

emeri la zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

--

FDO.: FECHA:	FDO.: FECHA:
-----------------	-----------------

DOCUMENTO 2: MEMORIA

2.1 OBJETO DEL PROYECTO	1
2.2 ALCANCE DEL PROYECTO	2
2.3 NORMAS Y REFERENCIAS	3
2.3.1 Leyes y reglamentos	3
2.3.1.1 Normas de documentación	3
2.3.1.2 Normas de los elementos	3
2.3.1.3 Leyes de seguridad.....	4
2.3.2 Bibliografía	4
2.3.2.1 Libros	4
2.3.2.2 Catálogos.....	5
2.3.2.3 Páginas web	5
2.3.3 Programas de cálculo	5
2.4 DEFINICIONES Y NOMENCLATURAS	6
2.4.1 Nomenclaturas.....	6
2.4.2 Definiciones.....	12
2.5 REQUISITOS DE DISEÑO	14
2.6 ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS.....	15
2.6.1 Embrague	15
2.6.1.1. Embrague hidráulico	16
2.6.1.2 Embrague electromagnético	18
2.6.1.3 Embragues de fricción	19
2.6.1.4 Accionamiento del embrague.....	20
2.6.1.4.1 Accionamiento mecánico.....	20
2.6.1.4.2 Accionamiento hidráulico.....	21
2.6.1.5 Materiales de fricción del embrague	22
2.6.2 Caja de cambios	24

2.6.2.1 Tipos	25
2.6.2.1.1 Caja de cambios manual	28
2.6.2.2 Constitución de una caja de cambios	29
2.6.3 Diferencial	30
2.6.3.1 Diferenciales convencionales.....	31
2.6.3.2 Diferencial autoblocante.	31
2.7 SOLUCIÓN ADOPTADA	36
2.7.1 Disposición de la transmisión.....	36
2.7.2 Embrague	36
2.7.3 Caja de cambios	37
2.7.3.1 Eje primario.....	38
2.7.3.2 Eje secundario	39
2.7.3.3 Eje de marcha atrás.....	40
2.7.4 Engranajes	41
2.7.5 Diferencial	43
2.7.6 Rodamientos	43
2.7.7 Sincronizadores	47
2.7.8 Anillos de retención.....	49
2.8 PLANIFICACIÓN	51
2.9 PLAN DE CALIDAD	52
2.10 COSTE DEL PROYECTO	52

2.1 OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objetivo el diseño y cálculo de la transmisión de un automóvil. Este automóvil es un Volkswagen Golf 1.9 tdi, con un motor de 90 caballos y 4000 rpm. Debido al tamaño del vehículo y para hacer más cómodo el habitáculo, la tracción es delantera, con cinco marchas hacia delante y una hacia atrás.

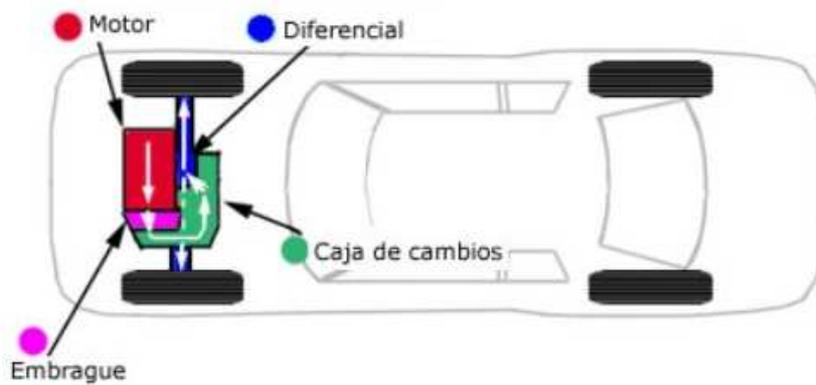


Imagen 2.1: distribución de una transmisión delantera

Autor del proyecto: González Jiménez, Ane.

DNI: 45918572-S

2.2 ALCANCE DEL PROYECTO

Este proyecto técnico es de tipo mecánico. Se van a diseñar los elementos mecánicos de una transmisión, no se van a diseñar sistemas hidráulicos, eléctricos o electrónicos que tengan relación con la transmisión.

El proyecto se realiza de acuerdo a la norma UNE 157001:2002. Alcanzará todos los pasos hasta la consecución de la documentación normalizada. El proceso de producción quedará en manos de otros técnicos.

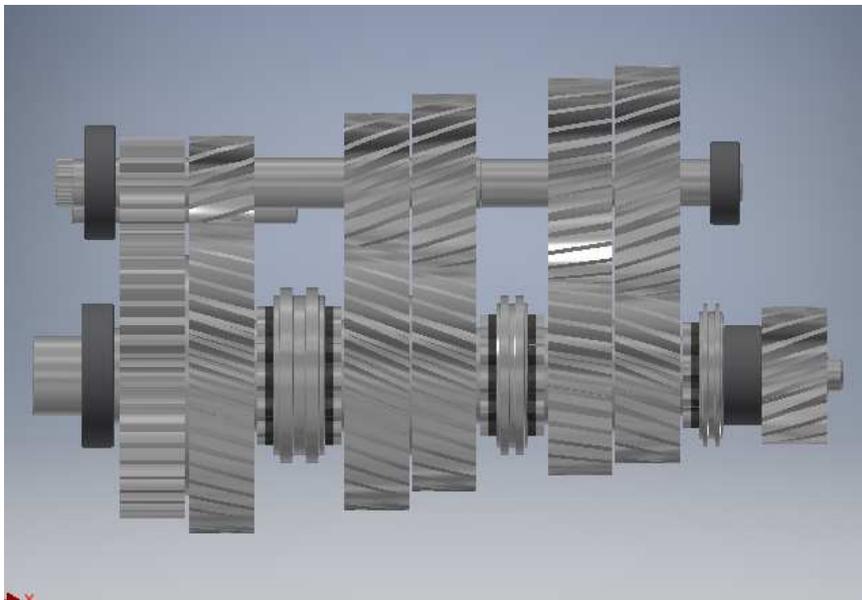


Imagen 2.2: caja de cambios

2.3 NORMAS Y REFERENCIAS

2.3.1 Leyes y reglamentos

2.3.1.1 Normas de documentación

Criterios generales de proyecto UNE 157001:2002

Numeración de los documentos UNE 50132:1994

Formatos y escalas UNE 1-026-83/2

Caja de rotulación UNE 1-035-95

Escritura UNE 1-034-71/1

Lista de elementos 1135:19859

Plegado planos UNE 1027:1995

Fundamentos técnicos de dibujo UNE 1032-1982

Acotación UNE 1039:1994

Acabados superficiales UNE 1-037-83

Tolerancias dimensionales UNE-EN 20286-1:1996

Tolerancias geométricas UNE-EN 22768-2:1994

Tolerancia general ISO 2768-m

2.3.1.2 Normas de los elementos

Normalización del acero UNE-EN 10020:2001

Rodamientos ISO683-17:1999

Eje estriado DIN 5480

Anilla de seguridad DIN 471

ISO 582-1979

2.3.1.3 Leyes de seguridad

Seguridad de las máquinas UNE-EN 1005:2002+A1:2009

Distancias de seguridad ISO 13857:2008

Señales de seguridad UNE-EN 981:1997

Ergonomía UNE-EN13861:2011

2.3.2 Bibliografía

2.3.2.1 Libros

- K. H. DECKER. “Elementos de máquinas”. Editorial Urmo. Bilbao.
- K. H. DECKER. “Elementos de unión”. Editorial Urmo. Bilbao.
- FRANCISCO MUÑOZ GRACIA. “Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil I”. Editorial Dossat. España.
- FRANCISCO MUÑOZ GRACIA. “Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil II”. Editorial Dossat. España.
- MANUEL CASCAJOSA. “Ingeniería de vehículo. Sistemas y cálculos “. Editorial Tebar. Madrid
- MIGUEL DE CASTRO. “Manual del mecánico”. Editorial Ceac. Barcelona.
- MIKEL ABASOLO BILBAO, SANTIAGO NAVALPOTRO CUENCA, EDURNE IRIONDO PLAZA. “Diseño de máquinas”. Euiti Bilbao; Universidad del País Vasco.
- WILLIAN H. CROUSE. “Transmisión y caja de cambios del automóvil”. Marcombo (1984)
- RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBEL. “Diseño en ingeniería mecánica del Shigley”.

2.3.2.2 Catálogos

- SFK
- RotorClip
- SACHS
- Ejes Ina

2.3.2.3 Páginas web

- www.aenor.es
- aenormas.aenor.com
- www.wikipedia.com
- www.skf.com
- www.arpem.com
- www.aficionadosalamecanica.com
- www.8000vueltas.com
- www.sachs.com

2.3.3 Programas de cálculo

- Autodesk Inventor Professional 2012.
- Microsoft Office Word 2007.
- Microsoft Office Excel 2007.
- Microsoft Office PowerPoint 2007.
- GIM
- AutoData

2.4 DEFINICIONES Y NOMENCLATURAS

2.4.1 Nomenclaturas

R_r : Resistencia por rodadura

R_p : Resistencia por pendiente

R_i : Resistencia por inercia

R_a : Resistencia por aire

P : es el peso de vehículo

P_c : carga máxima que el vehículo puede soportar

μ_r : coeficiente de rodadura

i_{max} : pendiente de 40%

v_o : velocidad inicial

v : velocidad

a : aceleración

t : tiempo

P : masa del vehículo

F_i : fuerza de inercia

S : superficie recta transversal del vehículo

C : coeficiente de proporcionalidad que depende de la forma del vehículo

δ : peso del aire

V : velocidad máxima

g : gravedad

M_1 : par máximo transmisible por el embrague

M : par máximo del motor

R_{ext} : radio exterior del embrague

M_1 : par máximo del motor

p_{max} : presión para un funcionamiento suave

μ : coeficiente de rozamiento

p : presión que soporta el embrague

R_{int} : radio interior del embrague

F_a : fuerza axial

T_{roz} : par torsor

n : Es el número de caras.

F_a : Es la fuerza axial.

q : esfuerzo aplicado sobre el pedal

e : recorrido de trabajo del pedal

L_t : largura del nervado

F_u : fuerza tangencial en el eje

K : factor de soporte

h : altura portante de los nervios

z : número de dientes

P : presión en los flancos de los nervios

T : momento torsor que puede transmitir el embrague

r : radio del eje

d_2 : diámetro interior

d_3 : diámetro exterior

d_1 : diámetro de referencia

h : altura de

n_{rueda} : revoluciones en las ruedas en

v_{max} : velocidad máxima del vehículo en

\varnothing_{rueda} : diámetro de la rueda en

r_d : relación del diferencial

n_{max} : revoluciones del motor a máxima potencia

w_{rueda} : revoluciones de las ruedas

v_{coche} : velocidad del vehículo a 1000rpm

R_{rueda} : radio de la rueda en m

w_{motor} : potencia del motor a rpm

i_{cc} : relación de transmisión de cada marcha

i_{dif} :relación del diferencial

F_R : es la fuerza total de resistencia en la rueda motriz.

T_R : es el par resistente en la rueda motriz

T_m : el par máximo del motor

r_1 : relación de la primera marcha

z_i : número de dientes de los engranajes

i_i : relación de transmisión de los pares de engranajes.

d : distancia de funcionamiento de los engranajes

β_a : ángulo de inclinación del diente

m : módulo de los engranajes

N : Es la potencia en cv

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)

φ : factor de mayoración

α : Angulo de presión entre dientes

p_n : paso normal

p_a : paso aparente

D_p : diámetro primitivo

R_p : radio primitivo

D_e : diámetro exterior

R_e : radio exterior

D_i : diámetro interior

R_i : radio interior

a : distancia entre centros de las ruedas

b : anchura de las ruedas

U : fuerza tangencial

F_r : fuerza radial

F_a : fuerza axial

W : fuerza resultante

i_{cc} : relación de transmisión de cada marcha

T_{motor} : momento torsor generado por el motor

T_{motor} : momentotorsor que aparece en el diferencial

R_{RPDF} : radio del diferencial

r : es el radio mínimo que debe de tener el eje

CS: coeficiente de seguridad

σ_{yp} : Tensión de fluencia

J: momento elástico

C_m : coeficiente para fatiga e impacto para el momento flector

C_t : coeficiente para fatiga e impacto para el momento torsor

M: momento flector

T: momento torsor

M_a : momento generado por la fuerza axial de los engranajes helicoidales

F_{AY} : reacción del apoyo A en el eje Y

F_{BX} : reacciones del apoyo B en el eje X

F_{BY} : reacciones del apoyo B en el eje Y

F_{AZ} : reacciones del apoyo A en el eje Z

F_{BZ} : reacciones del apoyo B en el eje Z

$M_{max,y}$: momento máximo en el eje Y

$M_{max,z}$: momento máximo en el eje Z

M_T : momento flector total

T_T : momento torsor total

F_X : fuerzas en el eje x

F_Y : fuerzas en el eje Y

F_Z : fuerzas en el eje Z

M_B : momentos en el apoyo B

F_{aDF} : fuerza axial del diferencial

U_{DF} fuerza tangencial del diferencial

F_{rDF} : fuerza radial en el diferencial

M_{aDF} : momento generado por la fuerza axial del diferencial

F_{CY} : reacciones del apoyo C en el eje Y

F_{DX} : reacciones del apoyo D en el eje X

F_{DY} : reacciones del apoyo D en el eje Y

F_{CZ} : reacciones del apoyo C en el eje Z

F_{DZ} : reacciones del apoyo D en el eje Z

F_{EY} : reacciones del apoyo E en el eje Y

F_{EZ} : reacciones del apoyo E en el eje Z

F_{FY} : reacciones del apoyo F en el eje Y

F_{FZ} : reacciones de apoyo F en el eje Z

A: apoyo A del eje primario

B: apoyo B del eje primario

C: apoyo C del eje secundario

D: apoyo D del eje secundario

E: apoyo E del eje de marcha atrás

F: apoyo F del eje de marcha atrás

F_{ei} : es la fuerza equivalente de cada marcha

X: factor

Y: factor

F_r : fuerza radial

F_a : fuerza axial

V: factor de relación

F_e : fuerza equivalente total

q_i : porcentaje de la duración de cada marcha

L_{10} : duración nominal de un rodamiento para el 90% de fiabilidad

L: duración nominal de un rodamiento para una fiabilidad diferente del 90%

C: capacidad de carga estática

C_o : capacidad de carga dinámica

R: fiabilidad de un rodamiento

α : ángulo entre ejes de los rodamientos cónicos

θ_s : ángulo de los conos primitivos

θ_p : ángulo de los conos primitivos

d: diámetro primitivo de los engranajes cónicos

R : radio primitivo de los engranajes cónicos

R_e : distancia cono

h_a : Addendum

h_f : Dedendum

θ_d : Angulo dedendum

θ_a : Angulo addendum

b : anchura del diente

R_c : Angulo de cabeza

R_f : Angulo de fondo

2.4.2 Definiciones.

- Fuerza: Capacidad física de un cuerpo para realizar un movimiento o un trabajo.
- Potencia: es la cantidad de trabajo o energía que un cuerpo puede realizar por unidad de tiempo.
- Momento torso o par torsor: es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia o, dicho de otro modo, la tendencia de una fuerza para girar un objeto alrededor de un eje, punto de apoyo o de pivote
- Velocidad: Relación que se establece entre el espacio, la distancia o la cantidad de vueltas que recorre un objeto y el tiempo que invierte en ello.
- Aceleración: es una magnitud vectorial que nos indica la variación de velocidad por unidad de tiempo
- Relación de transmisión: es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí, donde uno de ellos ejerce fuerza sobre el otro.
- Peso: Fuerza con que la Tierra atrae a un cuerpo, por acción de la gravedad.

- Fricción o rozamiento: Rozamiento entre dos cuerpos en contacto, uno de los cuales está inmóvil.
- Rendimiento: es un concepto con el que se define el cociente entre el trabajo que una máquina realiza de forma útil durante un determinado periodo de tiempo y el trabajo total que se le ha entregado a aquella durante dicho tiempo.

2.5 REQUISITOS DE DISEÑO

Para empezar con el diseño de la transmisión, lo primero que hay que saber es la potencia y el par que va a transmitir el motor que usa el vehículo. En este caso el motor transmite 90 CV de potencia a una velocidad de 4000 rpm. Por otra parte transmite un par máximo de 210 Nm a una velocidad de 1900 rpm.

El coche tiene una caja de cambios de cinco velocidades. Con la quinta velocidad el vehículo alcanza la velocidad máxima de 176 km/h.

Respecto a la aceleración, el vehículo obtendrá los 100km/h en 12,9 segundos.

Para la disposición, el coche es de tracción delantera, por lo que la caja de cambios y el motor también están colocados en la parte delantera del automóvil.

El peso del vehículo es de 1285kg y las ruedas tienen unas dimensiones de 195/65 R15.

2.6 ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS

En este apartado se van a estudiar los diferentes elementos que se necesitan para diseñar una transmisión, y se elegirán los óptimos para el vehículo.

La transmisión de un automóvil de tracción delantera tiene las siguientes partes: el embrague, la caja de cambios y el diferencial.

2.6.1 Embrague

El embrague es un elemento mecánico que se encuentra entre el motor y la caja de cambios. Permite al conductor conectar o desconectar entre sí, el cigüeñal y el tren de transmisión. Este sistema es necesario ya que el motor de un automóvil se debe de arrancar sin carga, es decir, no hay que comunicar energía durante el arranque. Lo mismo sucede al cambiar de marcha.

La elección del embrague es indispensable ya que tiene que transmitir el par del motor entero a cierta velocidad y de forma segura. Para ello tiene que tener una alta resistencia. Además, al efectuar un cambio de velocidad de la caja de cambios no se debe de apreciar en la marcha del vehículo, sin tirones para no dañar los elementos de alrededor. El embrague también funciona como amortiguador, protege los demás elementos mecánicos de las vibraciones que produce el motor.

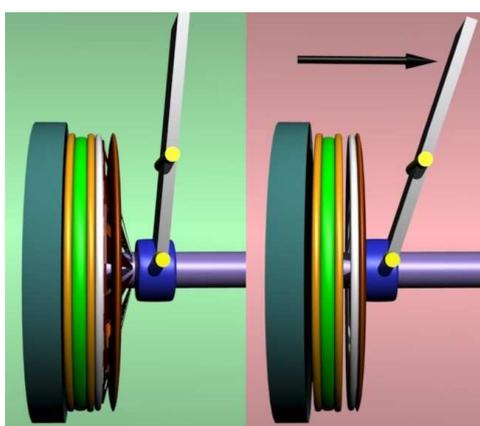


Imagen 2.3: Embrague acoplado y desacoplado

Existen varios tipos de embragues, aunque los más usados en la industria del automóvil son tres: los hidráulicos, los electromagnéticos y los de fricción.

2.6.1.1. Embrague hidráulico

El embrague hidráulico sustituye al embrague de fricción en automóviles automáticos y semiautomáticos. La transmisión de la potencia se efectúa a través de un acoplamiento fluido, generalmente es aceite mineral, que cede al árbol de salida la energía cinética que el líquido ha recibido del árbol de entrada. Su funcionamiento se produce por el efecto de la circulación de un fluido por un circuito cerrado, constituido por una bomba, accionada por una máquina motriz, y por una turbina acoplada a esta máquina. Este embrague permite que el motor transmita el par cuando llega a un determinado régimen de giro.

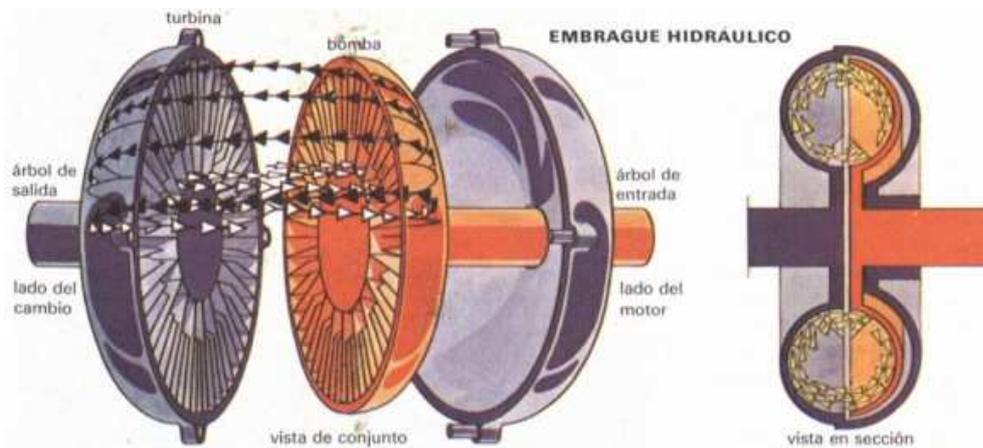


Imagen 2.4: componentes de un embrague hidráulico.

Este embrague está constituido por dos coronas, ambas giratorias. Las dos tienen forma semi-toroidal provistas de unos álabes. La corona unida al árbol motor es la corona motriz y esta acoplada gracias a unos tornillos, así constituye la bomba centrífuga. La otra corona está unida al eje primario de la caja de cambios que constituye la corona arrastrada, o también llamado turbina. Las dos coronas van alojadas en una carcasa estanca, de esta manera no habrá pérdidas de aceite y están separadas por un pequeño espacio de tal forma que no se toquen entre ellas.

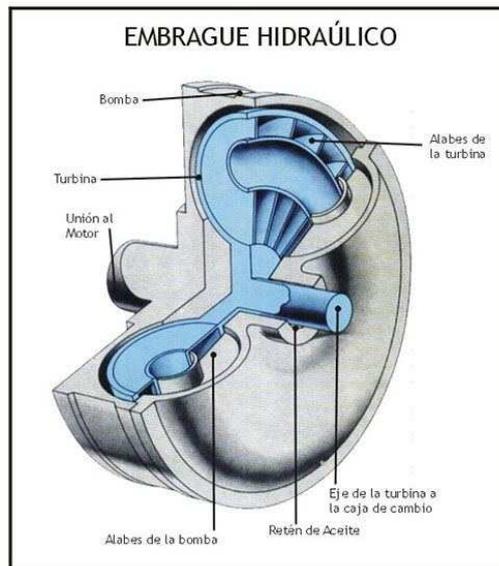


Imagen 2.5: embrague hidráulico.

El funcionamiento de este embrague se puede diferenciar en tres fases distintas que dependen principalmente del régimen del motor. La primera fase es cuando el motor y por tanto la bomba, gira a pocas revoluciones. Debido a la fuerza centrífuga que se genera el aceite saldrá impulsado de la bomba hacia la turbina golpeando los álabes de ésta. Pero debido a la poca velocidad del aceite, éste no tendrá suficiente fuerza para mover la turbina al chocar con dicha turbina y permanecerá fija. La segunda fase ocurre cuando el conductor pisa el acelerador para iniciar la marcha y suben las revoluciones de la bomba a la par que las del motor, de modo que ahora el aceite se mueve con mucha más energía consiguiendo así, hacer girar la turbina. De esta manera se produce el desplazamiento o movimiento en el vehículo. Esta situación tiene una desventaja, ya que existe un gran deslizamiento, es decir, la bomba girará mucho más rápido que la turbina. La tercera fase es cuando a partir de las 3000 r.p.m se alcanza un deslizamiento mínimo que está en torno al 3%. Es importante que se produzca un deslizamiento mínimo, puesto que de lo contrario no se transmitiría ningún esfuerzo. Debido a esta pérdida de energía por deslizamiento el consumo de combustible aumenta. Presenta también la desventaja de un mayor coste económico. A estas dos desventajas se les suma la necesidad de acoplar una caja automática o semiautomática a este tipo de embragues.

Como todo, también tienen sus ventajas: realizan menor desgaste en comparación con otros embragues, por lo cual tienen una gran duración. Es muy elástico y muy progresivo (dato importante a la hora del embragado) y el coste de mantenimiento es bajo.

2.6.1.2 Embrague electromagnético

Este tipo de embrague permite transmitir el par motor entre dos ejes o árboles sin que exista una unión directa entre ellos. Está constituido generalmente por una corona montada sobre el volante de inercia del motor. En el interior de esta corona hay colocada una bobina. Al pasar corriente por la bobina, ésta produce un campo magnético en la zona de entrehierro formado entre la corona.

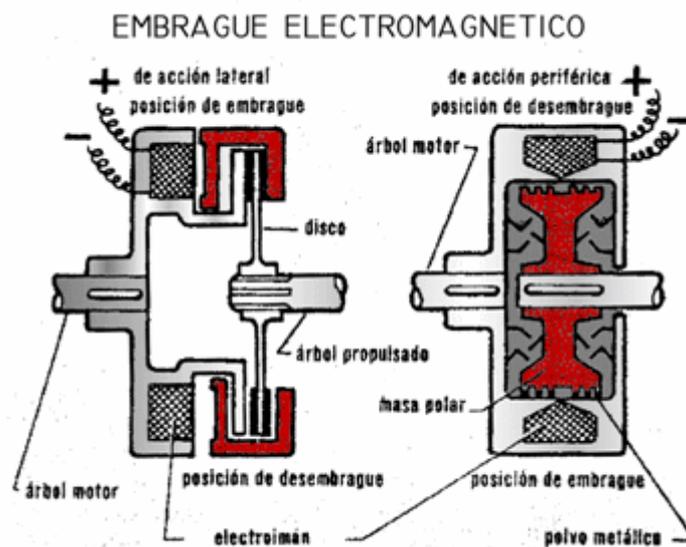


Imagen 2.6: embrague electromagnético

Para conseguir la transmisión del par, el espacio existente en el interior de la corona hay que cerrarlo con chapas de acero y rellenarlo con polvo magnético. Así, al pasar corriente por la bobina se produce la aglomeración del polvo haciendo solidarios la corona y el disco y así se transmite el par motor. Si no pasa corriente por la bobina el polvo magnético no se aglomera en el entrehierro y la corona gira en vacío sin arrastrar el disco.

La ventaja principal de este embrague es gracias al retardo que las bobinas tienen a la aparición del flujo magnético, ya que esto hace que el embrague sea progresivo. Pero tiene un alto coste económico, por eso, solo se utiliza en aplicaciones industriales muy concretas.

2.6.1.3 Embragues de fricción

El funcionamiento de estos embragues es muy simple. Usan la adherencia de dos superficies de contacto. Estas superficies pueden ser de diferentes formas: cónicas, cilíndricas o planas. Las más usadas son las superficies planas, estas pueden ser de uno o varios discos. Estos discos están recubiertos por las dos caras de un material de fricción.

Hoy en día en la automoción este tipo de embrague es el más usado, por eso en este proyecto se ha optado por él.

El embrague está compuesto por diferentes partes:

- Conjunto de presión: es un conjunto de piezas que hacen fuerza sobre el disco. Este conjunto está formado por la carcasa, el diafragma y el plato de presión. La carcasa está unida al volante motor mediante una rosca. El diafragma es un elemento que hace fuerza sobre el plato de presión.
- Disco: El disco está conectado en el eje primario de la caja de cambios y es el encargado de transmitir el par del volante de inercia. Como se ha dicho anteriormente este disco está recubierto por un material de fricción para así transmitir más par.

- Cojinete de embrague: Denominado también cojinete axial o collarín de embrague, es el elemento por el que se acciona el embrague.

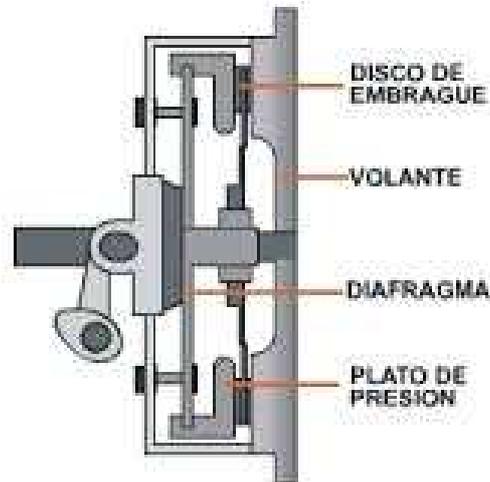


Imagen 2.7: componentes de un embrague de fricción

2.6.1.4 Accionamiento del embrague.

Por accionamiento del embrague se entiende todos los elementos que se encargan de llevar la acción que el conductor realiza sobre el pedal hasta el embrague en sí.

En este punto se pretende describir las diferentes posibilidades con las que el conductor puede pilotar el sistema de embrague de fricción.

2.6.1.4.1 Accionamiento mecánico.

Se basa en el accionamiento del sistema de embrague mediante un cable de acero unido por uno de sus extremos al pedal de embrague y por el otro, a una horquilla de embrague, unida ésta a su vez, con el cojinete de embrague. Al pisar el pedal, el cable tira de la horquilla, aplicándole un esfuerzo capaz de desplazar al cojinete de embrague, deformando a su vez el diafragma del mecanismo con el

consiguiente desembragado del sistema. Al soltar el pedal, la fuerza de dicho diafragma hace desplazar al cojinete en sentido contrario, y éste a su vez al cable, con el consiguiente retorno del pedal a su estado de reposo.

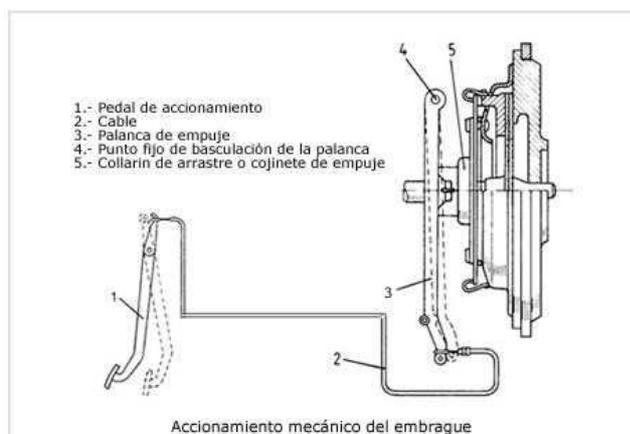


Imagen 2.8: accionamiento mecánico

2.6.1.4.2 Accionamiento hidráulico.

En este sistema se utiliza, para desplazar el cojinete y en consecuencia todo el mecanismo, un cilindro emisor (o bomba) y un cilindro receptor (o bombín), comunicados entre sí a través de una tubería. El sistema funciona por medio del movimiento de unos émbolos situados dentro de los cilindros, movimiento que se efectúa a través de un líquido (que resulta ser el mismo que se utiliza en los sistemas de frenado). Cuando presionamos el pedal de embrague, éste actúa directamente sobre el cilindro emisor, desplazando su émbolo. Éste, a su vez, ejerce una presión sobre el líquido que desplaza al émbolo del cilindro receptor, el cual se comunica con el cojinete de embrague por medio de una horquilla, conectada al émbolo mediante un vástago. Al desplazarse el émbolo por la fuerza del líquido, se desplaza el vástago y acciona la horquilla.



Imagen 2.9: accionamiento hidráulico

2.6.1.5 Materiales de fricción del embrague

La transmisión de par en los embragues de fricción depende de los materiales con los que esté hecho y de las cualidades de éste. Las características principales de los materiales que se usan en estos embragues son las siguientes:

- Ambos materiales en contacto deben tener un alto coeficiente de fricción. Un elevado valor de este parámetro permite minimizar la presión necesaria para conseguir la transmisión de par.
- Los materiales en contacto deben resistir los efectos de desgaste, punzonamiento y formación de micro soldaduras.
- El valor del coeficiente de fricción debe ser constante sobre un rango de temperaturas y presiones adecuado.
- Los materiales deben ser resistentes a las condiciones atmosféricas y ambientales (humedad, presión, contaminación, partículas de polvo...).
- Los materiales deben poseer buenas propiedades térmicas: alta conductividad térmica, baja inercia térmica y adecuada 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 aceptables para 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 un modo adecuado bajo condiciones muy adversas, cumpliendo además severos requisitos.



Imagen 2.10: material de fricción.

2.6.2 Caja de cambios

También es llamada caja de velocidades, es el elemento encargado de obtener el par motor suficiente en las ruedas para poder poner el vehículo en movimiento desde parado. Una vez que el vehículo esté en marcha, también es el responsable de obtener el par suficiente en las ruedas para vencer a las resistencias de avance, aire, rodadura y por pendiente. La caja de cambios no actúa sobre la potencia de motor, éste permanece invariable, lo que sí hace es actuar sobre el par motor, aumentándolo o reduciéndolo según las condiciones de entorno. Va acoplada al volante de inercia del motor, del cual recibe movimiento a través del embrague, en transmisiones manuales; o a través del convertidor de par, en transmisiones automáticas. Acoplado a ella va el resto del sistema de transmisión.

La resistencia total que tiene que vencer el vehículo es la suma de todas las resistencias nombradas en el párrafo anterior. Dichas resistencias son:

- Resistencia al rodamiento: es la fuerza que se opone cuando la rueda del vehículo quiere rodar, su valor es el peso que descansa sobre dicha rueda pero multiplicado por el coeficiente de rodadura. El valor de la resistencia de rodadura varía según el tipo de suelo y de la presión de inflado del neumático.
- Resistencia del aire: es cuando el aire choca con el vehículo. Su valor varía con la superficie expuesta del vehículo.
- Resistencia por inercia: esta resistencia se da siempre que el vehículo cambie o varíe de velocidad.
- Resistencia por pendiente: el valor de esta resistencia depende del peso del vehículo y de la pendiente donde se encuentra el vehículo.

2.6.2.1 Tipos

El funcionamiento de las cajas de cambio no varía según el tipo. Lo único que cambia es el dispositivo que acopla y desacopla al giro. Las cajas de cambio que hay, hoy en día en el mercado, son las siguientes:

- **Manuales:** Estas cajas se componen de elementos estructurales y funcionales de tipo mecánico como lo son los rodamientos. En este tipo de caja de cambios, la selección de las marchas o velocidades se hace manualmente, es decir el conductor es el encargado de realizar el cambio de velocidad.

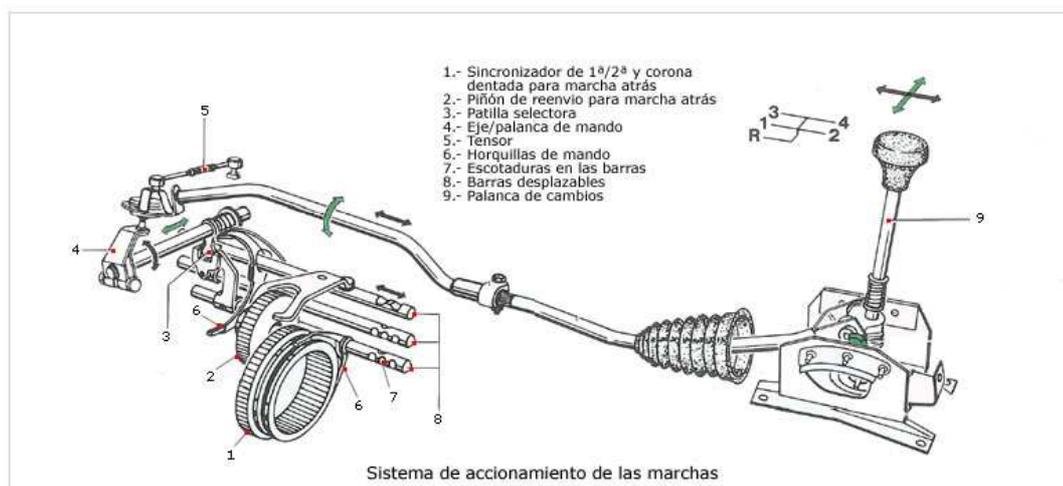


Imagen 2.11: caja de cambios manual de dos ejes

- **Automáticas:** Estas cajas a diferencia de la anterior, no necesita la intervención del conductor. El conductor solo debe indicar si desea ir hacia delante o hacia atrás. Una caja automática es capaz de determinar de manera autónoma la relación entre los diferentes elementos, como la potencia del motor, la velocidad del vehículo, la presión sobre el acelerador y la resistencia a la marcha. Estas cajas no poseen un embrague convencional sino que utilizan un convertidor de par.



Imagen 2.12: caja de cambios automática



Imagen 2.13: palanca de cambios para una caja automática

- Manuales pilotadas: Estas cajas de cambio funcionan como una manual. Pero poseen unos elementos actuadores que cambian de marcha y accionan el embrague. El sistema de transmisión mediante sus actuadores acciona el embrague y la transmisión de forma totalmente automática. Estas cajas también poseen unas palancas con las que el conductor puede actuar sobre el cambio de marchas.

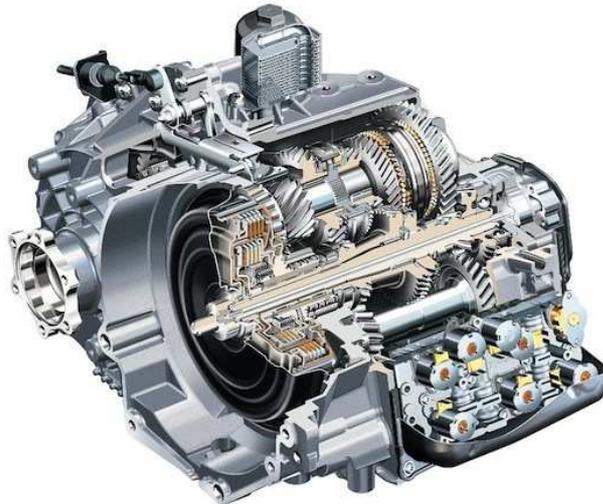


Imagen 2.14: caja de cambios manual pilotada



Imagen 2.15: palanca de cambios para una caja manual pilotada

2.6.2.1.1 Caja de cambios manual

Dentro de esta clasificación se encuentran las cajas que están compuestas por dos ejes y las que están compuestas por tres ejes.

- De dos ejes: también se las llama cajas de cambio de toma directa. Estas cajas generalmente están diseñadas para vehículos de tracción delantera. Son compactas y simples, ya que tienen que compartir espacio con el motor en la parte delantera del coche. Como su propio nombre indica, solo poseen dos ejes, no necesitan un tercero para la transmisión del par. Uno de los ejes llamado el eje primario, es el encargado de obtener el giro directamente del motor. Este lo transmite al otro eje, al secundario, este eje a su vez transmite el giro del motor al diferencial. Tiene la desventaja que al ser solo de dos ejes, los piñones van a soportar cargas más elevadas. Para ello, se emplean materiales de mayor calidad en los piñones.
- De tres ejes: también llamadas cajas de toma constante. Son de mayor tamaño y van colocadas en la parte central del vehículo, debido a esto, los motores serán longitudinales. La ventaja de esta caja, es que al ser de tres ejes las cargas que aparecerán en los piñones serán menores, y por ello se puede usar material de menor calidad y a su vez menor coste para la fabricación de los piñones. El par motor se transmite desde el cigüeñal del motor hasta el embrague. A la salida del embrague está conectado el eje primario de la caja de cambios, los dos giran solidariamente. Este eje primario transmite el giro al eje intermediario a través del eje de toma constante, (se llama así porque permanecen siempre engranados). Posteriormente al engranar las diferentes marchas se transmite el giro al eje secundario que éste a su vez lo transmite a los sincronizadores.

2.6.2.2 Constitución de una caja de cambios

Como se ha mencionado en el apartado anterior, las cajas de cambios contienen ejes. Pueden estar compuestas por dos o tres ejes. Estos ejes tienen acoplados unos engranajes con los cuales se puede completar la transmisión. Estos engranajes pueden ser varios tipos:

- Engranajes de dientes rectos: son muy robustos y permiten cambiar de marcha sin embrague. Son muy ruidosas al carecer de mecanismos de sincronizado. Se usan para la competición.
- Engranajes de dientes helicoidales: estos engranajes tienen el diente inclinado. Son menos ruidosos que los anteriores y su accionamiento se hace mediante los sincronizadores. Estos discos evitan que haya dos dientes enfrentados a la hora de acoplarlos.
- De trenes epicicloidales: son los más usados para el cambio automático tradicionales con convertidor de par. Las relaciones de cambio se consiguen con la variación de las velocidades de rotación relativas en un juego de piñones epicicloidales.

Las cajas de cambios también están compuestas por los sincronizadores. Con ellos se pueden seleccionar las distintas velocidades. Están compuestos por cuatro elementos: el cubo sincronizador, que está ranurado por la parte interior y exterior; el sincronizador, este se desplaza longitudinalmente; la horquilla, es la que desplaza el sincronizador y el último elemento son los aros sincronizadores con un dentado especial, éstos se acoplan al cubo sincronizador mediante el sincronizador.

2.6.3 Diferencial

Es el conjunto de la transmisión que permite que las ruedas giren a velocidades diferentes. Es lo deseado cuando el vehículo toma una curva para que las ruedas no patinen por reducción de su coeficiente de adherencia. El diferencial reparte el par motor por igual a las 2 ruedas. Está compuesto por el piñón, la corona, los satélites y los planetarios. El diferencial va unido a la corona a través de los porta-satélites. Los satélites engranan y arrastran a los planetarios. La transmisión de los planetarios a las ruedas se hace a través de los semiejes, también conocidos como palieres. El número de satélites suelen ser de dos a cuatro dependiendo de los pares que se quieran transmitir.

Cuando el vehículo marcha en línea recta, ambos planetarios giran a la misma velocidad, de esta manera el par motor se reparte por igual a las ruedas motrices. Pero cuando el vehículo circula por una curva, la rueda exterior describe un arco mayor que la rueda interior. Por lo que el planetario de la rueda exterior girará más que el de la rueda interior, compensando la diferencia en el recorrido de las ruedas.

En nuestro caso se ha optado por unas ruedas cilíndricas de dientes helicoidales para los piñones y la corona. Y para los satélites y planetarios ruedas cónicas.

Los diferenciales que se encuentran en el mercado son los siguientes: diferencial convencional y diferencial autoblocante. Dentro de éste hay varios tipos que se explicaran en el siguiente aparatado.

2.6.3.1 Diferenciales convencionales.

Los diferenciales convencionales están constituidos por engranes cónicos. La corona que está situada en la carcasa, es el primer elemento en recibir el par del motor. Sobre esta caja se encuentran montados varios ejes que hacen girar varios engranajes cónicos, estos engranajes son los piñones satélites. Estos engranan con otros engranajes cónicos llamados planetarios, que accionan las transmisiones que van a las ruedas.

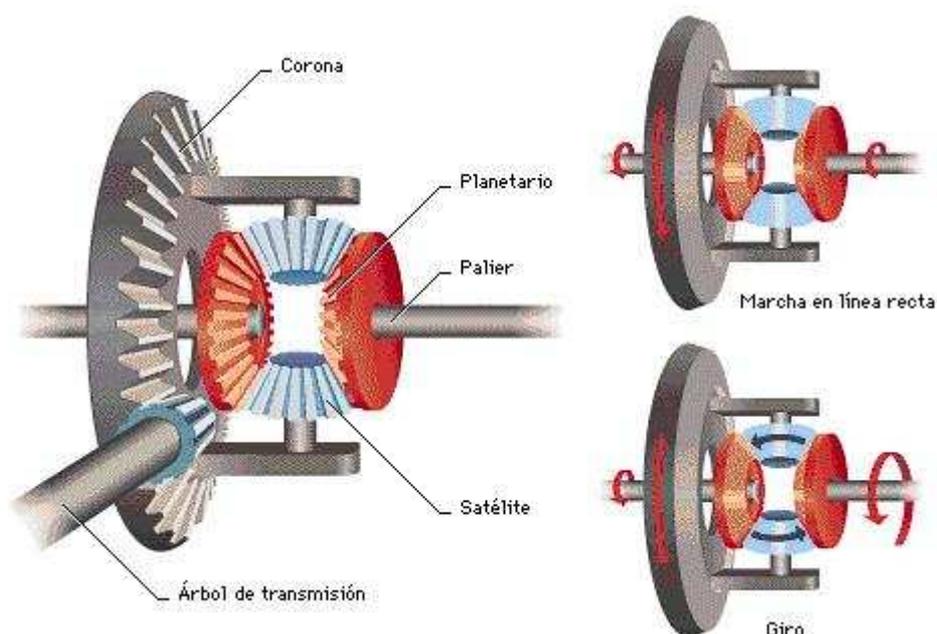


Imagen 2.16: diferencial convencional

Como ya se ha explicado anteriormente, cuando un vehículo circula por una curva, la rotación de los piñones satélites permite que las velocidades de salida de ambas ruedas sean diferentes.

2.6.3.2 Diferencial autoblocante.

Los diferenciales autoblocantes hoy en día no tienen mucho uso, ya que han sido reemplazados 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 giro a la otra rueda. Un diferencial autoblocante también tiene esta misma funcionalidad. Solo vehículos de altas prestaciones y Racing tienen diferenciales autoblocantes, ya que se descarga el trabajo de los frenos, e incluso aumenta la capacidad de transmisión de potencia, pero encareciendo el montaje.

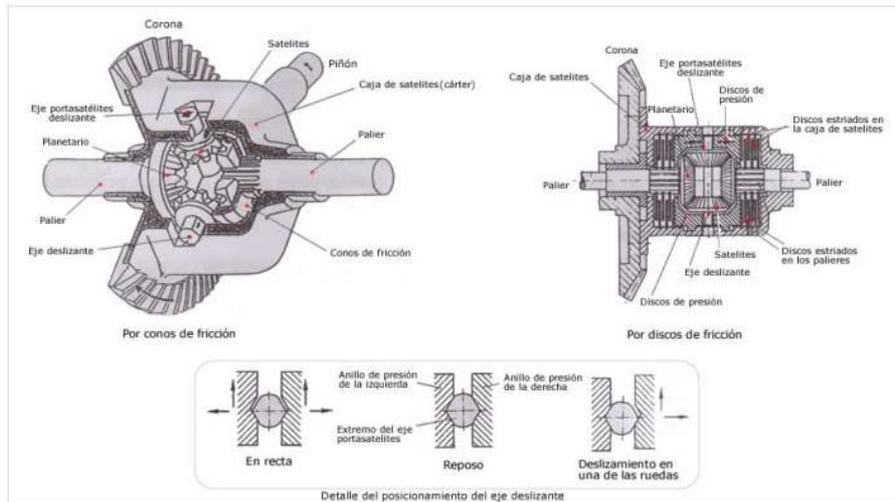


Imagen 2.17: diferencial autoblocante.

Una gran ventaja frente a los diferenciales convencionales es que con un diferencial autoblocante el vehículo tiene más estabilidad, éste no se desviará cuando una de las ruedas motrices vuelve a recuperar adherencia con el terreno después de haberla perdido y haberse producido su embalamiento o haya girado de manera incontrolable. Hay varios de tipo de diferenciales autoblocantes:

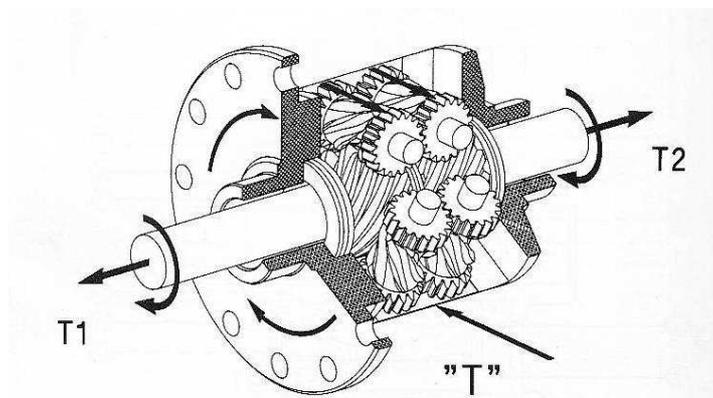


Imagen 2.18: diferencial de deslizamiento limitado

1. Diferenciales de deslizamiento limitado (LSD)

- Diferencial autoblocante mecánico: Estos diferenciales se usan generalmente en vehículos de gran potencia y de tracción trasera. Con este tipo de diferenciales se consigue una mejor transmisión de esfuerzo. También se evita que la rueda con poca adherencia gire locamente y debido a eso el coche pierda estabilidad.
- Diferencial viscoso o Ferguson: En este tipo de diferenciales la unión se hace a través de un fluido de alta viscosidad, generalmente aceite-silicona mezclada con un 20% de agua. Este fluido pasa a través de dos juegos de discos. Cuando el vehículo circula en línea recta los dos juegos de discos giran independientemente. Al circular por una curva, uno de los juegos de discos girará más rápido que el otro. Los que giran más rápido tienden a arrastrar a los otros. Cuando esto sucede la temperatura en el fluido aumenta y es un gran inconveniente ya que a mayor temperatura menor es la viscosidad del líquido.



Imagen 2.19: diferencial Ferguson

2. Diferencial Torsen

Este tipo de diferenciales tienen una peculiaridad y es que reparte el par que viene del motor a las ruedas independientemente de la velocidad rotatoria de cada uno de los semiejes. Su gran ventaja es que cuando el vehículo realiza un giro, el diferencial transmite más par a la rueda que menos gira. En los diferenciales mecánicos y viscosos el reparto de fuerza entre los dos semiejes se realiza de forma proporcional a la velocidad de giro de los semiejes. Sin embargo, el diferencial Torsen reparte la fuerza a los semiejes según la resistencia de giro que oponga cada rueda. Para su correcto funcionamiento se utilizan tres pares de ruedas helicoidales a través de dientes rectos situados en sus extremos. Las ruedas helicoidales funcionan como un mecanismo de tornillo sin fin, esto produce la retención o el aumento de la fricción. Las ruedas helicoidales y los tornillos sin fin sustituyen a los satélites y planetarios de un diferencial convencional.



Imagen 2.20: diferencial Torsen

3. Diferenciales de deslizamiento controlado:

La constitución de este diferencial es muy similar a la del diferencial viscoso, la diferencia está en los materiales de los elementos rozantes, el fluido que se utiliza y el mecanismo de control. Al igual que en el diferencial viscoacoplador hay discos conductores y conducidos, pero el movimiento se transfiere entre ellos por fricción y no por fluido. El fluido se usa en un sistema hidráulico que presiona los discos de igual modo que en un embrague

2.7 SOLUCIÓN ADOPTADA

Una vez conocidos los tipos de elementos que constituyen una transmisión, se han elegido los más óptimos para este diseño. En los siguientes puntos se explican estos elementos uno a uno.

2.7.1 Disposición de la transmisión

Como ya se ha dicho en apartados anteriores la disposición de la transmisión será delantera, ya que el vehículo tiene poca potencia y tiene un tamaño pequeño.

2.7.2 Embrague

Como se ha comentado anteriormente, en la industria del automóvil el embrague más empleado es el de fricción, por eso en este proyecto se ha elegido este tipo de embrague.

Este elemento es capaz de cesar la transmisión del par motor. Esta acción se hace mediante el pedal. Cuando el pedal del embrague no está pisado el motor está transmitiendo el par a la caja de cambios. Cuando se pisa el pedal el embrague desconecta el motor y la caja de cambios.

La acción del embrague sucede por la fricción que hay entre el disco de embrague y el volante de inercia. El disco de embrague está conectado al eje primario de la caja de cambios

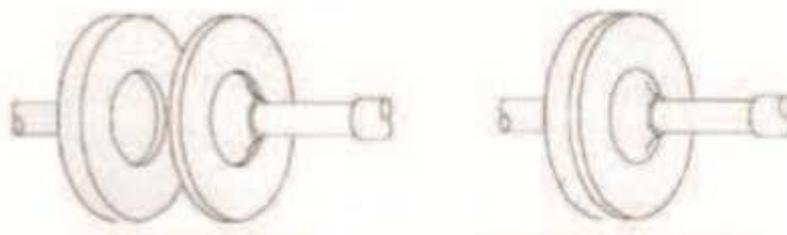


Imagen2.22: embrague desacoplado y acoplado

Cuando el conductor pisa el pedal del embrague el cojinete de empuje hace presión sobre la maza liberando el disco de embrague. Con esto se desacopla la caja de cambios del motor cesando la transmisión del par motor.

Para este proyecto se ha elegido un embrague por discos del catálogo SACHS, el cual cumple todas las características calculadas en el Documento 3: Anexo de cálculos. El embrague tendrá un diámetro interior de 149.5mm y un diámetro exterior mínimo de 213.4mm. El embrague que se ha elegido tienen que ser capaz de aguantar una presión de 1,68kg/cm², una fuerza axial de 360.46 kg. El embrague es capaz de transmitir un par máximo de 256.58 Nm. El disco de embrague está conectado al eje primario de la caja de cambios, para ello deben de llevar tanto el eje como el disco de embrague un estriado. En este caso es un DIN 5480 de 28 dientes, con un módulo de 1mm y una largura de 15mm como mínimo. Para más detalles consultar apartado 3.3 del Documento 3: Anexo de cálculos.

2.7.3 Caja de cambios

Se ha optado por usar una caja de cambios mecánica manual con engranajes de dientes helicoidales. Este tipo de caja es la que mejor se ajusta a este diseño. Además con este tipo de caja se consigue una transmisión más suave y progresiva. Este tipo de cajas es el más utilizado en automóviles.

La caja de cambios se encarga de cambiar el sentido de giro o de transformar el par que le llega del motor. Esto lo consigue gracias a los engranajes que tiene. Con este tipo de caja el conductor podrá amoldar la velocidad del vehículo como quiera a las circunstancias que se encuentre.

El coche debe de superar unas resistencias para conseguir movimiento. En el Documento 3: Anexo de cálculos en los apartados 3.4.2 y 3.4.3, se ha comprobado que el vehículo es capaz de superar estas resistencias. Son cuatro las resistencias que tiene que vencer. Resistencia por rodadura, resistencia por inercia resistencia del aire y resistencia por pendiente.

La caja de cambios tiene dos ejes principales, el eje primario y el eje secundario. Tiene un tercer eje, el de marcha atrás que sirve para cambiar el sentido de giro. En este último eje se encuentra mecanizada la rueda inversora, con la cual se consigue el cambio de sentido del giro.

El eje primario recibe el giro que transmite el embrague. Del eje primario se transmite el giro al eje secundario mediante las relaciones de transmisión de los engranajes.

2.7.3.1 Eje primario

Como se ha dicho antes, el eje primario recibe el giro del embrague y lo transmite al eje secundario. Lleva un estriado DIN 5480 para conectar el disco de embrague. Además tiene directamente mecanizadas las ruedas piñones.

El eje primario debe de ser capaz de soportar todos los esfuerzos que se generan en él y así transmitir el giro correctamente, por eso tiene un diámetro máximo de 32mm. En el Documento 3: Anexo de cálculos en el apartado 3.3.5 se puede ver el cálculo del estriado que este eje tiene. Teniendo en cuenta que el embrague elegido tiene 28 dientes y en la sección donde está colocado es de 30mm de diámetro se obtiene el módulo que es de 1mm. Este estriado tendrá un ajuste deslizante de H8/h9, ya que el disco de embrague se desliza por él.

Este eje está fabricado de acero 40NiCrMo7. Se trata de un acero aleado de gran resistencia con aplicaciones de elevada responsabilidad con una buena tenacidad. La largura total de este eje es de 436 mm. Para más información consultar plano nº5.

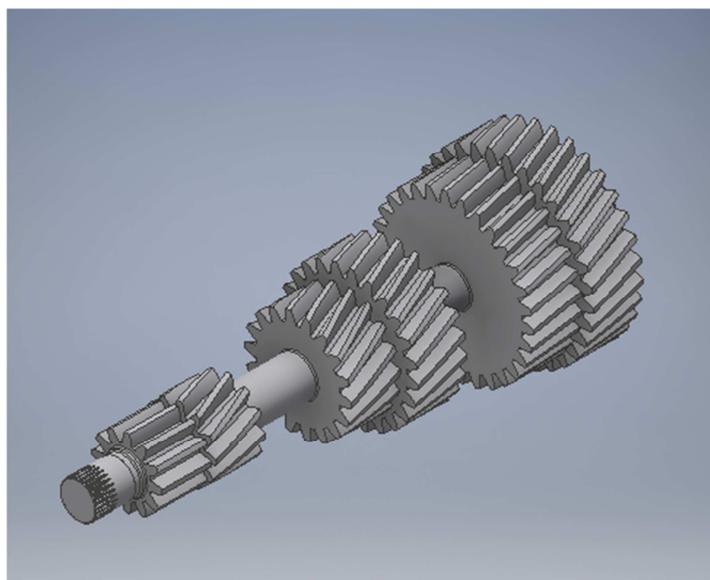


Imagen 2.23: eje primario

2.7.3.2 Eje secundario

En el eje secundario se encuentran las ruedas locas, también están los sincronizadores, estos elementos hacen que las ruedas se fijen al eje y no giren locamente.

Para que las ruedas locas puedan girar se colocan encima de unos rodamientos, para así minimizar el rozamiento y la fricción. Estas ruedas engranan con los piñones que están mecanizados en el eje primario. Con los sincronizadores se consigue que las ruedas locas giren con el eje. Esto se consigue cuando el conductor selecciona una marcha con la palanca de cambios. Al seleccionar una marcha, una horquilla desplaza el sincronizador por el cubo sincronizador y así une el engranaje al eje. El sincronizador está compuesto por varios elementos. El cubo sincronizador que está conectado al eje secundario mediante un estriado. Este estriado es un DIN 5480 y se calcula en el Documento 3: Anexo de cálculos en el apartado 3.4.11.1. Como cada sincronizador debe transmitir un par diferente, los estriados tendrán diferentes tamaños.

Este eje tiene que soportar esfuerzos más grandes que el primario, por eso su diámetro máximo es de 60mm. Al igual que el primario, está fabricado de acero

40NiCrMo7, y su largura total es 502mm. Para más información sobre este eje consultar el plano nº4 o el Documento 3: Anexo de cálculos apartado 3.4.7.2.

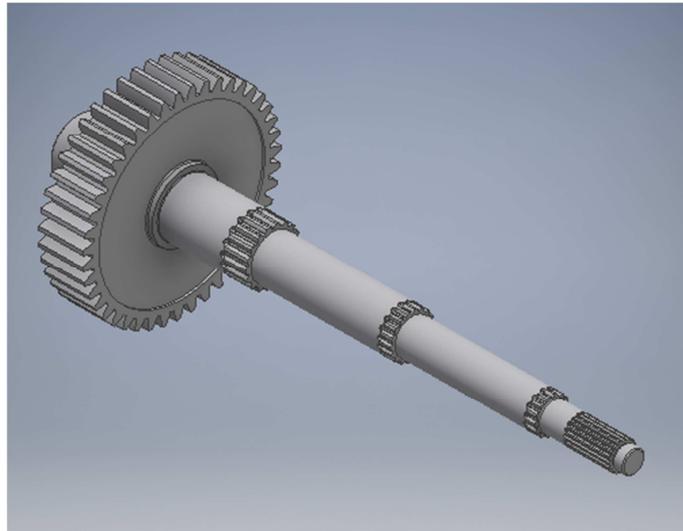


Imagen 2.24: eje secundario

2.7.3.3 Eje de marcha atrás.

Este eje tiene la rueda inversora directamente mecanizada en él. Con este eje se consigue invertir el sentido de giro y que el vehículo circule marcha atrás. Al igual que los otros dos engranajes está fabricado de acero 40NiCrMo7. En cambio los esfuerzos que debe de soportar son más pequeños por lo que su diámetro nominal máximo es de 20mm. Su largura total también es más corta que la de los demás ejes ya que no lleva ningún elemento montado en él, y es de 140mm. Para más información consultar plano nº 11 o apartado 3.4.8 de Documento 3: Anexo de cálculos.

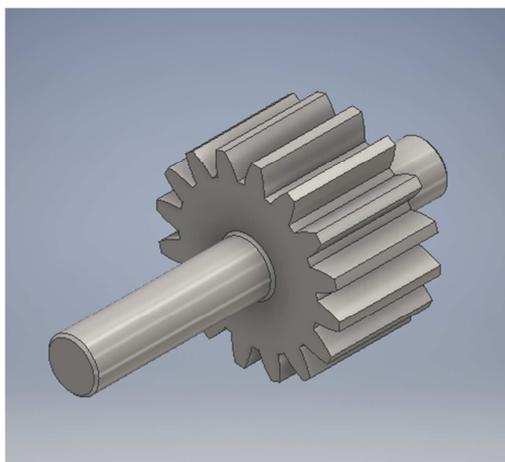


Imagen 2.25: eje de marcha atrás

2.7.4 Engranajes

Los engranajes son ruedas dentadas que transmiten el giro entre ellas. Están colocados en los ejes que son paralelos entre ellos. Los engranajes del eje primario están mecanizados en él, los del eje secundario en cambio giran locos. Cada par de engranaje tiene una relación de transmisión. Cuando la relación de transmisión es más grande, se genera un par más grande por lo que se crean fuerzas en los dientes más grandes. Los engranajes están fabricados de un acero 40NiCrMo7. Tendrán todos una tolerancia de paralelismo de 0,03mm y una tolerancia de oscilación circular de 0,01mm. Así se consigue que estos engranajes giren correctamente y no tengan problemas a la hora de engranar.

Los engranajes de marcha hacia delante son engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es decir que los dientes están inclinados. Estos ejes son menos ruidosos y son capaces de transmitir más potencia que los de dientes rectos. Los engranajes de la marcha hacia atrás son de dientes rectos, se ha elegido este tipo de engranaje porque la marcha hacia atrás no se usa tanto como las de marcha hacia delante, por lo tanto no requiere un engranaje de mayo calidad.

Tanto los engranajes de marcha hacia delante como los de marcha hacia atrás tienen un acabado superficial de N7. En la siguiente tabla se muestran las dimensiones

de los engranajes, en caso de querer más información consultar los planos nº 6, 7 y 8 en los que se encuentran dibujados los engranajes. En el apartado 3.4.4 del Documento 3: Anexo de cálculos están los cálculos de estas ruedas.

Ruedas de marcha hacia delante								
Rueda	Z	m	b (mm)	dp (mm)	de (mm)	di (mm)	β	α
1	12	4	40	50.53	58.53	40.53	18.21º	20º
1'	45	4	40	189.5	197.5	179.5	18.21º	20º
2	18	4	40	78.55	86.55	68.55	23.57º	20º
2'	37	4	40	161.47	169.47	68.55	23.57º	20º
3	24	4	40	102.86	110.86	92.86	21.05º	20º
3'	32	4	40	137.15	145.15	127.15	21.05º	20º
4	30	4	40	122.04	130.04	112.04	10.5º	20º
4'	29	4	40	117.98	125.98	107.98	10.5º	20º
5	32	4	40	137.15	145.15	127.15	23.57º	20º
5'	24	4	40	102.86	110.86	92.86	23.57º	20º

Tabla 2.1: dimensiones de las ruedas para la marcha hacia delante

Ruedas de marcha tras							
Rueda	Z	m	b (mm)	dp (mm)	de (mm)	di (mm)	α
M	12	4	40	48	56	19	20º
M'	43	4	40	172	180	162	20º
X	16	4	40	64	72	54	20º

Tabla 2.2: dimensiones de las ruedas para la marcha hacia atrás

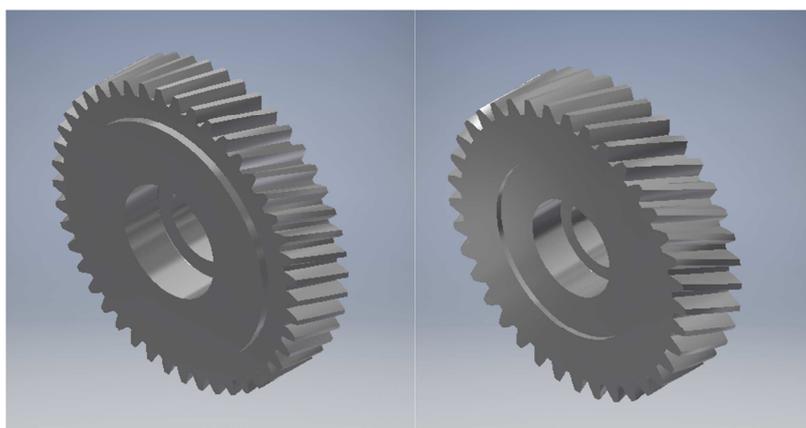


Imagen 2.26: ruedas de marcha hacia delante

2.7.5 Diferencial

Como ya se ha dicho anteriormente, el diferencial está constituido por varios engranajes. El diferencial de esta transmisión es un diferencial convencional, ya que es uno de los tipos más usados en la industria del automóvil. Está compuesto por dos tipos de engranajes. El piñón y la corona diferencial son engranajes cilíndricos de diente helicoidales, los satélites y planetarios en cambio son engranajes cónicos de dientes rectos. Tanto un tipo como el otro están fabricados de acero 40NiCrMo7. En este proyecto se calcularán todas las dimensiones de los engranajes pero solo se estudiará la reducción de la corona y el piñón, ya que el piñón está conectado al eje secundario. Esta conexión se consigue mediante un estriado DIN 5480, con unas dimensiones de 25 mm de diámetro, un módulo de 1,25 mm, 25 dientes y una largura de 40 mm. Este estriado deberá de llevar un ajuste de apriete H7/k9, para que el piñón no se deslice por el eje secundario y se mantenga bien unido. El piñón al igual que todos los demás engranajes tiene una tolerancia geométrica de oscilación circular de 0,01 mm y una tolerancia de paralelismo de 0,03mm, así se consigue que engrane correctamente con la corona. Tiene un acabado general de N9 menos en los dientes propios de engranaje y en los dientes del estriado. El piñón tienen un módulo de 4 mm y 18 dientes, la corona en cambio tiene 62 dientes y un módulo de 4 mm así se consigue una reducción de 3,4483 entre ellos. Los satélites y planetarios tendrán 15 y 17 dientes respectivamente. Para saber más sobre el cálculo de las dimensiones de los engranajes consultar en el Documento 3: Anexos de cálculos el apartado 3.4.4.8 para la corona y el piñón y el apartado 3.5 para los satélites y planetarios. Todas las dimensiones aparecen acotadas en el plano nº 8.

2.7.6 Rodamientos

Los rodamientos son elementos giratorios que transmiten la carga mediante contacto por los elementos rodantes que llevan en el interior. En este caso, también servirán de apoyo para el eje. Se usarán rodamientos de bolas y de cilindros como apoyos para el eje. Los rodamientos de bolas se utilizarán en los apoyos donde haya fuerza axial y fuerza radial. Los rodamientos de rodillos cilíndricos en cambio, solo se usarán en los apoyos donde solo haya fuerza radial, ya que únicamente aguantan fuerzas radiales.

Los rodamientos están compuestos por tres componentes: el anillo interior, el anillo exterior y los elementos rodantes. Los rodamientos deben soportar fuerzas, impactos, vibraciones y condiciones como suciedad, humedad, temperaturas altas... Para evitar problemas por suciedad o humedad, a los elementos rodantes se les coloca una jaula a modo de separador y protector de los elementos.

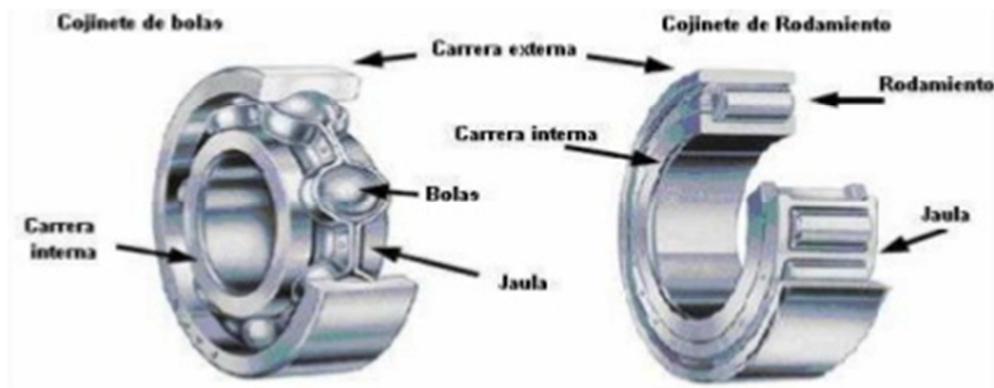


Imagen 2.27: componentes de un rodamiento

A la hora de seleccionar un rodamiento se debe tener en cuenta en el espacio donde deben ir colocados y las cargas que hay que seleccionar.

Se considera que un rodamiento falla por fatiga cuando aparece una grieta en la pista de los anillos. Las pistas de los anillos están sometidas a tensiones variables cuando los elementos rodantes ruedan por ellas. Por eso el primer síntoma de fallo a fatiga se da en las pistas de los anillos.

La vida de un rodamiento se cuantifica por el número de revoluciones del anillo interior en este caso, ya que el exterior es fijo. Esta se define con L_{10} , es el número de revoluciones del anillo interior sin que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el 90% con un 90% de fiabilidad. Ésta variará dependiendo de la carga que deba soportar el rodamiento:

$$C = F_e \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}}$$

El valor de a también varía según el tipo de elemento rodante del rodamiento, en caso de bolas será 3 y en caso de rodillos cilíndricos a será $10/3$. F_e es la fuerza radial que debe de soportar el rodamiento. Cada fabricante en su catálogo define la carga nominal que es capaz de soportar cada rodamiento. El rodamiento se seleccionará en base a la capacidad que pueden soportar y sus dimensiones.

Para una fiabilidad diferente de 90% la duración o vida nominal del rodamiento será:

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

Además de su correcta elección hay varios aspectos que son muy importantes para el buen funcionamiento de un rodamiento como por ejemplo la lubricación o el montaje. Cada fabricante dedica un apartado sobre estos aspectos en los catálogos.

Al lubricar un rodamiento se introduce un film entre las superficies de contacto entre los elementos rodantes y pista. Son cuatro los objetivos de la lubricación.

- Reducir la fricción en el contacto y con ellos el desgaste.
- Ayudar a disipar el calor.
- Prevenir la corrosión en las superficies de contacto.
- Proteger a los componentes del rodamiento ante la entrada de suciedad.

En cuanto al montaje lo más habitual es que estén biapoyados, con un rodamiento a cada extremo del eje. A veces se colocan dos rodamientos en un mismo punto para aumentar la rigidez o la capacidad de carga en ese apoyo. Tanto el anillo interior como exterior deben llevar un ajuste a presión. Esto es muy difícil, por lo que uno de los anillos va a presión y el otro se deja con holgura pequeña. Las tolerancias de ajuste vienen recomendadas en el catálogo.

Estos son los rodamientos que se han elegido según el catalogo SKF:

Rodamientos del eje primario					
	d	D	B	C (kN)	Co (kN)
NUP 2205 ECP	25	52	18	34.1	34
QJ 306 MA	30	72	19	53	41.5
Rodamientos del eje secundario					
	d	D	B	C (kN)	Co (kN)
NUP 2305 ECP	25	62	24	64	55
QJ 210 MA	50	90	20	65.5	61

Tabla 2.3: rodamientos de los para los ejes

Las ruedas locas están provistas en su interior de rodamientos para que éstas puedan girar libremente. Estos rodamientos serán de aguja. Son rodamientos que no soportan fuerza axial y que tienen una gran capacidad de carga.



Imagen 2.28: rodamiento de agujas

Estos son los rodamientos elegidos del catálogo SKF:

Rodamientos de aguja					
	d	D	B	C (kN)	Co (kN)
NA 4910	50	72	22	47.3	85
NKI 40_20 TN	40	55	20	31.4	65.5
NA 49_32	32	47	20	30.8	51

Tabla 2.4: dimensiones de los rodamientos de aguja

Para más información sobre el cálculo de los rodamientos consultar el Documento 3: Anexo de cálculos los apartados 3.4.9 y 3.4.10.

2.7.7 Sincronizadores

Los sincronizadores es un conjunto de varios elementos. Está formado por el aro sincronizador, el cubo sincronizador y el sincronizador. Esta caja de cambio tiene tres conjuntos sincronizadores: uno para la primera y segunda marcha, otro para la tercera y cuarta y otro para la quinta.



Imagen 2.29: aro sincronizador

Cada marcha tiene un aro sincronizo que se engancha gracias a la conicidad que tienen a las ruedas locas. De esta manera los dos elementos se acoplan como si de un embrague cónico se tratase y así transmitir el par. Cada marcha transmite un par diferente, por eso el tamaño de los aros sincronizadores es diferente. Las marchas más cortas transmiten un par más grande, por lo que el aro es más grande. Además están provistos de un estriado DIN 5480 por la parte exterior, este estriado sirve para la selección de marchas. Sus dimensiones también varían según la marcha. Para la primera y segunda marcha las dimensiones son 88mm de diámetro, con un módulo de 6mm y 13 dientes. Para la tercera y cuarta marcha las dimensiones son de 78mm de diámetro, 6mm de módulo y 11 dientes, y por último para la quinta marcha tiene un

diámetro nominal de 68mm, un módulo de 6mm y 10 dientes. Los tres estriado tienen un ajuste deslizante H8/h9, ya que el sincronizador se desplaza por él.

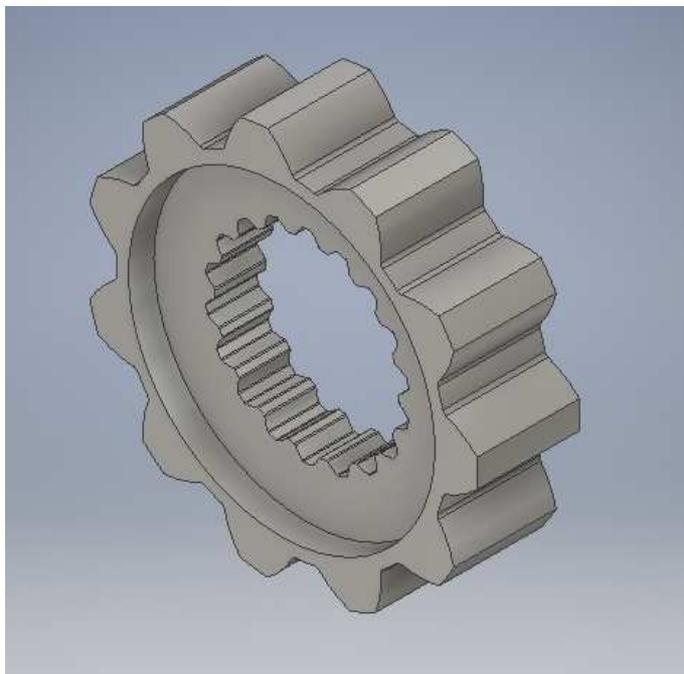


Imagen 2.30: cubo sincronizador

Esta transmisión tiene tres cubos sincronizadores, uno para la primera y segunda marcha, otro para la tercera y cuarta y el último para la quinta marcha. Estos tienen el mismo estriado DIN 4580 exterior que los aros sincronizadores, porque por encima de ellos también se desliza el sincronizador. Además tendrán otro estriado interior. Gracias a este permanecen conectados al eje secundario. Según en qué sección del eje secundario se encuentren los cubos tendrán diferentes dimensiones: el cubo sincronizador 12 tiene un estriado de 50mm de diámetro de referencia, 2,5 mm de módulo y 18 dientes, para el cubo sincronizador 34 tiene un diámetro de 40mm, un módulo de 2mm y 18 dientes. El sincronizador 5 tiene un diámetro de 32m, un módulo de 2mm y 14 dientes. Los tres estriados tienen un ajuste de apriete de H7/k9 porque deben de permanecer bien conectados en el eje secundario.

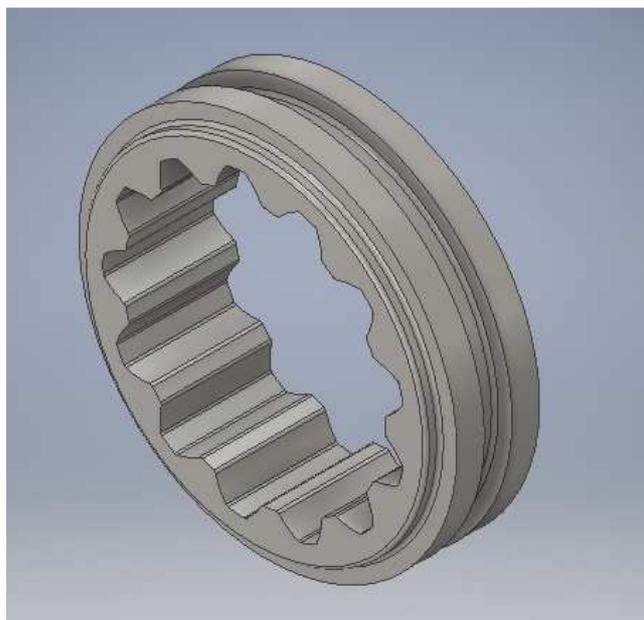


Imagen 2.31: sincronizador

Por último está el sincronizador. La primera y segunda marcha comparten un sincronizador, la tercera y cuarta otra y por último la quinta marcha tiene otro sincronizador. Estos tienen el mismo estriado DIN 5480 que tienen los aros sincronizadores y los cubos sincronizadores.

Los aros sincronizadores están fabricados en 51CrMoV4 y tienen un acabado general de N7. Los cubos sincronizadores y los sincronizadores también tienen un acabado superficial de N7 pero están fabricados de 16MnCr5.

Para más información sobre los cálculos consultar el apartado 3.4.11 del Documento 3: Anexo de cálculo, y para las dimensiones de estos elementos los planos nº9 y nº10.

2.7.8 Anillos de retención

Las anillas de seguridad se usan mucho para el diseño de máquinas ya que su precio es reducido y tienen el mismo funcionamiento que otros elementos como los tornillos o resaltes. Se fabrican según la norma ISO-TS 16949:2002. Las anillas de seguridad se fabrican con diferentes materiales y dimensiones. En este caso, se ha optado por una DIN 471 de acero mejorado sin aleación Ck60.



Imagen 2.32: Anilla de retención DIN 471

2.8 PLANIFICACIÓN

Para la planificación de este proyecto se ha usado un diagrama de Gantt.

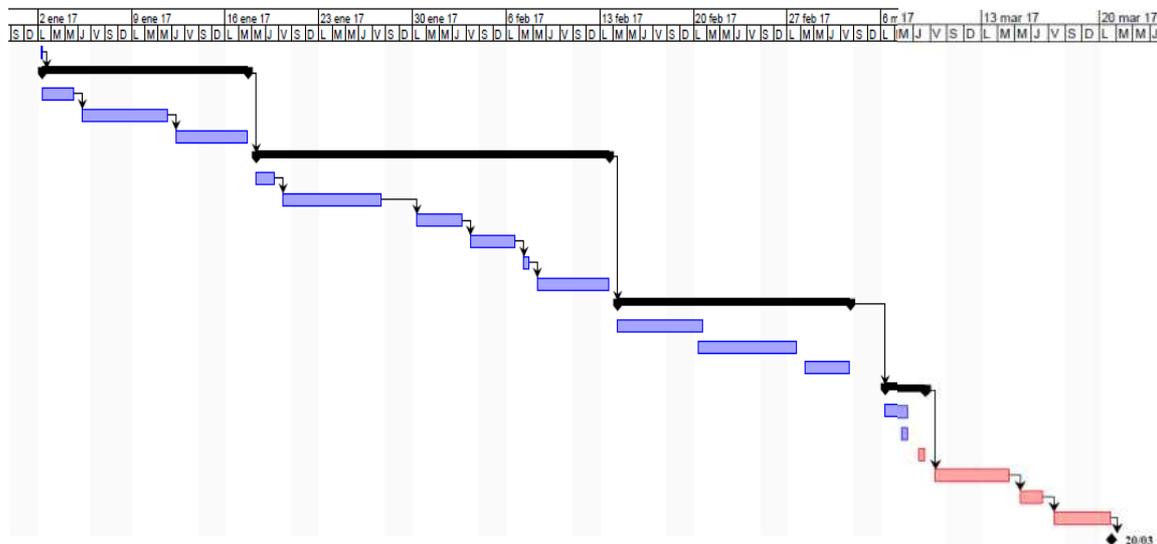


Diagrama 2.1: planificación Gantt

	🕒	Nombre	Duración	Inicio
1		INICIO	0 days?	2/01/17 8:00
2	☐	PLANIFICACIÓN	11 days?	2/01/17 8:00
3		ANÁLISIS DE PRODUCTO	3 days?	2/01/17 8:00
4	📅	DISEÑO DEL PRODUCTO	4 days?	5/01/17 8:00
5	📅	PLANIFICACIÓN DEL DISEÑO	4 days?	12/01/17 8:00
6	☐	DISEÑO	19 days?	18/01/17 8:00
7	📅	DIMENSIONAR EL EMBRAGUE	2 days?	18/01/17 8:00
8	📅	DIMENSIONAMIENTO DE LAS RUEDAS	6 days?	20/01/17 8:00
9	📅	DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES	4 days?	30/01/17 8:00
10	📅	ELECCION DE LOS RODAMIENTOS	2 days?	3/02/17 8:00
11	📅	ELECCION DE LAS ANILLAS	1 day?	7/02/17 8:00
12	📅	DIMENSIONAMIENTO DEL DIFERENCIAL	4 days?	8/02/17 8:00
13	☐	FABRICACION	14 days?	14/02/17 8:00
14	📅	FABRICACION DE LOS EJES	5 days?	14/02/17 8:00
15	📅	FABRICACION DE LAS RUEDAS	6 days?	18/02/17 8:00
16	📅	FABRICACION DEL DIFERENCIAL	4 days?	28/02/17 8:00
17	☐	ELEMENTOS COMERCIALES	4 days?	6/03/17 8:00
18		EMBRAGUE	3 days?	6/03/17 8:00
19	📅	RODAMIENTOS	1 day?	8/03/17 8:00
20	📅	ANILLAS	1 day?	9/03/17 8:00
21	📅	MONTAJE	3 days?	10/03/17 8:00
22	📅	CONTROL DE CALIADAD	2 days?	15/03/17 8:00
23	📅	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	2 days?	17/03/17 8:00
24	📅	FINAL	0 days?	20/03/17 17:00

Imagen 2.33: planificación

2.9 PLAN DE CALIDAD

En el Documento7: Seguridad, se estudiarán todos los requisitos, los pasos a llevar a cabo para su uso y las normas a seguir para que la transmisión sea segura.

2.10 COSTE DEL PROYECTO

Tal y como se determina en el Documento 6: Presupuesto, el coste del diseño de una transmisión es el siguiente:

Presupuesto total: 5.468,40€

El coste del presupuesto total es: cinco mil cuatrocientos sesenta y ocho euros con cuarenta céntimos.