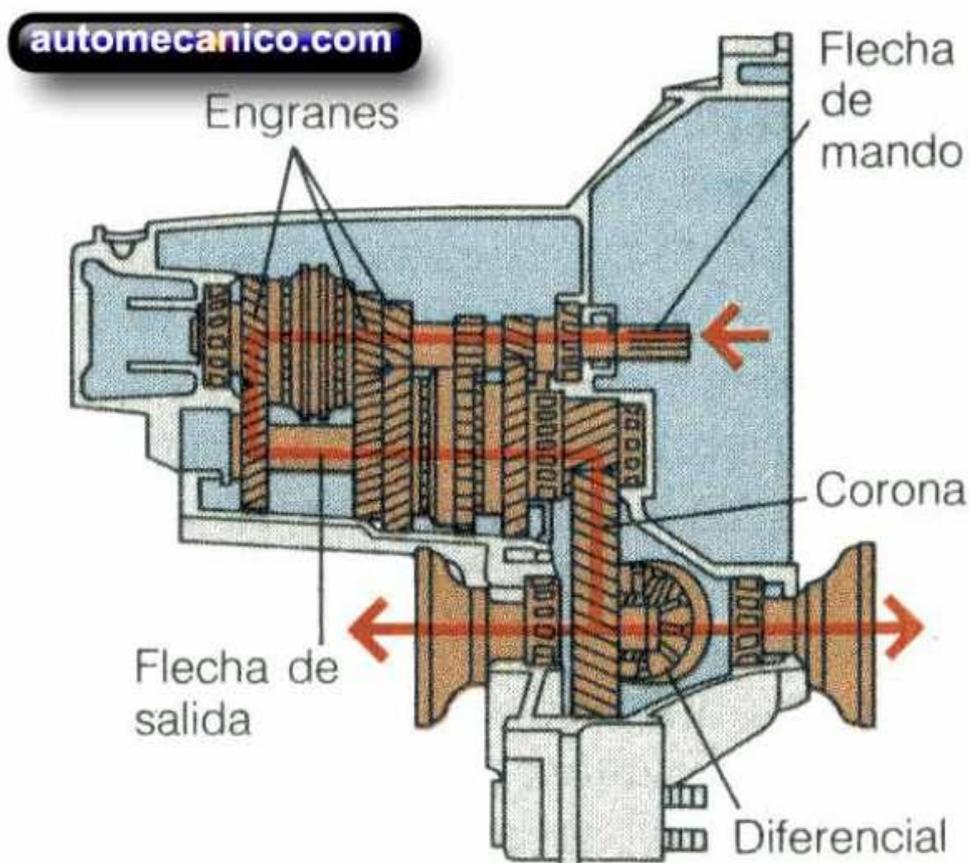


Figura 12: caja de dos ejes

En el dibujo de la parte superior vemos como llega la transmisión del motor al eje primario, se transmite al secundario a través de los piñones de la marcha engranada y de éste al diferencial para transmitir la fuerza mecánica de giro a las ruedas.

B) CAJAS DE CAMBIO 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 intermedio (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.

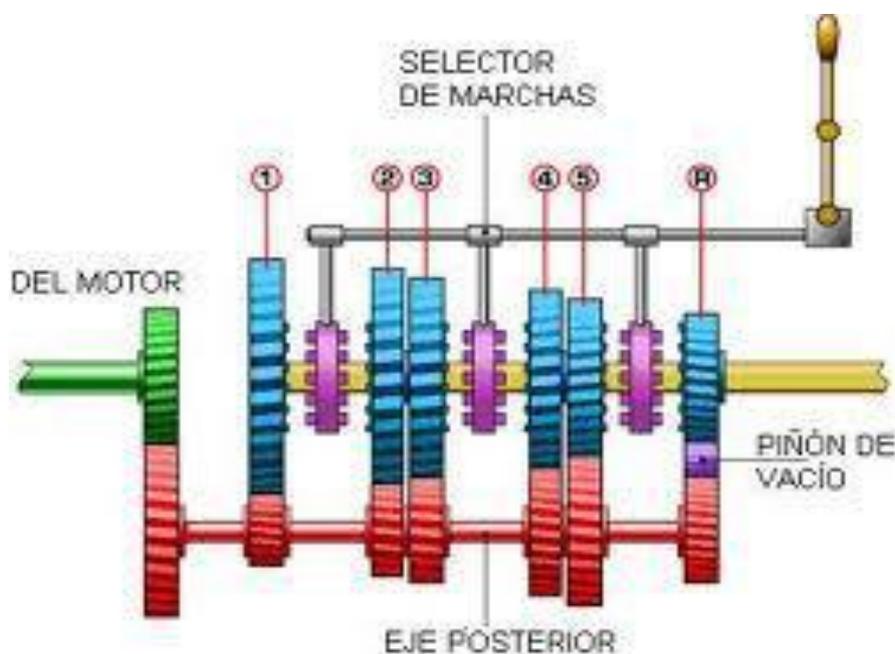


Figura 13: caja de tres ejes

C) CAJAS DE CAMBIO MANUAL PILOTADA:

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).

C1) Cambio PDK de Porsche:

Este cambio es especialmente llamativo por su construcción, la caja de cambios parece de 3 ejes, pero en su interior se encuentra una caja de dos ejes con doble embrague que logra unos resultados fantásticos en cuanto a respuesta del cambio. El diseño es así ya que en la mayoría de los vehículos porche el motor está ubicado en la parte posterior así como la caja de cambios y la propulsión es trasera.

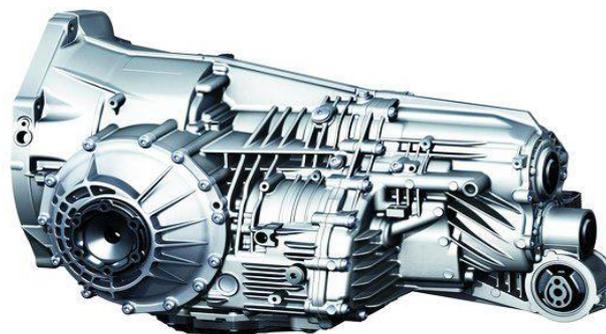


Figura 15: cambio PDK

Aquí encontramos físicamente la caja de cambios PDK de Porsche. Estos vehículos incorporan el motor en la parte trasera, con propulsión trasera, es por eso que el grupo va instalado en la misma caja de cambios, en la parte delantera de la misma para proporcionar tracción a las ruedas traseras.



Figura 16: interior cambio PDK

En esta imagen observamos con el eje primario queda dividido en dos secciones (roja y verde) correspondiente a marchas pares e impares. En el eje primario se engranan consecutivamente dos marchas, una par y otra impar (la que está engranada con la que próximamente engranará) intercambiando en el momento del cambio solamente los embragues y obteniendo el resultado en centésimas de segundo, con suavidad y continuidad asegurada.

C2) Cambio DSG del grupo VAG.

Esta caja de cambios es similar a la Powershift de Ford con doble embrague. Uno de los secundarios posee las marchas pares y el otro las marchas impares con los sincronizadores comandados por válvulas electrohidráulicas situados en los secundarios. Ambos secundarios poseen un piñón de ataque que va a parar a la corona, es como una caja de cambios de dos ejes, pero con el doble de componentes.

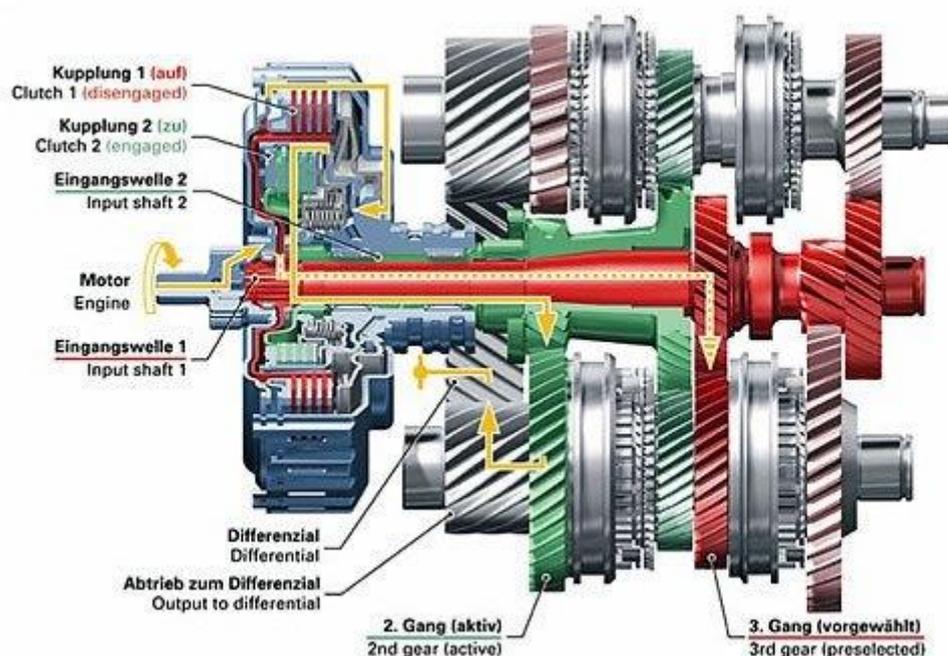


Figura 17: cambio VAG

Como podemos apreciar en la imagen superior, los dos secundarios quedan conectados a la corona, pero solo mediante los embragues dejamos actuar a uno u otro (marcha par o impar) manteniendo dos marchas engranadas pero solo actúa una. Este cambio es de diseño compacto, como ya se ha dicho antes, para vehículos de tracción delantera. El diseño como el PDK de porche se aplica para vehículos de propulsión trasera.

C3) Cambio TCT del grupo Fiat.

Este cambio es similar al PDK de porche, con doble embrague, pero con un diseño similar a la caja de cambio DSG. En este caso posee el primario dividido en dos y los ejes secundarios no son fijos. Es un diseño alternativo con un sistema alternativo para incorporar un cambio de doble embrague a vehículos de tracción delantera con un embrague a cada lado

del volante motor. Este sistema permite ahorrar espacio ya que la caja de cambios no es tan larga como las otras.

3.3.1.2- AUTOMÁTICA:

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 (3) 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.

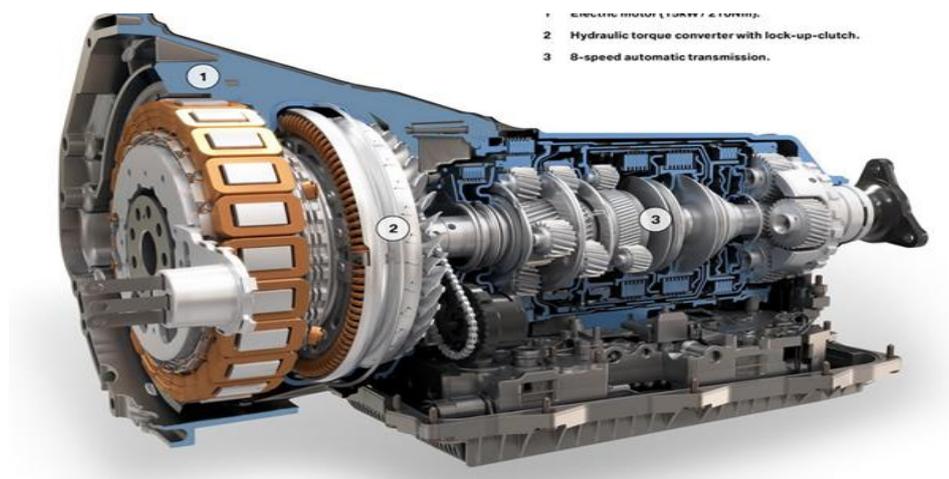


Figura 18: caja de cambios automática

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 ó 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 ó 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 y 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 o a obligar a girar loco a los diferentes conjuntos para lograr la relación deseada.

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 muy 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 (hasta un tope lógicamente). En la marcha atrás el sistema emplea una transmisión fija.

El *convertidor de par* es un mecanismo que se utiliza en los cambios automáticos en sustitución del embrague, y realiza la conexión entre la caja de cambios y el motor. En este sistema no existe una unión mecánica entre el cigüeñal y el eje primario de cambio, sino que se aprovecha la fuerza centrífuga que actúa sobre un fluido (aceite) situado en el interior del convertidor.

Consta de tres elementos que forman un anillo cerrado en forma toroidal (como un “donuts”), en cuyo interior está el aceite. Una de las partes es el impulsor o bomba, unido al motor, con forma de disco y unas acanaladuras interiores en forma de aspa para dirigir el aceite. La turbina tiene una forma similar y va unida al cambio de marchas. En el interior está el reactor o estator, también acoplado al cambio. Cuando el automóvil está parado, las dos mitades principales del convertidor giran independientes. Pero al empezar a acelerar, la corriente de aceite se hace cada vez más fuerte, hasta el punto de que el impulsor y la turbina (es decir, motor y cambio), giran solidarios, arrastrados por el aceite.

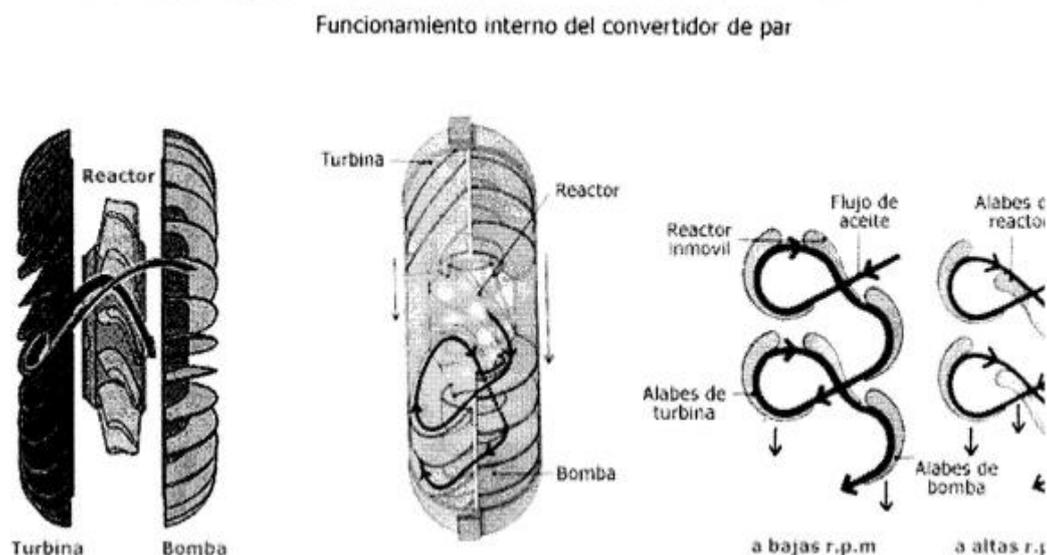


Figura 19: funcionamiento convertidor de par

El funcionamiento del convertidor de par se puede asemejar al funcionamiento de dos ventiladores enfrentados uno del otro. El primero se encuentra conectado y encendido, mientras que el otro apagado, el movimiento y la fuerza del aire que golpea las aspas del ventilador apagado hacen que este empiece a impulsarse e intentar mantener la velocidad hasta llegar al punto de igualar la velocidad del otro ventilador.

El convertidor se acciona al impulsar el aceite del cárter hacia el impulsor y de este el aceite va hacia las aspas internas de la turbina (rodete conducido), girando en el mismo sentido que el impulsor.

Cuando el aceite sale del impulsor reacciona contra los aspas del estator aumentando la fuerza de giro (par –motor), cuando el aceite choca con la parte frontal de las aspas, antes de que la velocidad sea la misma del impulsor; cuando la velocidad de la turbina se va igualando a la del impulsor la fuerza o par– motor va disminuyendo, mientras que el estator permanece fijo debido al cojinete de un solo sentido que le impide girar en sentido contrario a los rodetes.

Cuando las velocidades del impulsor y la turbina son iguales termina la reacción sobre el estator y éste gira en el mismo sentido que los rodets, por el motivo que el aceite choca con la parte interna de las espas, funcionando el conjunto como un embrague hidráulico y con una relación de velocidad y par de 1:1: es decir, el eje conducido unido a la turbina gira a igual velocidad y con la misma fuerza que el eje motor.

Partes:

Al elemento conductor se le llama impulsor o bomba, porque es el que recibe el movimiento del motor, al que está unido, e impulsa el aceite contra el conducido. El elemento conducido se llama turbina, y va acoplada a la caja de cambios.

Pero el convertidor de par incluye un tercer elemento que viene a mejorar las condiciones de funcionamiento en la circulación del aceite, se trata del estator, dentro del estator se encuentra un cojinete de un solo sentido, lo que permite que este solo gire en un determinado sentido. Está montado sobre un mecanismo de rueda libre que le permite desplazarse libremente cuando los elementos del convertidor giran a una velocidad aproximadamente igual.



Figura 20: convertidor de par

3.3.2- CONSTITUCION DE LA CAJA DE CAMBIOS

CLASIFICACION SEGÚN LOS ENGRANAJES

a) 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.

b) 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.

c) 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.

CLASIFICACION SEGÚN LOS EJES:

a) 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.

b) 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 son unos anillos compuestos de bronce, con una forma helicoidal, que se alojan en los extremos de cada engranaje de cada marcha y es necesaria su presencia ya que se encarga de reducir las rpm de giro de un engranaje engranado al desplazable a las mismas rpm de giro del engranaje de marcha que va a ser seleccionado.

Por ejemplo, para pasar de segunda a tercera, el engranaje de la segunda velocidad no va a estar girando a la misma velocidad que el engranaje de la tercera. Si pasamos la marcha en esas circunstancias, el cambio seguramente entrará forzado o no entrará. De lo contrario, entra con suavidad y sin hacer ruido para hacer solidario el piñón al eje y a este.

Los sincronizadores están montados sobre un estriado en el árbol secundario de la caja de cambios, de tal manera que tienen un movimiento de rotación solidario a él (giran a la misma velocidad).

En cajas de cambio manual estos elementos están acoplados a la palanca de cambio a través de un mecanismo de barras articuladas. Cada sincronizador puede deslizarse sobre su estriado hacia una rueda dentada o hacia otra, de tal manera que al acoplar una marcha a través de la palanca, el sincronizador hace solidario el movimiento una rueda dentada del árbol secundario con dicho árbol, es decir, se impone una relación entre la velocidad de giro de las ruedas del automóvil y el eje de salida de la caja de cambios (o árbol secundario).

A priori puede pensarse que este acoplamiento se haría de forma brusca y originaria esfuerzos demasiado grandes, pero los sincronizadores están diseñados para que la 'sincronización' se haga de manera progresiva. El proceso es el siguiente:

En primer lugar el usuario produce un desplazamiento de la palanca de cambios a la marcha deseada. Al moverla comienza a acercarse el sincronizador a una de las ruedas dentadas. Conforme el sincronizador se va aproximando, comienza una etapa de deslizamiento a través de unas superficies (generalmente cónicas) que están presentes tanto en la rueda dentada de la caja de cambios como el sincronizador. Estas superficies de alta fricción permiten igualar por rozamiento las velocidades de rotación del sincronizador (es decir, del árbol secundario) con la rueda dentada que se haya seleccionado para la marcha.

De este proceso puede deducirse que, lógicamente, las ruedas dentadas del árbol secundario están montadas en él sobre unos cojinetes que permiten el giro independiente de ambos.

Una vez se haya producido la sincronización, se produce el acoplamiento final del sincronizador a la rueda dentada, con lo que cesa el deslizamiento, y la marcha queda acoplada. Si este proceso no se hace correctamente (la palanca no está en la posición adecuada, etc.) la marcha 'se sale'.

El desgaste que sufren estos elementos es mucho menor que otras partes rozantes del automóvil (como embragues o frenos), por lo que requieren menor mantenimiento.

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.

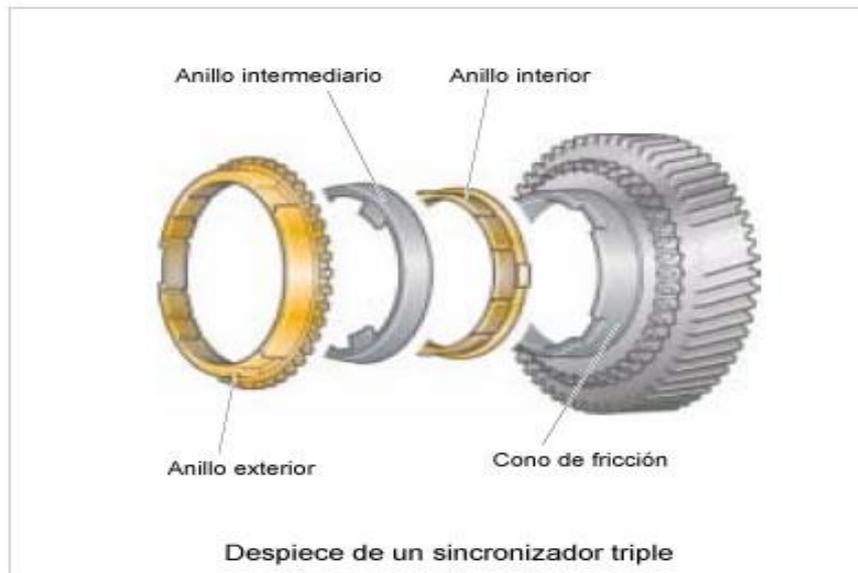


Figura 21: sincronizador

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, está 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 intermedio, que gira a su vez movido por el motor desde el primario.

En las figuras de abajo se detalla el funcionamiento: En 1 esta el desplazable en punto muerto, con su cono separado del cono del secundario, en 2, la horquilla ha movido del desplazable hasta que los conos han entrado en contacto, igualando las velocidades de rotación. Al seguir moviendo la palanca de mando, 3, la horquilla vence el fiador de bola y desliza la corona C sobre el cuerpo central S, engranando suavemente con P porque previamente han sido engranados y sus dientes giran a la misma velocidad. P y S se hacen solidarios porque se queda C engranada a caballo sobre ambos piñones.

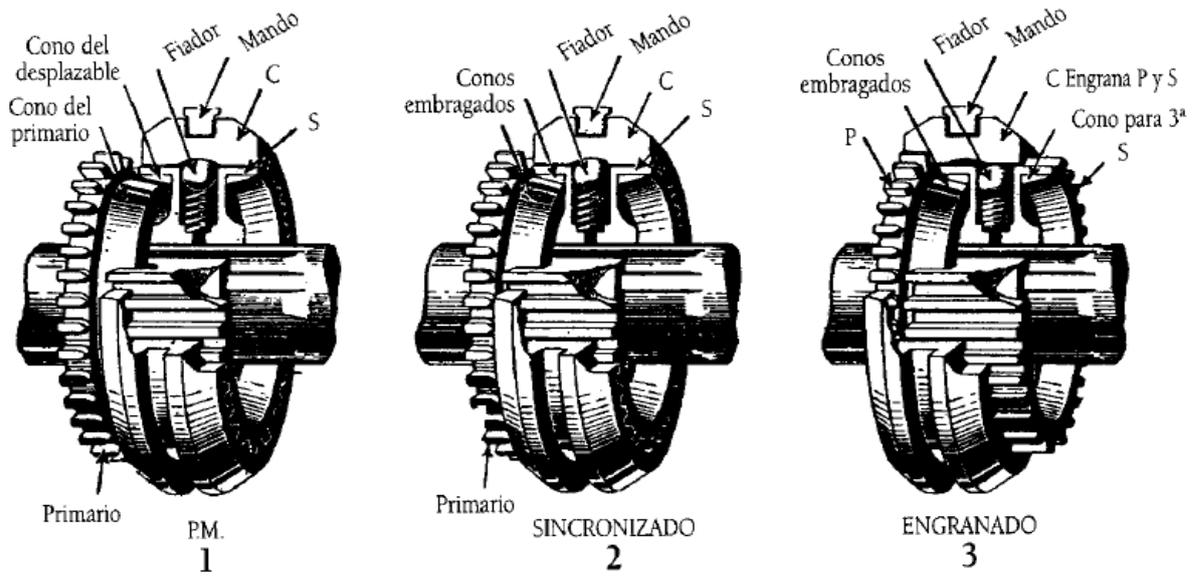


Figura 22: funcionamiento sincronizador

3.4- DIFERENCIAL

Un diferencial es el elemento mecánico que permite que las ruedas derecha e izquierda giren a revoluciones diferentes, según el vehículo este 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 esta dentro de la caja de cambios.

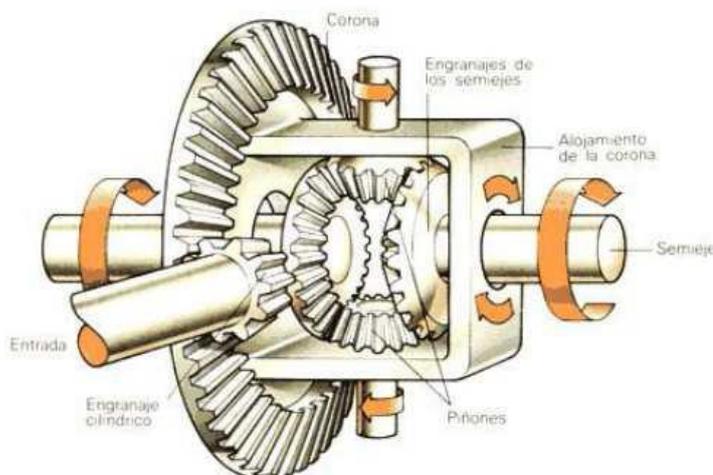


Figura 23: diferencial

Tipos de diferenciales y funcionamiento

En este apartado hablaremos de los distintos tipos de diferenciales que se emplean actualmente y analizaremos su funcionamiento y características principales.

Clasificaremos los diferenciales en dos grupos: Diferenciales convencionales y diferenciales autoblocantes.

Dentro del grupo de diferenciales autoblocantes hablaremos de:

- Diferenciales de desplazamiento limitado (viscoso o Ferguson y autoblocantes mecánicos)
- Diferenciales Torsen.
- Diferenciales de deslizamiento controlado

a) 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 el 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.

En estas circunstancias, cuando por ejemplo una de las dos ruedas del eje motriz rueda momentáneamente sobre una superficie deslizante (hielo, barro, etc.), o bien se levanta en el

aire (a consecuencia de un bache o durante el trazado de una curva a alta velocidad), la característica de balanza del diferencial de lugar a que el par motor se concentre en una rueda cuya adherencia se ha reducido. Esta rueda tiende a embalsarse, absorbiendo todo el par, mientras que la opuesta permanece inmóvil, lo que se traduce en pérdida de tracción del coche.

El diferencial autoblocante tiene como objetivo resolver este importante problema de pérdida de tracción.

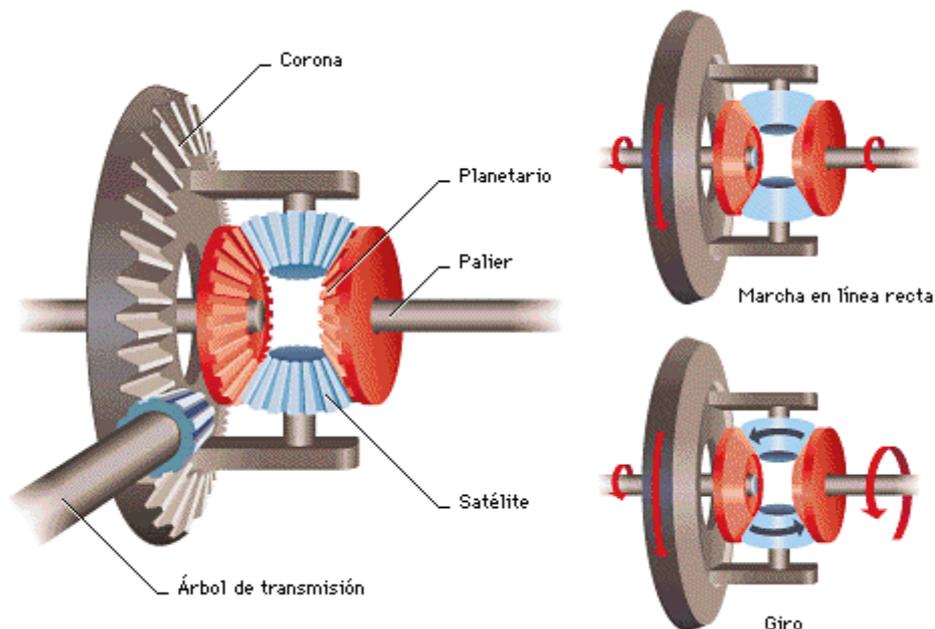


Figura 24: diferencial convencional

b) *Diferencial autoblocante:*

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 la 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 ni, por lo tanto, existe riesgo que se da en los diferenciales normales de que la rueda, girando loca, haga desviarse bruscamente al recuperar su adherencia normal.

Con el autoblocante, cuando estas circunstancias se producen todo el par motor disponible se aplica sobre la rueda de mayor tracción.

En la práctica, esta característica se traduce en una gran seguridad que se nota especialmente en las curvas.

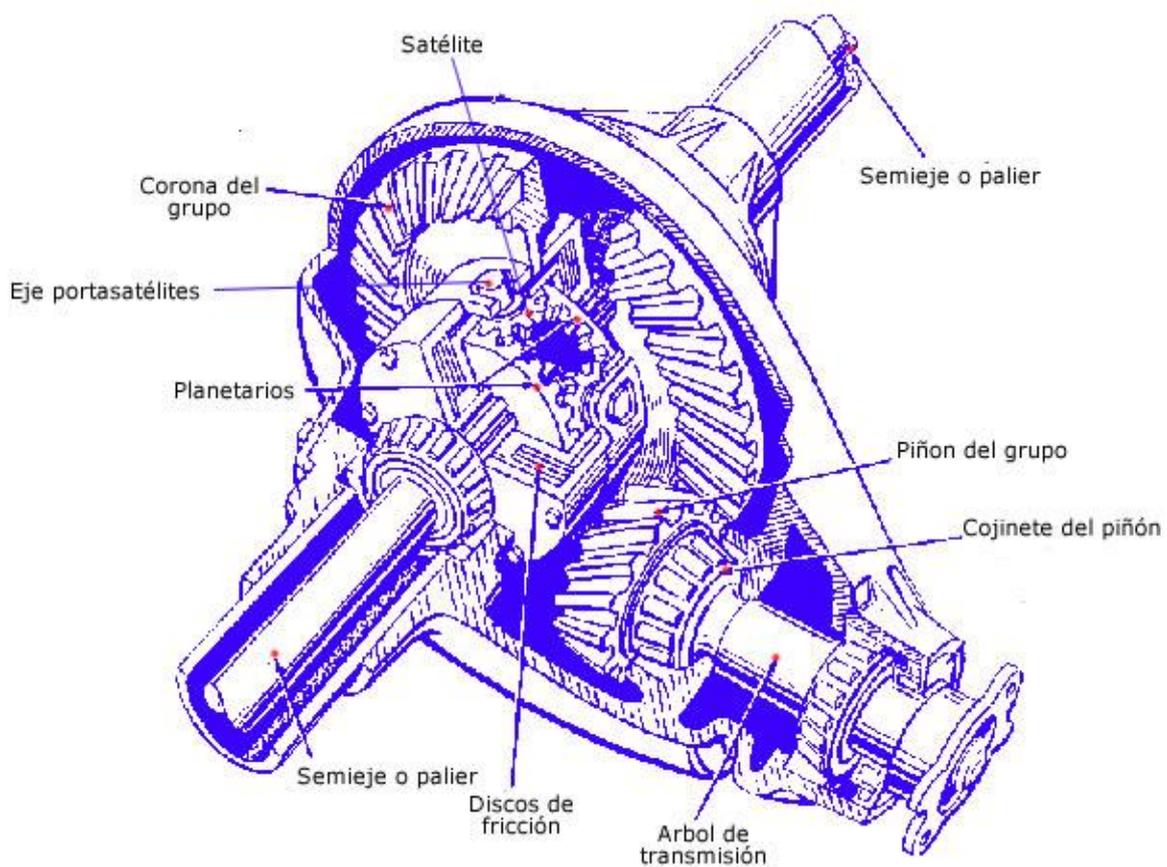


Figura 25: diferencial autoblocante

c) *Diferenciales de deslizamiento limitado:*

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 este 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.

De entre los diversos tipos de diferenciales autoblocantes que existen, sin duda el mas utilizado y posiblemente el más eficaz es el Thotnton Power-Lok, llamado también “de discos de fricción”. En este diferencial los ejes porta satélites deslizantes se cruzan uno sobre otro, pero constituyendo dos piezas independientes, a diferencia de los diferenciales corrientes, donde forman una pieza única con cuatro brazos. Los extremos de ambos ejes en la zona de acoplamiento en la caja de satélites van tallados con dos planos formando una “V”. Los alojamientos para cada eje en la caja del diferencial están sobredimensionados, de modo que el eje entre con una considerable holgura. Estos alojamientos presentan además dos rampas talladas formando también una “V” de idéntico ángulo que la existentes en los ejes.

Los piñones-satélites planetarios son análogos a los de un diferencial convencional. Cada piñón-planetario se acopla sobre sendos bujes estriados, que a su vez encajan sobre cada una de las dos mitades de la caja diferencial. Entre cada mitad de la caja y el buje estriado correspondiente existe un embrague compuesto por discos de fricción y arandelas elásticas de acero, o bien pequeños muelles helicoidales alojados en las carcasas.

Cuando las dos ruedas gozan de similar adherencia, los ejes deslizantes de los satélites están sometidos a un esfuerzo que tiende a hacerlos subir por las rampas en “V”, pero sin embargo, como ambos se cruzan uno por delante del otro, el efecto de cada uno se contrapone, permaneciendo ambos equilibrados en el fondo de la “V”.



Figura 26: diferencial de deslizamiento limitado

d) 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.

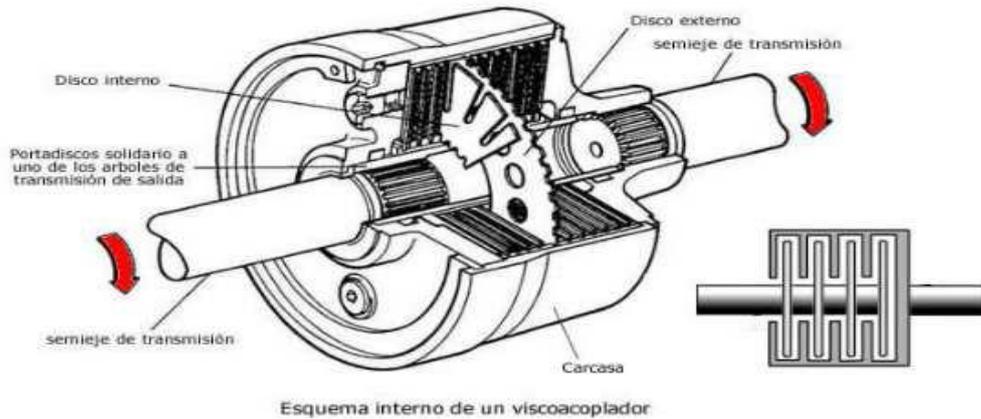


Figura 27: diferencial viscoso

e) *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 solo lo que esta 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 tres 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.

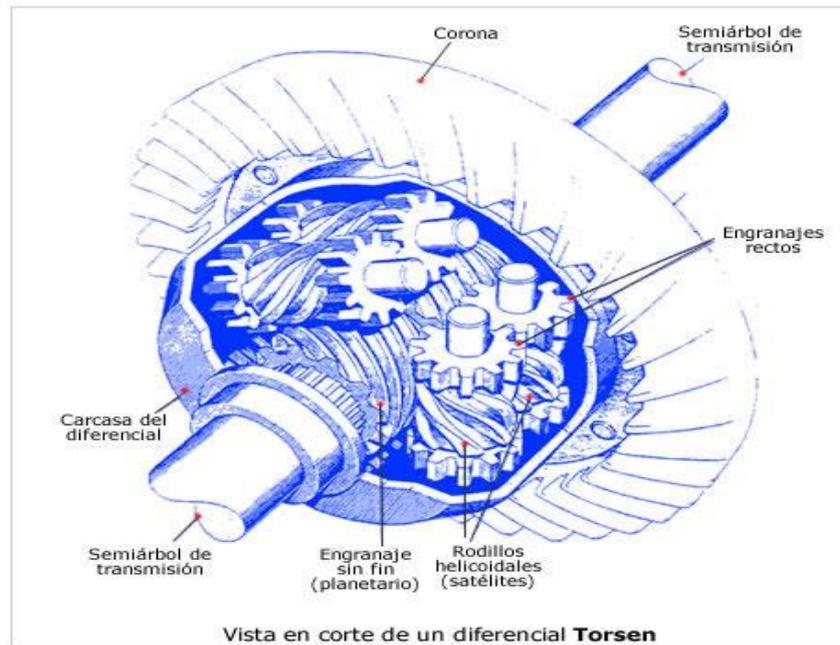


Figura 28: diferencial torsen

f) *Diferenciales de deslizamiento controlado:*

Se diferencia del visco acoplador en los materiales de los elementos rozantes, y 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, y en 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.

4- SOLUCIÓN ADOPTADA

Respecto a la disposición de los elementos de la transmisión, podemos optar por 3 configuraciones: tracción delantera, tracción trasera y tracción 4 ruedas.

1.- En la tracción delantera encontramos tanto la caja de cambios como el diferencial en el eje delantero. Las ventajas que presenta este tipo de disposición es que liberamos bastante espacio constructivo en el capó, lo que podemos añadir más espacio en el habitáculo. Al tener mayor peso en el eje de tracción, consigue mayor estabilidad en la curva. Inconvenientes: tiende a subvirar, la parte delantera del vehículo tiende a salirse fuera de la curva. A partir de cierta potencia, es difícil el agarre al suelo y por último, mal reparto de pesos.

2.- En la tracción trasera tenemos la caja de cambios en la parte delantera y el diferencial en el eje trasero. Ventajas: mejor reparto de pesos en el vehículo que hace que haya más estabilidad en el vehículo y más agarre en fase de aceleración. Por lo que es una correcta disposición para vehículos de gran potencia. Inconvenientes: tienden a sobrevirar; es decir, que la parte trasera tiende a salir al exterior de la curva, debido a la fuerza centrífuga; mayor coste constructivo ya que, por ejemplo, necesitamos una carcasa para la caja de cambios y una para el diferencial, necesitamos transmitir el giro mediante un árbol de transmisión. Todo ello aumenta el coste y el peso.

3.- La tracción a las cuatro ruedas, todas las ruedas reciben simultáneamente la potencia del motor. Se usa normalmente en vehículos todoterreno y camionetas. En este tipo de disposiciones encontramos un diferencial por eje. Ventaja: la adherencia sobre todo en suelos deslizantes e inconveniente: mayor peso que conlleva a un mayor consumo, por lo que no se usa para coches utilitarios pequeños.

En nuestro caso optamos por la configuración de tracción delantera, ya que es un vehículo pequeño y no de mucha potencia.

Respecto a la caja de cambios, sabiendo que el cliente nos propuso que fuese manual, tuvimos que valorar la caja de cambios de 2 y 3 ejes. Nos informamos con el fabricante, y nuestro vehículo monta una caja de 3 ejes, por lo tanto la calculamos con 3 ejes.

El subviraje y sobreviraje tampoco lo tenemos que tener mucho en cuenta porque con los avances que hay en la suspensión..., podemos encontrar un coche con tracción delantera con sobreviraje y viceversa. Cada fabricante lo controla a su modo.

En cuanto al embrague, vamos a optar por el de fricción que son aquellos caracterizados porque el mecanismo de transmisión se logra mediante la fricción de superficies rugosas, una solidaria al eje conducido y otra al conductor. Ahora vamos a estudiar el accionado por diafragma o muelles.

1.- Muelles que realizan el esfuerzo necesario para aprisionar al disco de embrague entre el volante de motor y el plato de presión. Son pesados.

2.-Diafragma que se sustituye por los muelles helicoidales y que hacen la misma función. Con este sistema de embrague eliminamos la fuerza centrífuga, la cual afectaba a los muelles, además se logra una presión uniforme en todo el disco de presión.

5- RESULTADOS FINALES

5.1- DISPOSICION DE LA TRANSMISION

Con los datos proporcionados por el fabricante hemos optado por la tracción delantera, dado que nuestro vehículo no es de gran potencia aunque si de gran cilindrada, pero 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

Respecto al embrague nos hemos decantado por el de fricción mediante diafragma ya que es más ligero, reparte mejor la presión con lo que tiene que chocar con el disco de embrague y es de los más utilizados actualmente. Los materiales del embrague van a ser:

- Carcasa del embrague: será de acero plegado F-1120 atornillada al volante de inercia mediante tornillos M10x40
- Cojinete de empuje: será de acero F-2100 con un acabado fino de 68x40mm

Para el cálculo del embrague necesitamos saber las dimensiones del disco que lo calculamos con la siguiente formula y relación:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{N}{2.75 \times P_{max} \times \mu}}$$

$$R_{int} = 0.7 \times R_{ext}$$

Donde:

N: par máximo del motor = 188 Nm

P_{max}: presión para un funcionamiento suave = 2.4kg/cm²

μ: coeficiente de rozamiento = 0.4

R_{ext}: radio exterior del disco de embrague

Por medio de las siguientes formulas calculamos la presión, la fuerza axial y el par de rozamiento:

$$P = P_{\max} \times \frac{R_{\text{int}}}{R_{\text{ext}}}$$

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot P_{\max} \cdot R_{\text{int}} \cdot (R_{\text{ext}} - R_{\text{int}})$$

$$T_{\text{roz}} = n \cdot \mu \cdot F_a \cdot (R_{\text{ext}} + R_{\text{int}}) / 2$$

Donde:

P: presión

P_{max}: presión máxima que puede soportar el embrague

F_a: fuerza axial

T_{roz}: par de rozamiento que es capaz de soportar el disco de embrague

N: número de caras de rozamiento = 2

Por último calculamos el estriado del embrague:

$$l_t = k \times \frac{F_u}{h \times z \times P}$$

$$F_u = \frac{T}{r_1}$$

Donde:

L_t: longitud de la chaveta

F_u: fuerza que soporta el eje

h=0.5*(d₂-d₁)

D₁: diámetro eje

R₁: radio eje

$$E = 0.055 \times F_a \times \sqrt{D_e}$$

m: módulo = 2 mm

P: presión que soporta la chaveta = P=100kg/mm²

K: constante = 1.15

Z: número de dientes = 16

T: torsor que tiene que soportar el embrague

En resumen, las características que conseguimos con el procedimiento anterior de nuestro embrague son las siguientes:

DIÁMETRO EXTERIOR	205.8 mm
DIÁMETRO EXTERIOR	144 mm
PRESIÓN	1.68 Kg/cm ²
FUERZA AXIAL	335.49 Kg
PAR ROZAMIENTO	230.25 Nm
ESTRIADO	3.86 mm

Tabla 1: características embrague

5.3- CAJA DE CAMBIOS

Respecto a la caja de cambios hemos considerado la de 3 ejes, colocada junto al motor transversalmente.

- Carcasa de la caja de cambios: se realizara con moldes de fundición. Será de acero GG-18
- Sincronizadores: acero 20MnCr5 que se mecanizarán.
- Engranajes: los piñones serán de acero 20MnCr5 y las ruedas serán de acero 16MnCr5. Los engranajes rectos y helicoidales se guiarán por la norma Une 18-018-52 del dibujo industrial.
- Ejes: tienen que ser de un acero bastante resistente ya que tienen que soportar diferentes fuerzas y a diferentes velocidades durante toda su vida de funcionamiento. Por tanto, se harán de un acero mejorado. Estos ejes se soportan y giran por medio de unos rodamientos de bolas y cilíndricos. Los ejes seguirán la norma UNE que hace referencia al dibujo industrial 18-018-52.

Primero hemos calculado la relación de transmisión del diferencial, ya que después lo tenemos que tener en cuenta en el cálculo de las relaciones de cada marcha; para ello utilizamos las siguientes formulas obtenidas del libro de Muñoz Gracia:

$$r_d = \frac{n_{\max \text{ pot}}}{r_5 * n_r}$$

$$n_r = \frac{V_{\max} * 60}{\pi * \varnothing_{\text{rueda}}}$$

Donde:

$n_{\max \text{ pot}}$: Revoluciones máximas a potencia máxima (5600 rpm)

r_5 : Relación en 5ª (1)

V_{\max} : Velocidad máxima (208 km/h)

$\varnothing_{\text{rueda}}$: Diámetro rueda 205/50 R16 (0.58083m)

Con estos conseguimos una relación de diferencial de 3, y es correcto ya que tiene que estar entre los valores 3 y 4.

A partir de los desarrollos proporcionados por el fabricante y teniendo en cuenta la relación del diferencial, obtenemos las relaciones de transmisión de cada marcha y la velocidad angular de la rueda:

Relación de transmisión
$i_{tc} = 1:2$
$i_1 = 1:4.62$
$i_2 = 1:2.6$
$i_3 = 1:1.74$
$i_4 = 1:1.3$
$i_5 = 1:1.04$
$i_{ma} = 1:3.47$

Tabla 2: relaciones de transmisión

A continuación tenemos que comprobar que nuestro vehículo efectivamente supera las fuerzas de resistencia que tenemos en la 1ª y 5ª velocidad. Como hemos comprobado en el anexo de cálculos, nuestro vehículo lo cumple.

El cálculo de los dientes lo hacemos a través de las relaciones de transmisión, y de forma orientativa, teniendo en cuenta que no tienen que ser muy grandes, dado que nos saldría una caja de cambios muy grande, y tampoco muy pequeñas porque si no tendríamos la posibilidad de interferencia entre ruedas, por lo tanto tenemos que:

Marcha	Nº Dientes
tc	$Z_1=12$ $Z_2=24$
1ª	$Z_3=11$ $Z_4=26$
2ª	$Z_5=16$ $Z_6=21$
3ª	$Z_7=20$ $Z_8=18$
4ª	$Z_9=22$ $Z_{10}=15$
5ª	$Z_{11}=23$ $Z_{12}=12$
MA	$Z_{13}=14$ $Z_{14}=25$

Tabla 3: número de dientes

Para poder calcular el modulo de las ruedas, necesitamos saber el ángulo de la hélice 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, por lo tanto obtenemos que:

$$d = m \cdot (z + z') / 2 \cdot \cos \beta_a$$

Marcha	Ángulo β_a
tc	$\beta_{a12} = 26.41^\circ$
1 ^a	$\beta_{a34} = 23^\circ$
2 ^a	$\beta_{a56} = 23^\circ$
3 ^a	$\beta_{a78} = 19.02^\circ$
4 ^a	$\beta_{a910} = 23^\circ$
5 ^a	$\beta_{a1112} = 29.45^\circ$

Tabla 4: ángulos de hélice

Ahora calculamos el módulo de las ruedas que para simplificar vamos a utilizar el mismo para todas las ruedas; tenemos que tener en cuenta la elección del material de las ruedas pequeñas y grandes, para ello lo obtenemos de un fabricante los datos que necesitamos para el cálculo posterior:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \times b d_1^2 \times \cos^3 \beta}{\psi \times z^2}} \quad [\text{mm}]$$

$$b d^2 = 445000 \cdot N \cdot (i+1) / k \cdot n \cdot i$$

Donde:

N: potencia [cv]

i: relación de transmisión

k: resistencia [kg/cm²]

n: revoluciones [rpm]

z: número real de dientes rueda pequeña

β : ángulo de la hélice

Calculamos el modulo para la rueda pequeña de cada marcha, ya que es la que mas trabaja de las dos, porque tiene mayor velocidad de giro que la rueda grande.

El valor del modulo que obtenemos esta normalizado por unas tablas que constan de tres series; teniendo en cuenta la preferencia entre ellas, siempre tenemos que intentar elegir de la primera serie; si por cualquier razón no sería posible, pasaríamos a la siguiente serie.

I	II	III
1	1.125	
1.25	1.375	
1.5	1.75	
2	2.25	
2.6	2.75	
3	3.5	3.25
4	4.5	3.75
5	5.5	6.5
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
20	18	
25	22	
32	28	
40	26	
50	45	

Tabla 5: módulos normalizados

El cálculo se realiza para todas las marchas ya que tenemos que saber en cual nos da el mayor valor, y a partir de ahí elegir; en nuestro caso obtenemos un modulo de 5.

Una vez obtenidos el modulo y el ángulo de la hélice, pasamos a dimensionar todas las ruedas de la caja de cambios mediante las siguientes formulas:

$$R_{primitivo} = \frac{m * z}{2 * \cos \beta_a}$$

$$R_{cabeza} = R_{primitivo} + m$$

$$R_{fondo} = R_{primitivo} - 1.25 * m$$

Donde:

m: modulo

z: numero de dientes

β_a : ángulo de la hélice

Ahora calculamos las fuerzas que se generan en cada par de ruedas y en todas las marchas, debido a que están continuamente girando y engranadas, estas fuerzas son la tangencial, radial y axial debido a que son ruedas helicoidales, y vienen determinadas por las siguientes formulas:

$$\left. \begin{array}{l} U = \frac{T}{r} \\ Fr = Utg \alpha_a \\ Fa = Utg \beta_a \end{array} \right\} \Rightarrow W = \sqrt{U^2 + Fr^2 + Fa^2}$$

Donde:

α_a : ángulo de presión aparente

β_a : ángulo de la hélice

r: radio rueda

También calculamos 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.

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

$$\begin{cases} U = \frac{T_{dif}}{R_{piñon}} \\ F_R = U * tg\alpha_a \\ F_A = U * tg\beta_a \end{cases}$$

Donde:

α_a : ángulo de presión aparente

β_a : ángulo de la hélice

r: radio rueda

icc: relación marcha

T_{motor} : par tursor del motor

T_{dif} : par tursor diferencial

Los ejes son elementos giratorios, normalmente de sección circular, que sirven de eje de giro de elementos como engranajes, poleas, volantes...

El diseño de un eje tiene interdependencia con otros elementos montados sobre el mismo.

Al diseñar un eje, se consideran los siguientes aspectos:

- a) selección del material
- b) configuración geométrica
- c) tensión y resistencia: estática y fatiga
- d) deflexión y rigidez:
- e) vibraciones debido a frecuencias naturales

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

Hay distintos sistemas para unir los elementos asociados al eje, como pueden ser las chavetas, que son elementos de seguridad, parecidos a los fusibles eléctricos.

Tenemos que tener en cuenta algunos aspectos importantes a la hora de elegir nuestra configuración:

- a) Se debe tratar de evitar concentraciones de tensión elevados en secciones con esfuerzos altos.
- b) Se debe tratar de que los ejes sean biapoyados.
- c) Se debe tratar de que los ejes sean lo más cortos posible.
- d) Se debe tratar de situar los elementos cerca de los apoyos: se reducen las reacciones y así los rodamientos son más pequeños.

Para el cálculo de los ejes de la caja hemos utilizado el código ASME; La American Society of Mechanical Engineers (A.S.M.E.), es la autora de una norma para el cálculo de árboles 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.

Realizaremos el mismo procedimiento para los tres ejes: primario, intermediario y secundario.

$$T = U \times r$$

$$\text{ASME} \rightarrow d = [32 * C_s / \pi * \sigma_s * ((C_m * M)^2 + C_t * T)^2]^{1/2}]^{1/3}$$

Donde:

T: par que recibe cada rueda a través del motor y de la relación de transmisión

Cs: coeficiente de seguridad que vamos a tomar como valor 2.

σ_s : límite del material que en este caso hemos elegido un acero mejorado 34Cr4 y que tiene un límite de fluencia de 100kg/mm^2 .

C_m : cargas constantes que se define mediante el código ASME y debido a que son cargas constantes tomamos un valor de 1.5.

C_t : cargas constantes que se define mediante el código ASME y debido a que son cargas constantes tomamos un valor de 1.

M: es el momento que generan las fuerzas.

U: fuerza tangencial.

R: radio eje.

Para obtener los momentos y el par torsor, como tiene que existir equilibrio de fuerzas, debemos hacer sumatorio de fuerzas igual a cero en todas las direcciones y sumatorio de momentos igual a cero respecto a un punto y en dos direcciones; así obtenemos las reacciones en todos los apoyos:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum F_z &= 0 \\ (\sum M_B)_y &= 0 \\ (\sum M_B)_x &= 0\end{aligned}$$

Después 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.

A continuación podemos ver los diferentes resultados que hemos obtenido con los diferentes ejes en cada par de ruedas de cada marcha, y como los diámetros están normalizados mediante la norma DIN, miramos en el catalogo de ejes INA y elegimos 35 mm.

MARCHA	EJE INTERMEDIARIO	EJE SECUNDARIO
1 ^a	26.85 mm	34.24 mm
2 ^a	32.25 mm	28.97 mm
3 ^a	32.38 mm	24.3 mm
4 ^a	31.97 mm	28.75 mm
5 ^a	30.51 mm	27.13 mm
MA	31.67 mm	27.73 mm

Tabla 6: diámetros ejes



Figura 29: eje

5.4-ELEMENTOS COMERCIALES

A) 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).

Como regla general de cuándo usar un rodamiento de bolas o uno de rodillos:

- a) Bolas: en aplicaciones de grandes velocidades de giro del eje.
- b) Rodillos: en aplicaciones donde el rodamiento deba soportar cargas altas.

Un rodamiento está sometido a:

- a) Fuerzas.
- b) Movimiento.
- c) Impactos.
- d) Aceleraciones.
- e) Vibraciones.
- f) Condiciones ambientales adversas: suciedad, humedad, temperatura.

Características de la transmisión por rodamientos:

- a) el par de arranque no es mucho mayor que el par de funcionamiento.
- b) los rodamientos están estandarizados.
- c) son fáciles de lubricar.
- d) soportan cargas radiales y/o axiales.
- e) se puede aumentar su rigidez precargándolos.

A la hora de seleccionar un rodamiento, los requisitos que debe cumplir el rodamiento son:

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

A la hora de diseñar un rodamiento, los fabricantes deben tener en cuenta los siguientes factores:

- a) espacio disponible.
- b) naturaleza y valor de las cargas.
- c) fricción y calor.
- d) lubricación.
- e) resistencia a la corrosión.
- f) temperatura de funcionamiento.
- g) propiedades de los materiales.
- h) ensamblado (montaje).
- i) coste económico.

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

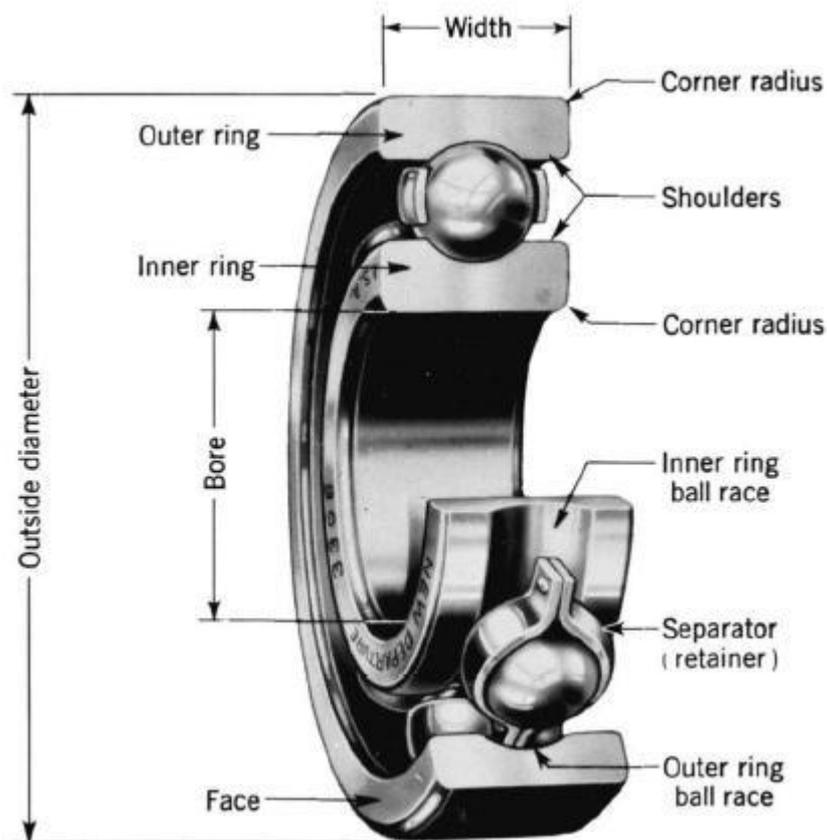


Figura 30: rodamiento de bolas

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 $F_s * L_{10}^{1/a}$ 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.

$$C = F_s * L_{10}^{1/a}$$

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

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * [\ln\left(\frac{1}{R}\right)]^{1.483}}$$

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 $F_s * L_{10}^{1/a}$, 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. En ese caso se define una carga radial equivalente, que más tarde la explicaremos.

El rodamientos se selecciona en base a las dimensiones y capacidad de carga requeridos.

Hay que tener en cuenta también la lubricación, un factor muy importante para la durabilidad; el contacto bola-pista es de rodadura y deslizamiento.

La lubricación introduce un film (de grasa o de aceite) entre las superficies rodantes y deslizantes de contacto, teniendo como objetivos:

- a) ayudar a distribuir y disipar el calor.
- b) prevenir la corrosión de las superficies de contacto.
- c) proteger a los componentes del rodamiento ante la entrada de suciedad



Figura 31: lubricación rodamiento

En cuanto al montaje de los mismos, los catálogos de fabricantes proporcionan explicaciones detalladas de montaje:

- a) 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.
- b) a veces 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.

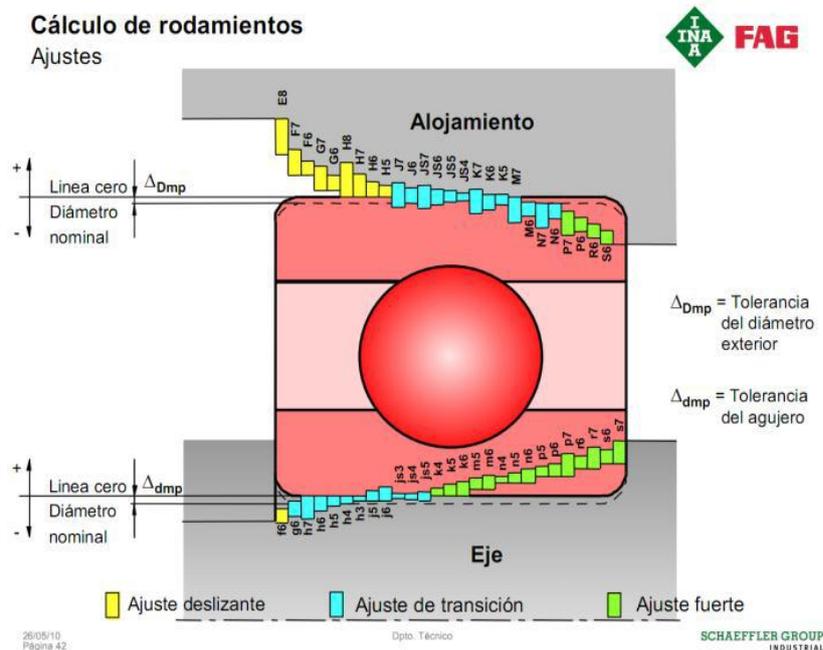


Figura 32: ajuste rodamiento

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

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_a$$

Donde:

Fe: fuerza equivalente de cada marcha

Fr: fuerza radial

Fa: fuerza axial

V: coeficiente de rotación = 1 (aro interior en rotación)

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

*Use 0.014 if $F_a/C_0 < 0.014$.

Tabla 7: X e Y; coeficientes determinados por tabla

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:

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

Donde:

P: es la fuerza de cada marcha

q: % de horas de funcionamiento sobre 100

Después calculamos la duración nominal y con ello obtenemos la carga nominal para poder entrar en el catalogo 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.

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * [\ln(\frac{1}{R})]^{1.483}}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a}$$

Donde:

L: duración rodamientos

R: confiabilidad

a: coeficiente de tipo de rodamiento

L_{10} : Duración nominal

F_e : carga total equivalente



Figura 33: rodamiento cilíndrico

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

En la siguiente tabla podemos ver las diferentes fuerzas que tenemos en cada apoyo, su equivalente y la fuerza total equivalente:



Figura 34: configuración rodamientos

MARCHA	C.RADIAL A (N)	C.RADIAL B (N)	C. AXIAL (N)	Fequiv A (kN)	Fequiv B (kN)
1ª	8341.64	1076.22	2109.85	10	4.44
2ª	5146.54	2503.06	885.81	6.17	3.13
3ª	4551.79	2927.64	-336.8	5.46	5.01
4ª	4734.6	3781.73	-116.26	5.68	4.16
5ª	5054.4	4132.34	427.74	6.06	4.54
MA	5173.06	9135.51	-2787.49	6.21	10.62

Tabla 8: fuerzas rodamientos

Fequiv total A	Fequiv total B
6.55 kN	4.85 kN

Tabla 9: fuerzas rodamientos equivalentes

En el eje secundario intentamos poner la misma configuración, pero no era imposible ya que no nos aguantaba la capacidad de carga necesaria; por lo tanto, optamos por poner un rodamiento cilíndrico en el apoyo A, mientras que en el apoyo B ponemos dos rodamiento consecutivos (de bolas y cilíndrico), de este modo conseguimos que la capacidad de carga se reparta en el mismo porcentaje para los dos.



Figura 35: configuración rodamientos

MARCHA	C.RADIAL A (N)	C.RADIAL B (N)	C. AXIAL (N)	Fequiv A (kN)	Fequiv B (kN)
1 ^a	9852.64	20848.38	-4340.55	11.82	12.51
2 ^a	6060.25	9266.95	-1526.86	7.27	5.56
3 ^a	4302.69	5470.03	-375.54	5.16	3.28
4 ^a	2803.13	2633.73	-66.88	3.36	1.58
5 ^a	1980.16	1115.95	448.39	2.37	0.67
MA	1230.81	7197.67	0	1.48	4.32

Tabla 10: fuerzas rodamientos

Fequiv total A	Fequiv total B
6.77 kN	6.35 kN

Tabla 11: fuerzas rodamientos equivalentes

A continuación podemos ver los tipos de rodamientos obtenidos del catalogo del fabricante FAG, con sus respectivas características.

<u>EJE</u>	<u>RODAMIENTO</u> <u>A(Cilíndrico)</u>	<u>RODAMIENTO B (Bolas)</u>
INTERMEDIARIO	$\varnothing_{int} = 30 \text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 72 \text{ mm}$ $B = 27 \text{ mm}$ $C = 73.5 \text{ KN}$ NJ2306E TVP2 HJ2306E (Anillo Angular)	$\varnothing_{int} = 30 \text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 72 \text{ mm}$ $B = 19 \text{ mm}$ $C = 58.5 \text{ KN}, C_0 = 43 \text{ KN}$ QJ306TVP 4 Caminos de rodadura
SECUNDARIO	$\varnothing_{int} = 30 \text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 72 \text{ mm}$ $B = 27 \text{ mm}$ $C = 73.5 \text{ KN}$ NUP2306E TVP2 HJ2306E (Anillo Angular)	$\varnothing_{int} = 30 \text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 72 \text{ mm}$ $B = 27 \text{ mm}$ $C = 73.5 \text{ KN}$ NUP2306E TVP2 HJ2306E (Anillo Angular)

		$\varnothing_{int} = 30 \text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 72 \text{ mm}$ $B = 19 \text{ mm}$ $C = 58.5 \text{ KN}$ QJ306TVP 4 Caminos de rodadura
--	--	---

Tabla 12: rodamientos resultantes

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

$$F_{tot} = \sqrt{F_R^2 + U^2}$$

$$F_e = X * V * F_{tot}$$

Donde:

Fe: fuerza equivalente de cada marcha

Fr: fuerza radial

V: coeficiente de rotación = 1 (aro interior en rotación)

X: coeficientes determinados por tabla

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

$$L_1 = Duracion * Rev/min * 60$$

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 * [\ln\left(\frac{1}{R}\right)]^{1/1.483}}$$

$$C = F_e * L_{10}^{1/a}$$

MARCHA	RODAMIENTO
1 ^a	<i>K30x40x30 NBS</i>
2 ^a	<i>K32x40x32 NBS</i>
3 ^a	<i>K32x40x32 NBS</i>
4 ^a	<i>K32x40x32 NBS</i>
5 ^a	<i>K30x40x30 NBS</i>

Tabla 13: rodamientos de ruedas locas

Con estos datos nos dirigimos al catalogo del fabricante y sabiendo que tiene que tener como mínimo la capacidad de carga calculada, elegimos un rodamiento 5 mm menor que el diámetro de nuestro eje, ya 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 catalogo del fabricante NBS; la denominación viene dada por diámetro interior, diámetro exterior y anchura del rodamiento.



Figura 36: rodamiento de agujas

B) **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 funcione 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.

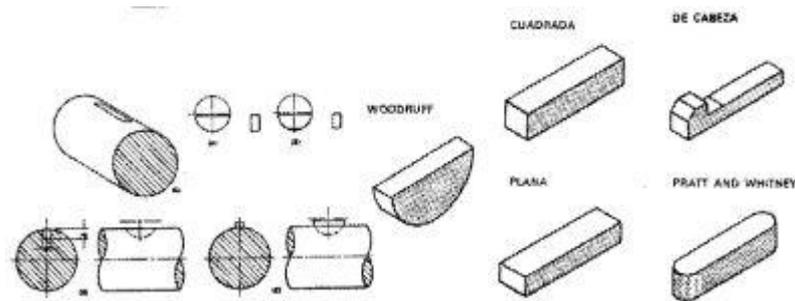


Figura 37: Tipos de chavetas

Todos estos sistemas (incluso los aprietes a presión) introducen concentraciones de tensión en el eje.

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.

Según la norma DIN6885/1 con un diámetro de eje de 35 mm obtenemos que $b=10$ mm que es el ancho de la chaveta, $h=8$ mm que es la altura de la chaveta y $t=4.7$ mm que es la profundidad en el eje. Se utilizara un coeficiente de seguridad de 2.

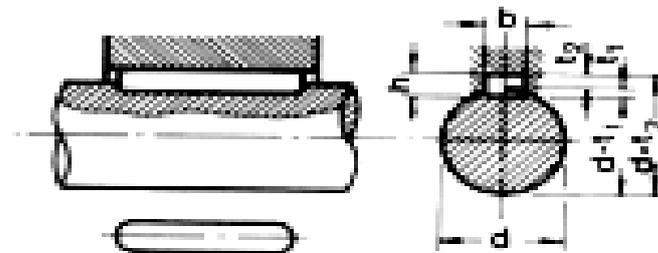


Figura 38: dimensiones chaveta

Para el cálculo de la longitud de la chaveta, realizamos tensión a cortadura y tensión a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

F: fuerza que actúa sobre la chaveta

A: área de aplastamiento ($A=t \cdot l$)

σ : tensión de fluencia del material

Y para el cálculo de la longitud por cortadura, tenemos:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde:

F: fuerza que actúa sobre la chaveta

A: área de aplastamiento ($A=b \cdot l$)

τ tensión de fluencia del material (0.5σ)

$$T = F \times r$$

Donde:

T: torsor que recibe el eje donde va colocada la chaveta

F: fuerza del eje

r: radio del eje

Con este procedimiento conseguimos los siguientes resultados:

	A Cortadura	A Aplastamiento
Eje Primario	L= 10.34 mm	L=5.17 mm
Eje Intermediario	L= 20.71 mm	L= 10.35 mm
Eje Secundario	L= 35.93 mm	L= 17.97 mm

Tabla 14: longitud de chaveta

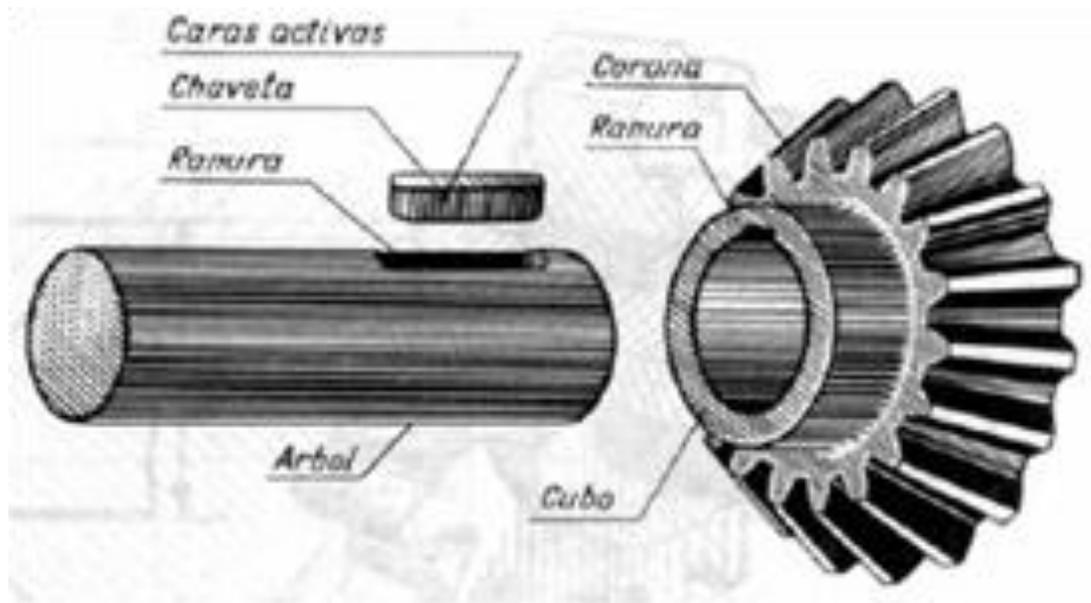


Figura 39: chaveta

5.5- SINCRONIZADORES

Para el cálculo de los sincronizadores, debemos calcular primero la longitud de nervado de cada sincronizador; para ello aplicamos las siguientes formulas:

$$T = F \times r$$

$$P \approx K \frac{F}{h \times l \times z}$$

$$h = 0.5(d_2 - d_1)$$

$$d_2 = d_1 - 2 \times m$$

Donde:

F: fuerza tangencial en el eje

R: radio del eje

K: factor de soporte =1.15 para centrado de flancos

T: par motor

P: presión en los flancos de los nervios [P=100N/mm²] chaveta St ajustada

h: altura portante de los nervios[mm]

l: longitud del nervado[mm]

z: número de nervios

d₁: diámetro eje

Los diámetros interior y exterior los hemos supuesto en función del tamaño de nuestras ruedas y teniendo en cuenta que la relación de radios es: $r_e = 1.2 \cdot r_i$

A continuación podemos ver todos los resultados que hemos obtenido en los sincronizadores:

	Sincronizador 1 ^a y 2 ^a	Sincronizador 3 ^a y 4 ^a	Sincronizador 5 ^a y MA
Longitud de nervado	18 mm	7 mm	4 mm
Diámetro interior	42 mm	34 mm	25 mm
Diámetro exterior	50 mm	40 mm	30 mm

Tabla 15: características sincronizadores

6- NORMAS Y REFERENCIAS

6.1- NORMAS

El cálculo de todos los elementos lo hemos realizado de acuerdo a la norma vigente en cada caso; para los ejes hemos utilizado el código ASME, que aunque no sea exacto, usamos unos coeficientes de mayor razón para estar del lado de la seguridad; para los rodamientos hemos utilizado norma DIN 625 a partir de la resistencia a fatiga; y para los engranajes de la caja de cambios y diferencial hemos usado también la norma DIN.

6.2- REFERENCIAS

Libros

- Arias Paz, M. "Manual de automóviles", 55ª Edición.
- Shigley, J.E. "Diseño de Ingeniería Mecánica", Edición McGraw Hill.
- Francisco Muñoz Gracia "Calculo teórico- práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil" Tomo I.
- Francisco Muñoz Gracia "Calculo teórico- práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil" Tomo II.
- Manual de Grado Superior en Automoción

Web

- www.km77.com
- www.auto-data.net
- www.profesionalautomotive.com
- www.wikipedia.es
- www.tecnun.es