

INDICE ANTEPROYECTO

Capítulo 1. Definición del proyecto.....	1
1.1. Objetivo	1
1.2. Justificación	2
1.3. Alcance	2
1.4. Antecedentes	3
Capítulo 2. Constitución	4
2.1. Ejes.....	4
2.1.1. <i>Árbol primario</i>	4
2.1.2. <i>Árboles secundarios</i>	5
2.1.3. <i>Eje de marcha atrás</i>	6
2.2. Engranajes.....	6
2.3. Resumen de elementos.....	8
2.4. Configuración de las marchas	8
2.5. Movimiento de los ejes	10
2.6. Mecanismos de sincronización	11
2.7. Mecanismo selector	11
Capítulo 3. Especificaciones básicas	12
3.1. Condiciones de funcionamiento.....	12
3.2. Numero de marchas	12
Capítulo 4. Condiciones de diseño	18
4.1. Dentado de los engranajes	19
4.1.1. <i>Parámetros de generación</i>	19
4.1.2. <i>Datos de funcionamiento</i>	20
4.2. Distribución de los ejes	22
Capítulo 5. Condiciones de resistencia	25

5.1. Esfuerzos en los ejes	25
5.1.1. Esfuerzos a cortante	26
5.1.2. Esfuerzos normales	27
5.1.3. Flector	27
5.1.4. Normal.....	28
5.1.5. Tensiones principales.....	28
5.1.6. Tensión equivalente.....	28
5.1.7. Resistencia a fatiga	29
5.2. Esfuerzos en los apoyos	29
5.3. Esfuerzos en los dientes de los engranajes	29
5.3.1. Tensión de trabajo generada sobre el diente	30
5.3.2. Rueda del engranaje más débil	33
5.3.3. Tensión dinámica admisible (S'_{adm})	34
5.3.4. Anchura necesaria del diente (b)	34
5.3.5. Resistencia al desgaste del diente	34
5.3.6. Resistencia mínima a la fatiga del diente.....	36
5.3.7. Condiciones de resistencia del diente	37
5.3.8. Factor de divergencia de carga	37
5.4. Esfuerzos en los sincronizadores	37
5.5. Estriados.....	38
5.6. Dientes del sincronizador.....	38
5.7. Rodamientos	38
5.7.1. Cálculo resistente.....	38
5.7.2. Selección de los rodamientos	40
Capítulo 6. Pre-diseño del tallado de las ruedas	41
Capítulo 7. PLANIFICACIÓN	43

7.1. Diagrama de Gantt	43
Capítulo 8. Bibliografía.....	45

CAPÍTULO 1.

DEFINICIÓN DEL

PROYECTO

1.1. Objetivo

El objetivo del presente proyecto es profundizar en el diseño y funcionamiento de un elemento decisivo del automóvil.

La composición de la caja de cambios puede darle a un mismo vehículo un carácter más deportivo, más capacidad de remolque, o un tacto más suave y cómodo de conducir, todo ello montando el mismo motor.

Para lograr que los automóviles modernos satisfagan las crecientes exigencias en lo referente a confort, compatibilidad medioambiental y conducción deportiva, es necesario realizar un desarrollo más profundo de las transmisiones de los vehículos. Una mayor cantidad de marchas ofrece una suavidad de funcionamiento mayor y permite una mejor adaptación a las características de los diferentes motores, contribuyendo también, gracias a un uso más eficaz del par suministrado, a la reducción de las emisiones del vehículo. Es por ello que creemos conveniente centrar nuestra atención en la caja de cambios.

1.2. Justificación

La caja de cambios fue un elemento decisivo para el propio despegue de la industria del automóvil a principios del siglo XX. El motor eléctrico tenía todos los números para alzarse vencedor en la carrera automovilística, dado que no la necesitaba. Su par motor desde parada era suficiente para poner el conjunto en marcha, y le permitía asumir una velocidad aceptable. Los grupos reductores de los motores térmicos perdían ahí su credibilidad, resultando ineficaces una vez puesto en marcha el automóvil.

La evolución de los grupos reductores hacia el cambio como lo conocemos actualmente permitió desplazar el centro de atención hacia la autonomía, que ligado al peso de las baterías y su tiempo (y coste) de carga, hicieron que el motor alternativo de combustión interna se hiciese con el podio, convirtiéndose en el centro de una industria que sólo acababa de nacer.

Es por eso, junto con lo expuesto en el punto anterior, que creemos interesante indagar en su funcionamiento.

1.3. Alcance

El presente proyecto se centrará en el funcionamiento básico de la caja de cambios. Se realizará un estudio resistente de la misma al verse sometida a las distintas cargas que la van a solicitar durante su funcionamiento.

En su desarrollo, no se considerará la absorción de los esfuerzos por parte de la carcasa, ni su transmisión al anclaje con el bloque motor. Por consiguiente, no se diseñará la carcasa. Tampoco se estudiará el diseño ni funcionamiento del embrague, tomando dichos valores como hipótesis de cálculo.

En resumen, el proyecto estudiará lo siguiente:

- Ejes del cambio: Funcionamiento, diseño y montaje
- Ruedas del cambio: Funcionamiento, diseño y montaje
- Grupos sincronizadores: Funcionamiento, diseño y montaje
- Rodamientos: Selección y montaje
- Grupo selector: Funcionamiento diseño y montaje

1.4. Antecedentes

El diseño de una caja de cambios funcional y económicamente competente es un proceso largo, costoso y lleno de contratiempos. Las grandes compañías dedican equipos enteros de ingenieros sólo a este cometido. Por ello hemos decidido basar el presente proyecto en una caja ya existente.

El proyecto partirá por ello, de las especificaciones de funcionamiento e hipótesis de cálculo de una VAG 02M, manual de 6 marchas.

Hay muchos motivos que hablan a favor de utilizar transmisiones con más de cinco marchas adelante. El motivo principal reside en poder combinar cada vez mejor las características del cambio con las del motor empleado. Otro motivo es también el deseo de que la transmisión contribuya a que los vehículos respeten el medio ambiente cada vez más.

Los cambios de seis marchas tienen las siguientes ventajas respecto a los de 5 marchas:

Mayores niveles de confort gracias a una mayor suavidad de funcionamiento

Mayor compatibilidad medioambiental debida a un menor consumo de combustible

Mejor utilización del par

CAPÍTULO 2.

CONSTITUCIÓN

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

2.1. Ejes

La caja será constituida por 4 ejes.

- un árbol primario,
- dos árboles secundarios,
- un árbol para la marcha atrás
- un diferencial
- la timonería necesaria para la selección y conexión de las marchas

Como ya se ha explicado en el apartado Alcance, este proyecto se centrará en los cuatro árboles que constituyen el cambio.

2.1.1. *Árbol primario*

Sujeto por la carcasa del embrague y la del cambio, el árbol primario se apoya en ellas mediante rodamientos cónicos. En el árbol se mecanizan dos dentados, el de la segunda marcha, que es el más próximo al embrague y el otro que es común para la primera y la marcha atrás. Sobre el árbol, se monta un piñón doble, los cuales quedan solidarios. Dicho piñón, incluye dos dentados, uno para la sexta y cuarta marchas y el otro para la tercera. En el extremo opuesto al embrague se monta el piñón para la quinta marcha. Una vez montado, también gira solidario con el árbol.

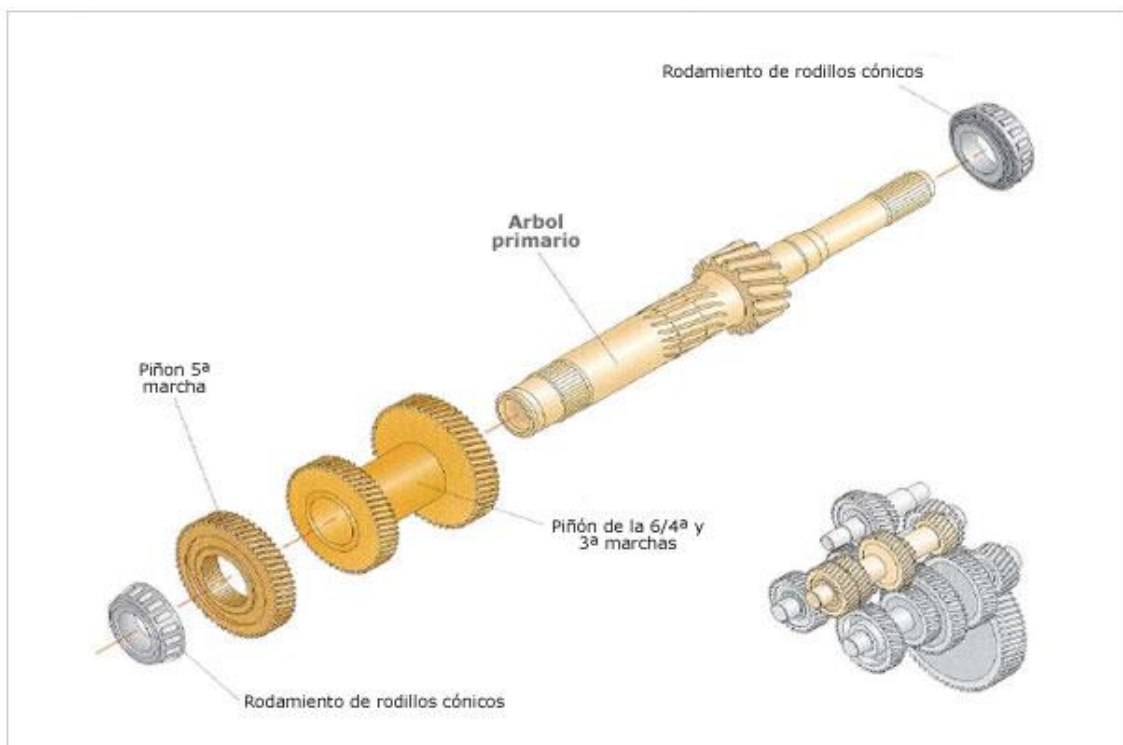


Ilustración 1. Despiece del eje primario

2.1.2. Árboles secundarios

La caja de cambios a tratar en este proyecto está compuesta por dos árboles secundarios, el árbol secundario I y el árbol secundario II. Ambos gravitan en la carcasa del cambio y en la del embrague mediante rodamientos cónicos. En el árbol secundario I se montan los piñones desde la primera hasta la cuarta marcha mientras que en el árbol secundario II se montan los piñones de la quinta y sexta marcha y de la marcha atrás. Los piñones de los ejes secundarios giran libremente sobre rodamientos de agujas.

Cuando se engrana una marcha, el piñón correspondiente queda solidario al eje, transmitiendo el par a la corona del diferencial. Todas las marchas están sincronizadas, estando los sincronizadores de todas las marchas repartidos entre los dos árboles secundarios. Los sincronizadores de la primera, segunda y tercera marchas son dobles mientras que el resto son simples.

Gracias a una arandela derivadora de aceite, el árbol hueco y los tres taladros se logra un correcto engrase de los rodamientos de agujas de los piñones.

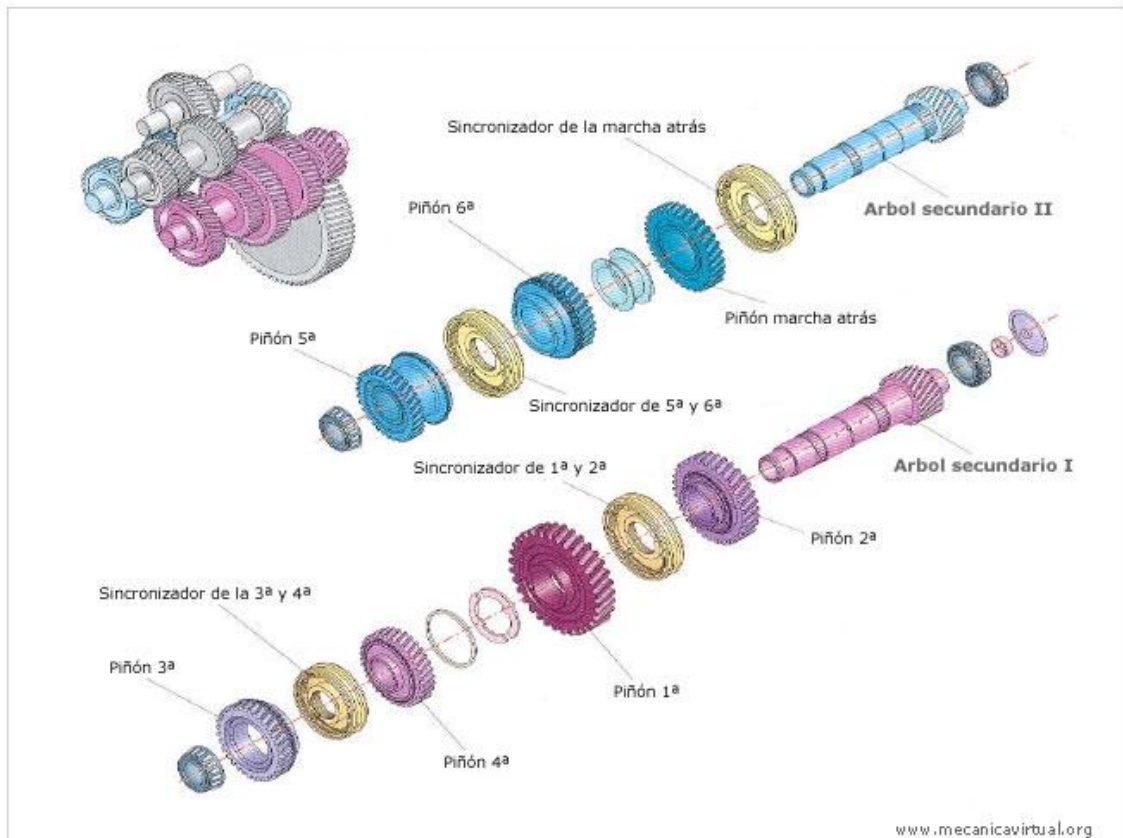


Ilustración 2. Despiece de los ejes secundarios

2.1.3. Eje de marcha atrás

La inversión de giro del árbol secundario se logra mediante el eje de la marcha atrás. A dicho eje está fijados dos piñones, uno en permanente contacto con el primario y otro con el secundario. El eje se apoya en la carcasa del cambio y en la del embrague por medio de rodillos de aguja.

2.2. Engranajes

El movimiento de entrada lo efectúa el eje primario, que gira solidario al motor, cuando el embrague está en posición de reposo. Los engranajes que contiene están mecanizados sobre el propio eje, y giran solidarios con él. Los engranajes del resto de ejes están en contacto permanente con los del eje primario, girando locos sobre sus propios ejes.

Ambos ejes de salida contienen en uno de sus extremos otra rueda cada uno (z_1 , en la tabla 2), en contacto permanente con un engranaje común (z_2 , en la tabla 2), que corresponde a la

corona del diferencial. Estas ruedas giran solidarias en todo momento con sus propios ejes. A su vez que, la rueda z2 gira con el diferencial, lo que provoca que ambos ejes estén siempre en movimiento cuando el vehículo no está parado.

La marcha atrás se engrana a través de un cuarto eje que invierte el movimiento. Las ruedas de este eje están mecanizadas de la misma pieza, igual que ocurre con el eje primario. Una de las ruedas está en contacto permanente con su engranaje correspondiente del eje primario: La otra, también está en contacto permanente con su engranaje correspondiente del eje II, lo cual provoca que esta última gire loca, en sentido contrario al eje cuando el vehículo se mueve hacia adelante.

La salida del movimiento de la reversa se produce cuando el sincronizador de marcha atrás engrana con el piñón loco que está en contacto con el cuarto eje, haciendo que el conjunto se mueva en sentido contrario que cuando se engrana cualquiera de las otras relaciones.

La caja dispone de varios dobles ataques, que permiten reducir su volumen, peso e inercias.

- El piñón fijo de primera marcha del eje primario, acciona también el eje de marcha atrás.
- El piñón fijo de cuarta marcha acciona también el piñón loco de sexta marcha
- La corona diferencial está en contacto con ambos ejes secundarios, por medio de un piñón fijo montado sobre cada uno.

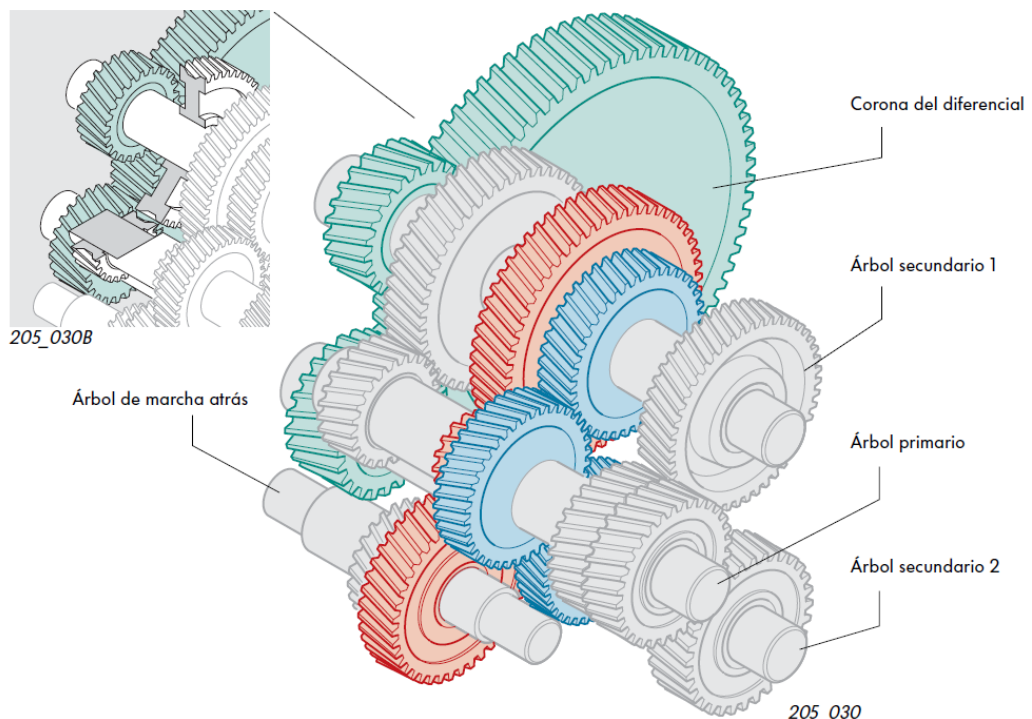


Ilustración 3. Esquema de la caja de cambios en su posición final, con los dobles ataques coloreados

2.3. Resumen de elementos

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

EP: Árbol primario. Contiene los engranajes:

- P1: Piñón de primera marcha y marcha atrás
- P2: Piñón de segunda marcha
- P3: Piñón de tercera marcha
- P4: Piñón de cuarta y sexta marchas
- P5: Piñón de quinta marcha

E1: Árbol secundario que contiene las relaciones I a IV

- R1: Rueda de primera marcha
- R2: Rueda de segunda marcha
- R3: Rueda de tercera marcha
- R4: Rueda de cuarta marcha
- D1: Rueda de salida al diferencial del eje E1

E2: Árbol secundario que contiene las relaciones V y IV

- R5: Rueda de quinta marcha
- R6: Rueda de sexta marcha
- RA2: Rueda de marcha atrás
- D2: Ruda de salida al diferencial del eje E2

E3: Árbol secundario que contiene la marcha atrás

- RA1: Rueda de marcha atrás
- PA1: Piñón de marcha atrás

Las ruedas D1 y D2 están en contacto con la corona del planetario del diferencial. Se considerarán sus esfuerzos sobre los ejes, pero su diseño queda fuera del alcance de este proyecto. El mismo, se referirá a él como la rueda CD1, que gira sobre el eje ED.

2.4. Configuración de las marchas

El esquema de movimiento queda como sigue:

Marcha	Transmisión de movimiento
I	P1→R1
II	P2→R2
III	P3→R3
IV	P4→R4
V	P5→R5
VI	P4→R6
R	P1→RA1→PA1→RA2

Tabla 1. Transmisión del movimiento en cada marcha

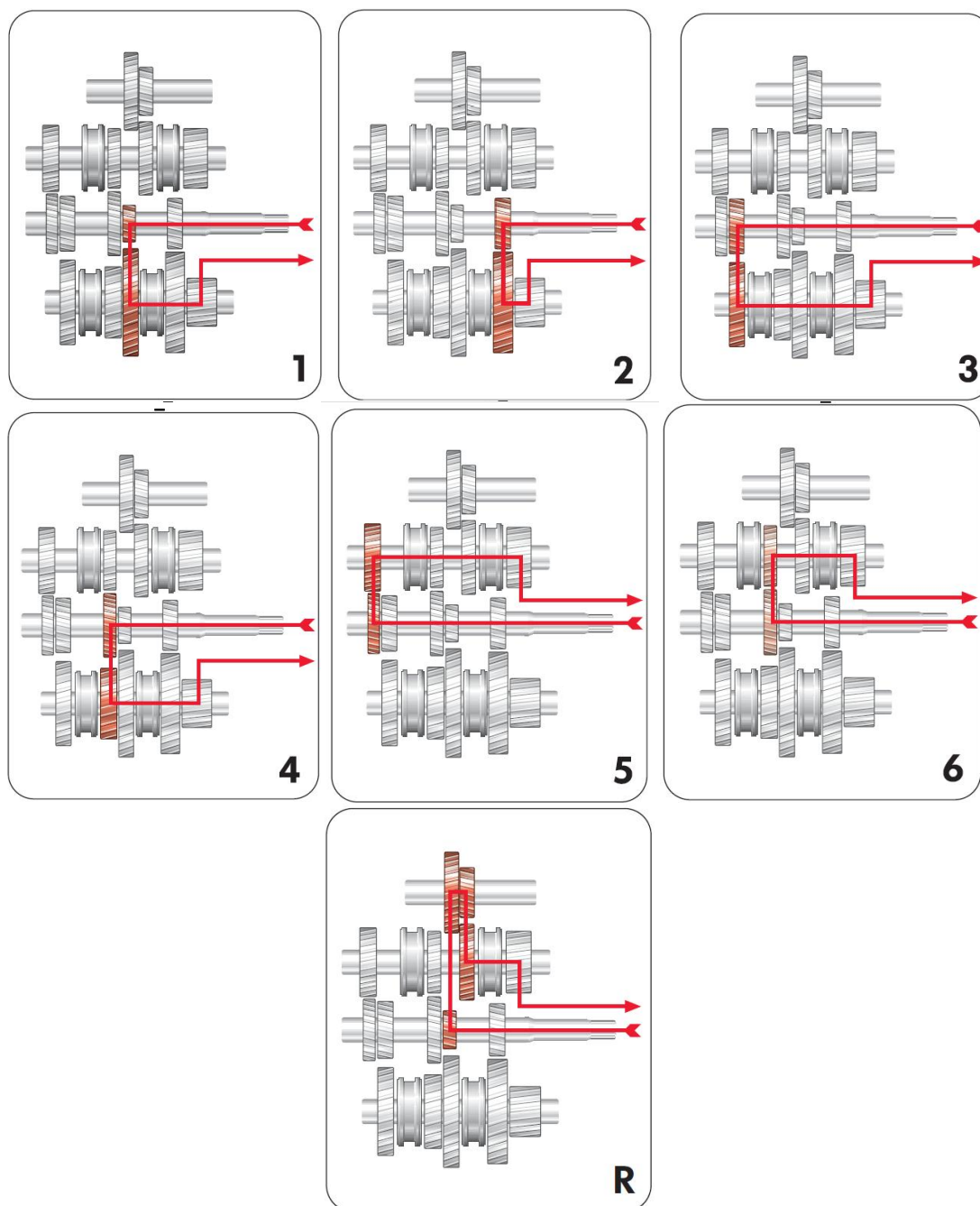


Ilustración 4. Esquemas de flujo de par para las diferentes marchas engranadas

2.5. Movimiento de los ejes

Tal y como están posicionados en la Ilustración 1, y mirándolos desde la sección que queda a la vista, el movimiento angular de los ejes es el siguiente;

- Árbol primario: antihorario

- Árbol secundario I: horario
- Árbol secundario II: horario
 - Cuando la marcha atrás está engranada: antihorario
- Árbol de marcha atrás: horario

2.6. Mecanismos de sincronización

Los sincronizadores estarán constituidos por dos cuerpos:

- El cuerpo principal: irá montado directamente sobre el eje, girando solidariamente con él, pudiendo deslizarse lateralmente. En él se alojarán los fiadores de bolas y sobre él se deslizará el cuerpo secundario. Su morfología le permite encajar con el cuerpo cónico del engranaje, con el fin de frenar o acelerar el engranaje que se pretende sincronizar
- El cuerpo secundario: Irá montado sobre el cuerpo principal, girando solidariamente con él. Podrá deslizarse lateralmente, accionado por el mecanismo selector, engranando con el sincronizador del engranaje, y quedando bloqueado en su nueva posición por el fiador de bola.

2.7. Mecanismo selector

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

CAPÍTULO 3.

ESPECIFICACIONES

BÁSICAS

3.1. Condiciones de funcionamiento

El motor más potente con el que se prevé que sea utilizada es el VW 2.0 TSI, que cubica 1984cc y eroga 140 kW de potencia máxima a 5000 min⁻¹ y 272 Nm de par máximo a 4500 min⁻¹.

3.2. Numero de marchas

La caja contará con 6 relaciones hacia delante y una hacia atrás.

Partiendo del modelo que ya existe, Scirocco 2.0 TSI, se prevé que el vehículo alcance una velocidad punta de 240 km/h. Las llantas de serie del modelo son de 17'', en las que se montan unos neumáticos 225/45 R17. Las 17 pulgadas de la llanta más los 45 mm de perfil de neumático hacen que la rueda tenga un radio de:

$$R = \frac{17 \cdot 25,4}{2} + 45 = 257,5 \text{ mm}$$

A la velocidad máxima del vehículo, la velocidad angular de las ruedas es

$$\omega = \frac{66,67 \text{ m/s}}{0,2575 \text{ m}} = 258,90 \text{ s}^{-1}$$

$$n = 2472 \text{ min}^{-1}$$

Suponiendo que la velocidad máxima se alcanza con el motor girando a régimen de máxima potencia, el régimen motor a velocidad máxima es de 5000 min^{-1} . Con ello, la relación de transmisión total con la marcha más larga engranada desde el motor al tren motriz es de:

$$i_{final} = \frac{5000}{2472} = 2,022$$

Sabiendo que la relación de transmisión del puente es de 1,844, la relación de transmisión de la última marcha deberá ser de:

$$i_6 = \frac{2,022}{1,844} = 1,0965$$

La elasticidad del motor es de:

$$E = \frac{n_p}{n_M} = \frac{5000}{4500} = 1,11$$

El campo de marcha será

$$C = E^{(Z-1)} = 1,11^{6-1} = 1,685$$

La pendiente máxima a superar por el motor (montado en el vehículo) será de unos 60°. Es un valor excesivo, pero hay que tener en cuenta que se trata de un motor muy potente, girando a régimen máximo en primera, y que no se tiene en cuenta la masa máxima remolcable por que se carece de ese dato.

$$F_{PM} = W * fr * \cos(\alpha) + W * \sin(\alpha)$$

Donde:

FPM: Fuerza que vence la pendiente máxima

W: Peso máximo admisible del vehículo

fr: coeficiente de fricción con el asfalto

α : pendiente máxima

El peso admisible del vehículo es de 1740 kg. El coeficiente de fricción con el asfalto (considerando asfalto liso) es de 0,01.

El resultado para Fpm es de 1958 N.

$$F_{PM} = M_{max} * \frac{1}{i_1} * \frac{1}{i_t} * \frac{1}{r}$$

Aislando de esta ecuación, obtenemos que $\frac{1}{i_1} * \frac{1}{i_t}$ es 1,848

Sabiendo que i_t es 1,844, tenemos

$$i_1 = \frac{i_{t1}}{i_t} = 0,2927$$

Conociendo este dato, podemos empezar a calcular la progresión de cambios. Se utilizará una progresión hipergeométrica, que se rige por lo siguiente:

$$C = \frac{i_1}{i_6} \qquad \beta = \frac{\alpha_j}{\alpha_{j+1}} \alpha_j = \frac{i_j}{i_{j+1}}$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 * \beta$$

$$\alpha_2 = \alpha_3 * \beta$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 * \beta$$

$$i_4 = i_5 * \alpha_4$$

$$i_3 = i_4 * \alpha_3$$

$$i_2 = i_3 * \alpha_2$$

$$i_1 = i_2 * \alpha_1$$

De ese modo, obtenemos las relaciones siguientes:

- $i_1 = 0,2927$
- $i_2 = 0,4750$
- $i_3 = 0,6998$
- $i_4 = 0,9191$
- $i_5 = 0,9116$
- $i_6 = 1,096$

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC1

Como se explicó anteriormente, los grupos de la V y IV marchas están situados sobre el eje II, que tiene una relación de transmisión al diferencial diferente, lo que compensa el escaso escalonamiento entre ambos.

n	i buscada	z1	z2	i real
1	0,2927	12	41	0,2927
2	0,475	19	40	0,4750
3	0,6998	28	40	0,7000
4	0,9191	34	37	0,9189
5	0,9116	31	34	0,9118
6	1,096	34	31	1,0968
R	0,2435	12	30	0,2435
		14	23	

Tabla 2. Relaciones de transmisión de los engranajes

Las relaciones de la 1 a la 4 van montadas sobre el eje I, y la 5 y 6 marchas sobre el eje II. Cada una tiene las relaciones de salida al diferencial siguientes:

Eje	i	z1	z2
I	0,2381	15	63
II	0,3016	19	63

Tabla 3. Relaciones de transmisión de los ejes con la corona diferencial

Con lo cual, las relaciones de salida de las marchas quedan:

n	i _{caja}	i _{eje}	i _{total}
1	0,2927	0,2381	0,0697
2	0,475		0,1131
3	0,6998		0,1666
4	0,9191		0,2188

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC1

5	0,9116	0,3016	0,2749
6	1,096		0,3306
R	0,2435		0,0734

Tabla 4 Relaciones de transmisión finales

Rueda	Z	Rueda	Z	Rueda	Z
P1	12	R1	41	R6	31
P2	19	R2	40	RA1	30
P3	28	R3	40	PA1	14
P4	34	R4	37	RA2	23
P5	31	R5	34		

Tabla 5. Relación de ruedas con su número de dientes

CAPÍTULO 4.

CONDICIONES DE DISEÑO

Sobre la caja, se tomará un coeficiente de minoración de resistencia de 1,2. Tratándose de un motor que se monta en modelos como el Scirocco o el Golf, y previendo futuras modificaciones por parte del usuario, se tomará un factor de mayoración de cargas de 1,5. En total se tomará un factor de seguridad de 1,8.



Ilustración 5. VW Golf y Scirocco. Ambos son los modelos en los que se montará la caja

4.1. Dentado de los engranajes

Para asegurar el buen funcionamiento de la caja, hemos de fijar la distancia entre ejes para todos los engranajes. Ello nos imposibilita usar módulos normalizados, puesto que debemos respetar las relaciones de transmisión. De ese modo, los módulos serán parejos para las ruedas que deban engranar entre sí, pero no serán los mismos para todos los engranajes.

4.1.1. Parámetros de generación

Los engranajes se tallarán con un ángulo de presión normal α_n de 20° , y con un ángulo de hélice β_a de 30°

Con ello, si calculamos el número límite de dientes para tallar sin desplazamiento,

$$Z_{lim} \approx 17 * \cos^3(\beta_a)$$

Tenemos que con menos de 11 dientes necesitaremos desplazar la herramienta. Como el número de dientes mínimo que tenemos es 12, podemos afirmar que ninguna rueda tendrá desplazamiento y que todas engranarán a cero.

- El ángulo aparente de generación: $tg \alpha_a = \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta_a}$

- Paso de base: $P_B = \pi * m_a * \cos \beta_a$
- Modulo normal: $m_n = m_a * \cos \beta_a$
- Paso primitivo: $P_p = \pi * m_a$
- Radio primitivo: $R = \frac{1}{2} * m_a * z$
- Radio de base: $R_B = R * \cos \alpha_a$
- Espesor de base: $e_B = \cos \alpha_a * \left(\frac{P_a}{2} + 2 * V * \operatorname{tg} \alpha_a + 2 * \operatorname{Rev} \alpha_a \right)$
- Altura de cabeza, altura de pie: $a_c = a_p = m_n$
- Radio de cabeza: $R_c = R + V + a_{po}$
 - Siendo $a_{po} = m_n$ (dentadura normal)
- Radio de fondo: $R_f = R + V - a_{co} - f$
 - $f = 0,25 * m_n$
- Angulo de apuntamiento: $ev \zeta_{ap} = \frac{e_b}{2 * R_b}$
- Apuntamiento: $R_{ap} = \frac{R_b}{\cos \zeta_{ap}}$
 - Los dientes tendrán apuntamiento si se cumple que $R_c \geq R_{ap}$; es lo que hay que evitar.

4.1.2. Datos de funcionamiento

Los datos de funcionamiento serán calculados para cada tren de engranajes:

- Angulo de presión de funcionamiento: $\cos \alpha'_a = \frac{R_{B1} + R_{B2}}{d_{1-2}}$
- Angulo de hélice de la circunferencia base: $\operatorname{tg} \beta_b = \cos \alpha_a * \operatorname{tg} \beta_a$
- Salto de base: $S_b = b * \operatorname{tg} \beta_b$
 - Siendo b el ancho de la rueda
- Grado de recubrimiento helicoidal: $\varepsilon_T = \varepsilon_r + \varepsilon_h$; Siendo:
 - $\varepsilon_h = \frac{S_b}{P_b}$
 - $\varepsilon_h = \frac{C_b}{P_b}$; Donde:
 - $C_b = \sqrt{R_{c2}^2 - R_{b2}^2} + \sqrt{R_{c1}^2 - R_{b1}^2} - (R_{b2} + R_{b1}) * \operatorname{tg} \alpha'_a$

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC1

Rueda	Z	ma	d	mn
P1	12	4,00	48,00	3,46
P2	19	3,59	68,27	3,11
P3	28	3,12	87,29	2,70
P4	34	2,99	101,52	2,59
P5	31	2,99	92,56	2,59
R1	41	4,00	164,00	3,46
R2	40	3,59	143,73	3,11
R3	40	3,12	124,71	2,70
R4	37	2,99	110,48	2,59
R5	34	2,99	101,52	2,59
R6	31	2,99	92,56	2,59
RA1	30	4,00	120,00	3,46
PA1	14	4,54	63,57	3,93
RA2	23	4,54	104,43	3,93

Tabla 6. Relación de engranajes con sus módulos aparentes, normalizados y diámetros primitivos

Con lo cual, las distancias entre los ejes quedan como sigue:

Ejes	d (mm)
EP-E1	106,00

EP-E2	97,04
EP-E3	84,00
E2-E3	84,00

Tabla 7. Distancias entre ejes

Para el caso de las salidas de par hacia el diferencial, tenemos los siguientes datos de las ruedas

Rueda	Z	ma	d	mn
D1	15	5,00	75,00	4,3301
D2	19	5,00	95,00	4,3301
CD1	63	5,00	315,00	4,3301

Tabla 8. Datos de los piñones y la rueda de la salida de par hacia el diferencial

Quedando sus distancias como puede verse en la tabla siguiente:

Ejes	d (mm)
E1-CD	195,00
E2-CD	205

Tabla 9. Distancias entre los ejes de las ruedas de la tabla anterior.

4.2. Distribución de los ejes

De acuerdo con los datos del apartado anterior, y tomando las distancias entre los centros que en él se especifican, la distribución espacial de los ejes queda como se observa en la imagen siguiente:

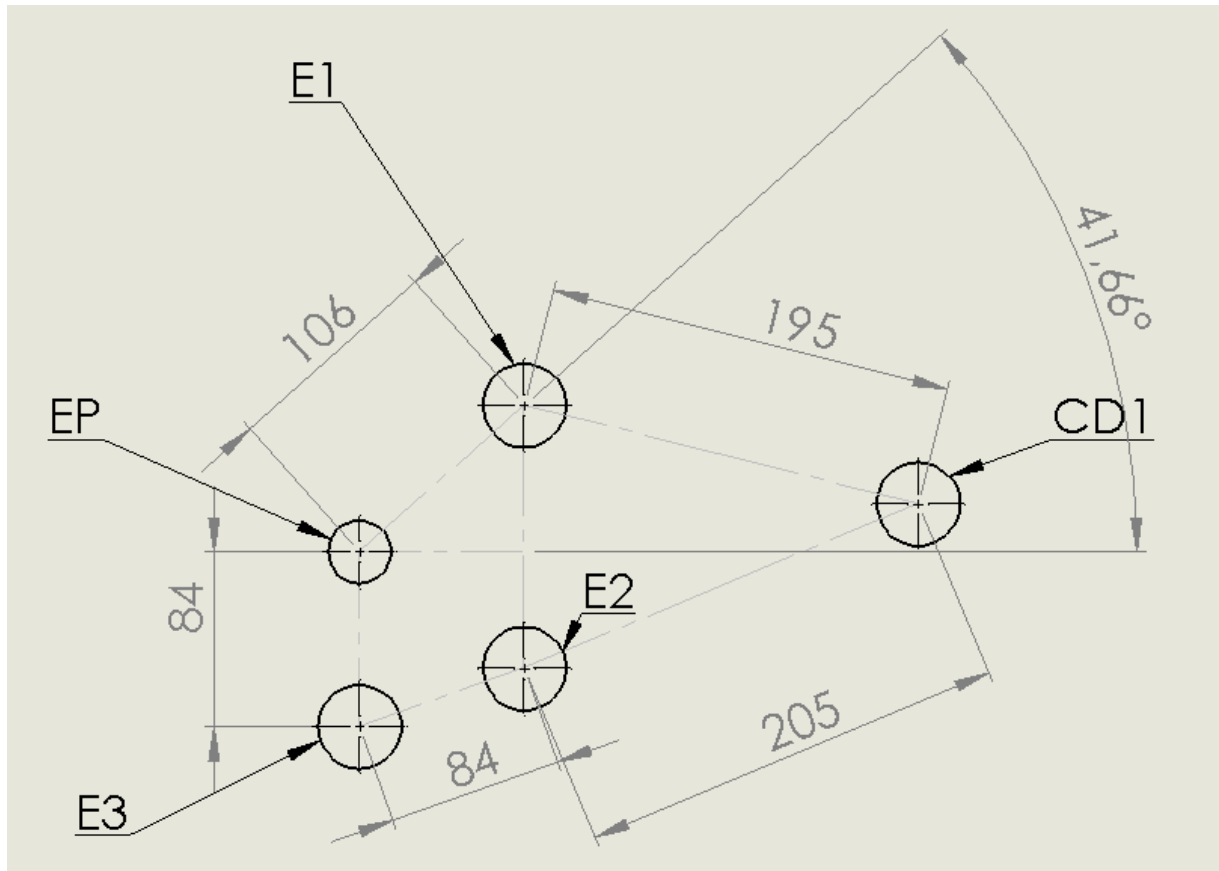


Ilustración 6. Croquis de distribución de los ejes.

CAPÍTULO 5.

CONDICIONES DE

RESISTENCIA

Se considerará que la caja de cambios aguanta si se cumplen las siguientes condiciones:

- Los dientes aguantan
- Los ejes aguantan
- El estriado del eje aguanta
- Los dientes del sincronizador aguantan
- Los rodamientos aguantan

5.1. Esfuerzos en los ejes

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

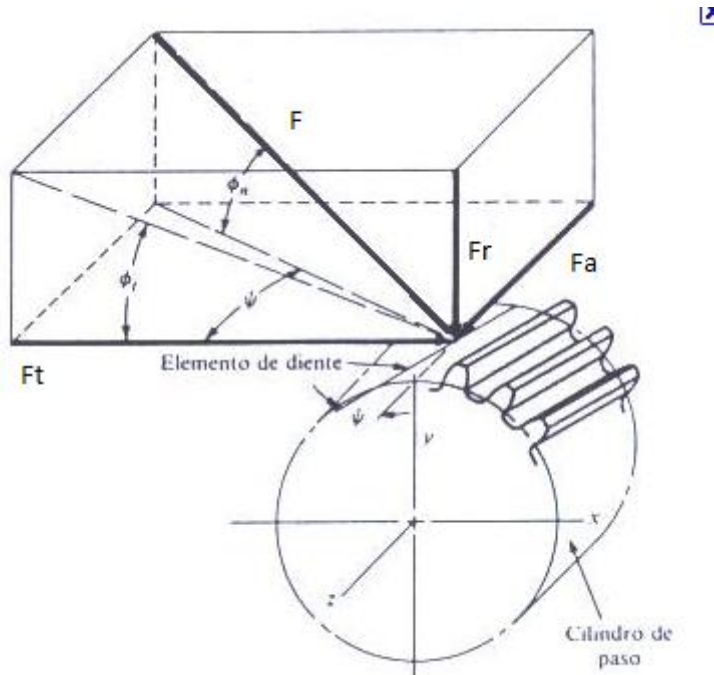


Ilustración 7. Esquema de la descomposición e fuerzas en un engranaje helicoidal

Donde:

F: Fuerza ejercida sobre el diente

$$F = \frac{2 * M_T}{d}$$

Ft: Fuerza tangencial: destinada a mover el engranaje

$$F_t = F * \cos \alpha_n * \cos \beta$$

Fr: Fuerza radial: tiende a separar los engranajes

$$F_r = F * \sen \alpha_n$$

Fa: Fuerza axial: tiende a mover los engranajes a lo largo de su eje de rotación

$$F_a = F * \cos \alpha_n * \sen \beta$$

5.1.1. Esfuerzos a cortante

Se tomará como tensión tangencial límite:

$$\tau_{lim} \approx 0,5 * \sigma_{lim}$$

La tensión tangencial debida a la transmisión del par viene dada por la ecuación

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

Donde:

τ : Esfuerzo tangencial soportado por la pieza

M_t : Par transmitido por el eje

W_t : Modulo resistente torsional de los ejes

El módulo de inercia torsional para un eje macizo se halla por medio de la fórmula:

$$W_t = \frac{\pi}{16} * d^3$$

No se considerará el esfuerzo tangencial provocado por la fuerza radial en el diente, por ser despreciable.

5.1.2. Esfuerzos normales

Los esfuerzos cortantes soportados por los ejes son los debidos a la descomposición de fuerzas en el diente y al momento flector que por ello se produce.

En este caso tendremos tres tipos de esfuerzos normales debidos a:

- La componente axial de la fuerza
- El momento flector de la componente axial
- El momento flector de la componente radial

5.1.3. Flector

Para calcular el esfuerzo que produce un momento flector se utilizará la ecuación:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_b}$$

Donde:

σ : Tensión normal soportada por el eje

M_f : Momento flector

W_b : Modulo resistente de área

El modulo resistente de área se puede encontrar por medio de la fórmula:

$$W_b = \frac{\pi}{32} * d^3$$

5.1.4. Normal

Para calcular el esfuerzo normal se tomará la ecuación

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

Donde:

F: es la fuerza axial

A: es el área del eje

5.1.5. Tensiones principales

Las tensiones principales se obtendrán por medio de la ecuación del circulo de Mohr, siendo ésta:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Donde:

$\sigma_{1,2}$: Tensiones principales

σ_x : Tensión normal en el eje X

σ_y : Tensión normal en el eje Y

τ_{xy} : Tensión tangencial en XY

5.1.6. Tensión equivalente

Para determinar si la pieza aguanta, se procederá siguiendo la teoría de von Mises-Hencky. Según esta teoría, la pieza no fallará mientras

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{lim}$$

Siendo σ_{eq} :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2}$$

5.1.7. Resistencia a fatiga

Para el cálculo de resistencia a fatiga, se procederá siguiendo el criterio de Sönderberg, según el cual, la pieza no fallará por fatiga si se verifica lo siguiente:

$$\sigma_m^S \geq \sigma_m^P$$

Siendo

$\sigma_m^P; \sigma_a^P$: Tensiones medias y de amplitud respectivamente de trabajo de la pieza

$$\sigma_m^S = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_a^P}{\sigma_m^P} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}}$$

Donde:

σ_f : Límite de fatiga de la pieza

σ_F : Límite de fluencia del material

5.2. Esfuerzos en los apoyos

El sistema eje-apoyos forma una estructura isoestática. Los esfuerzos axiales a lo largo de los ejes serán asumidos por un único rodamiento, colocado en uno de los extremos. En el otro extremo, se colocará un rodamiento capaz de absorber esfuerzos verticales, quedando el eje empotrado en uno de sus extremos y apoyado en el otro.

Los engranajes se colocarán de manera que los esfuerzos normales provocados por la transmisión de fuerzas vayan en una única dirección, cualquiera que sea la marcha engranada. De este modo, no será necesario empotrar ambos extremos y se simplificará el proceso de cálculo.

5.3. Esfuerzos en los dientes de los engranajes

5.3.1. Tensión de trabajo generada sobre el diente

Para determinarla se aplicarán las siguientes hipótesis de trabajo:

1. La fuerza de transmisión (F), actúa de forma puntual sobre la parte exterior de un solo diente, con una inclinación respecto a la horizontal de 20° y respecto al eje X de la rueda de (b) grados. Los componentes principales de esta fuerza serán:
 - a. Fuerza tangencial de transmisión (F_t), generadora de un esfuerzo de flexión transversal. Se expresa mediante las expresiones:
 $F_n = F \cdot \cos 20^\circ$
 $F_t = F_n \cdot \cos \beta = F \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos \beta$
 - b. Fuerza radial de transmisión (F_r): esta fuerza genera un esfuerzo de compresión. Se obtiene a partir de la expresión:
 $F_r = F \cdot \sin 20^\circ \approx 0,34 \cdot F$
 - c. Fuerza axial de transmisión (F_x): esta fuerza genera un esfuerzo de flexión longitudinal. Su valor será:
 $F_x = F_n \cdot \sin \beta = F \cdot \cos 20^\circ \cdot \sin \beta$
2. A efectos de cálculo, se supondrá que la componente tangencial de la fuerza, equivale a la componente total:
 $F_t = F$
3. Se supondrá también que el valor de las componentes radial y axial son nulas a efectos de cálculo. Por tanto, se despreciará el esfuerzo de compresión y el de flexión longitudinal.
 $F_n = 0$
4. Se considerará que el diente equivale a una barra de sección transversal rectangular uniforme fijada por un extremo para facilitar los cálculos. Sobre dicha barra, actúa una carga puntual constante capaz de generar un esfuerzo de flexión puro.
 En estas condiciones, la sección crítica será la base del diente. La tensión máxima generada en esta sección será:

$$\sigma = \frac{M_{\text{fmax}}}{W_{fx}} = \frac{F_t \cdot h}{\frac{b \cdot t^2}{6}} = \frac{F_t}{\frac{b \cdot t^2}{6 \cdot h}}$$

Si se multiplica y se divide por el paso circunferencial (a_c), la última igualdad no varía, quedando la expresión:

$$S = \frac{\frac{F_t}{b \cdot t^2}}{\frac{6 \cdot h}{a_c}} = \frac{\frac{F_t}{b \cdot t^2 \cdot a_c}}{\frac{6 \cdot h \cdot a_c}{a_c}} = \frac{F_t}{6 \cdot h \cdot (a \cdot \cos b)}$$

Teniendo en cuenta que el cociente $\frac{t^2}{6 h a}$ es el factor de forma de Lewis (y), la ecuación de Lewis para los engranajes helicoidales será:

$$S = \frac{F_t}{b \cdot y \cdot a_c \cdot \cos b}$$

La tensión de trabajo que deberá considerarse a efectos de cálculo será:

$$S_t = S \cdot C_d$$

Siendo:

S_t : tensión de trabajo generada en el diente (kp/cm²)

F_t : Fuerza tangencial de transmisión (kp)

C_d : coeficiente de divergencia de carga (adimensional)

b : Anchura del diente (cm)

y : factor de forma de Lewis (adimensional)

a_c : paso circunferencial de la rueda (cm)

b : ángulo de la hélice (°)

Se sabe también que el momento de rotación aplicado sobre la rueda será

$$M = F_t \cdot r = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$M = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

Siendo:

M : momento de rotación aplicado (kp·cm)

F_t : fuerza tangencial de transmisión (kp)

r : radio primitivo de la rueda (cm)

d : diámetro primitivo de la rueda (cm)

P : potencia de transmisión aplicada (CV)

n : velocidad angular de la rueda (rpm)

También se sabe que para una rueda dentada helicoidal, el diámetro primitivo se obtiene a partir de la expresión:

$$d = m_c \cdot z = \frac{a_c}{\pi} \cdot z$$

Sustituyendo esta ecuación en la expresión del momento y aislando al fuerza tangencial de transmisión se obtiene:

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d} = \frac{2 \cdot M}{\frac{a_c}{\rho} \cdot z} = \frac{2 \rho \cdot M}{a_c \cdot z}$$

Por último, sustituyendo esta expresión en la ecuación de Lewis y en la ecuación de la tensión de trabajo obtenemos una expresión equivalente a la anterior:

$$S_t = \frac{2 \rho M}{b y a_c^2 \cos b z} \cdot C_d$$

El factor de forma de Lewis para ruedas helicoidales depende de las siguientes variables:

- De la forma del perfil
- Del ángulo de presión adoptado (el normalizado de 20°)
- Del número virtual de dientes de la rueda (z_v): es una expresión simbólica que evalúa el número de dientes necesario de considerar a efectos de cálculo para determinar el factor de Lewis de una rueda helicoidal. Este dato se define mediante la expresión:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 b}$$

El factor de forma de Lewis para ruedas helicoidales depende de los siguientes parámetros:

- De la forma del perfil
- Del ángulo de presión (el normalizado es el de 20°)
- Del número virtual de dientes (z_v): es una expresión simbólica que evalúa el número de dientes necesario de considerar a efectos de cálculo para determinar el factor de Lewis de una rueda helicoidal. Este parámetro se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 b}$$

Para un perfil de evolvente y un ángulo de presión de 20°, los valores más usuales se recogen en la tabla 4:

z_v	y	z_v	y
	0,078	27	0,111
13	0,083	30	0,114
14	0,088	34	0,118
15	0,092	38	0,122
16	0,094	43	0,126
17	0,096	50	0,130
18	0,098	60	0,134
19	0,100	75	0,138
20	0,102	100	0,142
21	0,104	150	0,146
23	0,106	300	0,150
25	0,108	cremallera	0,154

Tabla 4. Factores de forma de Lewis para ruedas helicoidales

5.3.2. Rueda del engranaje más débil

Siempre se ha de diseñar para aquella rueda que trabaje en las condiciones más duras de transmisión. Teniendo esto en cuenta, se pueden realizar las siguientes consideraciones:

- Si el material de las ruedas del engranaje es el mismo, la rueda más débil será el piñón.

- En caso de que el material no sea el mismo, la rueda más débil será aquella que verifique el producto ($\sigma_{adm} \cdot Y$) menor.

5.3.3. Tensión dinámica admisible (S'_{adm})

La tensión dinámica admisible es el límite de resistencia mecánica del diente cuando la rueda funciona como un engranaje. Este valor es función de la velocidad tangencial de la rueda en un punto cualquiera situado sobre la circunferencia primitiva y su expresión es la siguiente:

$$S'_{adm} = S_{adm} \cdot \frac{43}{43 + \sqrt{v}}$$

Las unidades de la tensión admisible son kp/cm^2 y las de la velocidad lineal m/min .

5.3.4. Anchura necesaria del diente (b)

Para determinar la anchura del diente es necesario aplicar la ecuación de la resistencia mecánica, la cual nos dice que “la tensión de trabajo que actúa sobre el diente ha de ser menor o igual a la tensión dinámica admisible”:

$$S_t \leq S'_{adm}$$

Sustituyendo la expresión del trabajo en la anterior obtenemos:

$$b = \frac{2 p M}{S'_{adm} y a_c^2 \cos b z} \cdot C_d$$

Para que este valor de anchura sea aceptable ha de verificarse la siguiente condición:

$$x = \frac{b}{a}$$

$$4 < x < 6$$

Si el valor de la condición es inferior a 4 se adopta el siguiente:

$$b \gg 5 \cdot a$$

5.3.5. Resistencia al desgaste del diente

Será necesario aplicar la teoría de Buckingham para ruedas helicoidales para evaluar la resistencia al desgaste del diente. Esta teoría dice que para que la rueda tenga la suficiente resistencia al desgaste se ha de verificar la siguiente condición:

- La carga dinámica que actúa sobre el diente (F_d) ha de ser menor o igual a la carga admisible al desgaste del diente (F_w):

$$F_d \leq F_w$$

La carga dinámica actuante sobre el diente helicoidal se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$F_d = \frac{0,0744 \cdot v \cdot A' \cdot \cos b}{0,164 \cdot v + \sqrt{A'}} + F_t$$

Siendo:

$$A' = 0,3937 \cdot b \cdot C \cdot \cos^2 b + 2,2045 \cdot F_t$$

$$C = e^{\left(1,6 \sqrt{\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_r}} \right)}$$

Donde:

F_d : carga dinámica que actúa sobre el diente (kp)

v : velocidad tangencial de la rueda (m/min)

F_t : fuerza tangencial de transmisión (kp)

A : constante que simplifica la ecuación de la carga dinámica

b : anchura del diente (cm)

C : coeficiente de deformación de Buckingham

e : error cometido en el mecanizado del diente (cm)

E_p : módulo de elasticidad del piñón (kp/cm²)

E_r : módulo de elasticidad de la rueda (kp/cm²)

La carga admisible al desgaste superficial del diente se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$F_w = \frac{d \cdot b \cdot Q \cdot P_c}{\cos^2 b}$$

Siendo:

$$Q = \frac{2 \cdot Z_r}{\left(Z_p + Z_r \right)}$$

$$P_c = \frac{\sin a_n}{1,4} \cdot S_s^2 \cdot \frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_r}$$

$$\operatorname{tg} a_n = \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos b$$

$$S_s = 28 \cdot HB - 700$$

Donde:

F_w : carga admisible al desgaste superficial del diente (kp)

d : diámetro primitivo de la rueda (cm)

b : anchura del diente (cm)

Q : factor característico del número de dientes del engranaje

z_p : número de dientes del piñón

z_r : número de dientes de la rueda

P_c : presión de contacto entre dientes (kp/cm²)

s_s : límite de tensión al desgaste superficial (kp/cm²)

HB : dureza Brinell (kp/cm²)

Las durezas superficiales para ruedas dentadas más usuales son:

150HB - 200HB - 250HB - **300HB** - 350 HB - 400HB . . .

5.3.6. Resistencia mínima a la fatiga del diente

Para evaluar el grado de resistencia a la fatiga del diente Buckingham plantea la siguiente condición:

- La carga dinámica que actúa sobre el diente (F_d) ha de ser menor o igual a la carga admisible a la fatiga (F_f):

$$F_d \leq F_f$$

La carga admisible a la fatiga del diente se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$F_f = S_{adm} \cdot b \cdot y \cdot a$$

Donde:

F_f : carga admisible a la fatiga del diente (kp)

S_{adm} : tensión nominal admisible del material (kp/cm²)

- b: anchura del diente (cm)
- y: factor de forma de Lewis (adimensional)
- a: paso circular (cm)

5.3.7. Condiciones de resistencia del diente

Se han de verificar las siguientes condiciones con el fin de conseguir un correcto dimensionado del diente:

- Resistencia mecánica $S_t \leq S'_{adm}$
- Resistencia al desgaste $F_d \leq F_w$
- Resistencia a la fatiga $F_d \leq F_f$

5.3.8. Factor de divergencia de carga

Se trata de un factor adimensional que trata de compensar (de una forma bastante conservadora) la distribución no homogénea de fuerzas en la superficie del diente. Depende del ancho de la rueda en cuestión. De acuerdo con la bibliografía consultada, tenemos los siguientes valores:

b(mm)	Cd
50	1,6
150	1,7
250	1,8

Tabla 10. Cd en función de b

Pese a que desconocemos el ancho necesario de las ruedas, no es descabellado pensar que muy posiblemente no llegarán a 150 mm, por lo que tomaremos un Cd de 1,6.

5.4. Esfuerzos en los sincronizadores

Los sincronizadores soportan esfuerzos de la siguiente manera

- Los dientes del cuerpo cónico del engranaje transmiten el par a los dientes del cuerpo superior del sincronizador
- El cuerpo superior transmite el movimiento al cuerpo inferior a través de la estrías practicadas en sus superficies interior y exterior respectivamente
- El cuerpo inferior, transmite el movimiento al eje a través de las estrías practicadas en la superficie del eje y en la superficie interior del cuerpo inferior.

5.5. Estriados

Para el cálculo de los estriados de ambos cuerpos del sincronizador y del eje se procederá siguiendo las pautas del cálculo de ejes estriados, para todos los elementos.

De este modo, se determinará el número de estrías en base a lo siguiente.

$$n \approx \frac{\varnothing}{10}$$

Y se considerará que la pieza no fallará mientras se cumpla que

$$l \geq \frac{4 * M_t * FS}{d * b * h * \sigma_F * 0,75 * n}$$

Donde:

M_t : Par que transmite el estriado

d: Diámetro del eje

b: Anchura de la estría

h: Altura de la estría

n: Número de estrías

σ_F : Límite de fluencia del material

l: Longitud del estriado

5.6. Dientes del sincronizador

Los dientes del sincronizador y del cuerpo cónico del engranaje se calcularán de forma análoga a los dientes de los engranajes, despreciando la variación de par a lo largo del diámetro (por ser un objeto de revolución) y tomando su valor máximo como constante.

5.7. Rodamientos

5.7.1. *Calculo resistente*

Los rodamientos serán seleccionados según los esfuerzos que hayan de soportar.

Para ello, se considerará que los rodamientos aguantan si se cumple que:

$$l_{10} = \frac{C^p}{P}$$

Siendo:

l_{eq} : vida deseada del rodamiento a fatiga, en 10^6 revoluciones.

C: Capacidad de carga dinámica del rodamiento. Se especifica en catálogo para cada modelo.

P: Carga dinámica que soporta el rodamiento

p: exponente de duración del rodamiento

Para el caso que nos ocupa, el factor p es tiene un valor de $\frac{10}{3}$, correspondiente al trabajo bajo cargas dinámicas.

l_{eq} , se calculará para una vida aproximada de 500.000 km recorridos en marcha atrás, puesto que es la marcha que más par transmite, y con el motor girando a 4500 rpm, punto de máximo par. Ello redunda en:

- $1,3 \cdot 10^9$ revoluciones de las ruedas
- $1,8 \cdot 10^{10}$ revoluciones del eje EP
- $7,34 \cdot 10^{10}$ revoluciones del eje E2
- $4,44 \cdot 10^{10}$ revoluciones del eje E3

La carga dinámica P_o soportada por el rodamiento se calculará según la siguiente ecuación:

$$P_o = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}$$

Siendo:

P_{min} : El valor de la fuerza que soporta con el motor girando a ralentí

P_{max} : El valor de la fuerza que soporta con el motor girando a 4500rpm

Se aplicará la ecuación anterior tanto para los esfuerzos radiales como para los axiales. Posteriormente, se combinarán según la fórmula:

$$P = X P_r + Y P_a$$

Donde:

P: Carga real soportada por el rodamiento

P_r, P_a : Cargas radial y axial respectivamente

X, Y : Factores de carga radial y axial respectivamente

5.7.2. Selección de los rodamientos

Conocidos los datos del apartado anterior, se procederá a la selección del rodamiento más adecuado, de acuerdo con la ecuación:

$$f_L = \frac{C}{P} * f_n$$

En la que:

f_L : factor de vida del rodamiento

f_n : factor de velocidad

El factor de vida f_L es conocido. Para el caso de los componentes de un automóvil, se tomará 1,8.

El factor de velocidad f_n , se calculará siguiendo lo siguiente:

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 + \frac{1}{3}}{n}}$$

Donde:

n : número de revoluciones por minuto de trabajo. Se adoptará 6500, puesto que es donde está previsto el corte de inyección del motor, aunque no sea el caso más desfavorable.

Conocidos todos estos datos, se extraerá el valor de C , a partir del cual, se seleccionará el rodamiento mas adecuado.

CAPÍTULO 6. PRE-DISEÑO DEL TALLADO DE LAS RUEDAS

Tanto ruedas como ejes serán construidos en acero aleado F-1280, con una resistencia máxima a la tracción de 320 N/mm^2 .

El par que soporta cada eje para cada relación de marcha, con la fuerza tangencial que soporta la rueda que lo transmite, están recogidos en la siguiente tabla.

R	Marcha	i	d1	d2	Mt	Sobre el eje	Ft (kN)
1	P1→R1	0,2927	48,00	164,00	929,33	E1	11,33
2	P2→R2	0,4750	68,27	143,73	572,63	E1	7,97
3	P3→R3	0,7000	87,29	124,71	388,57	E1	6,23
4	P4→R4	0,9189	101,52	110,48	296,00	E1	5,36
5	P5→R5	0,9118	92,56	101,52	298,32	E2	5,88
6	P4→R6	1,0968	101,52	92,56	248,00	E2	5,36
R1	P1→RA1	0,4000	48,00	63,57	680,00	E3	21,39
R2	PA1→RA2	0,6087	63,57	104,43	1117,14	E2	21,39

Tabla 11. Par y fuerzas máximas para cada eje.

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC1

En negrita están representados los mayores valores de par y fuerzas tangenciales, que serán tomados como casos más desfavorables de funcionamiento para el cálculo de los ejes.

El caso del eje E3 es especial, puesto que sus dos engranajes giran solidariamente y transmiten movimiento a la vez. Ello será tenido en cuenta a la hora de calcularlo.

En orden de marcha a régimen de par máximo, los esfuerzos sobre las ruedas de los ejes que más sufren son:

Rueda	F (kN)	Ft (kN)	Fa (kN)	Fr (kN)
E1	33,14	11,33	6,54	4,76
E3	62,55	21,39	12,35	8,99
E2	62,55	21,39	12,35	8,99

Tabla 12. Relación de esfuerzos sobre las ruedas que más sufren de cada eje.

De forma análoga a lo anterior, se han hallado las cargas de funcionamiento a régimen de máximo par para las ruedas D1 y D2.

Eje	i	d1	d2	Mt	Ft (kN)
D1	0,2381	75,00	315,00	929,33	24,78
D2	0,3016	95,00		1117,14	23,52

Tabla 13. Par y fuerza tangente de sobre las ruedas D1 y D2

Rueda	F (kN)	Ft (kN)	Fa (kN)	Fr (kN)
D1	72,46	24,78	14,31	10,42
D2	68,76	23,52	13,58	9,88

Tabla 14. Relación de esfuerzos sobre las ruedas D1 y D2.

CAPÍTULO 7.

PLANIFICACIÓN

7.1. Diagrama de Gantt

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE SEIS MARCHAS

PFC1

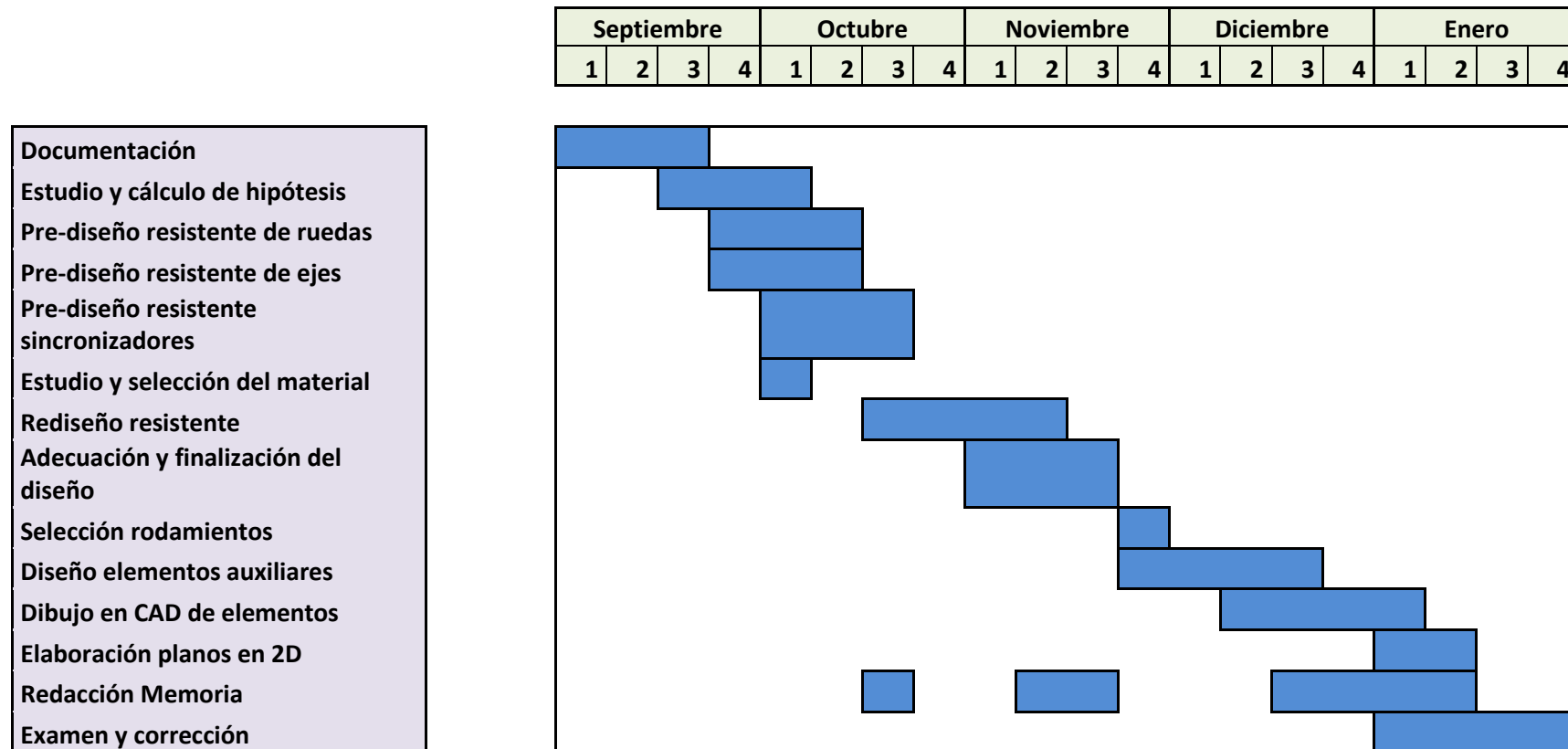


Tabla 15. Diagrama de Gantt para el desarrollo del proyecto

CAPÍTULO 8.

BIBLIOGRAFIA

1. NORTON, RL. “Diseño de maquinas”. Ed. Prentice Hall
2. BESSA, GINER, RÓDENAS, TARRACÓN, VALERO. “Componentes de máquinas. Fatiga de alto ciclaje. Problemas y ejercicios resueltos”. Pearson Educación S.A.
3. CALERO PÉREZ, R: CARTA GONZALEZ, J.A. “Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros”. Ed. Mc Graw Hill.
4. Dani “Meganeboy”. MECANICA Virtual, (Febrero 2001)
<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm> (Actualizado 4 Julio 2010)