

eman 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 3: ANEXO DE CALCULOS

3.1 DATOS DE PARTIDA	3
3.2 DINÁMICA DEL VEHICULO	4
3.2.1 Resistencia por rodadura	4
3.2.2 Resistencia por pendiente.....	5
3.2.3 Resistencia por la inercia	5
3.2.4 Resistencia aerodinámica	6
3.3 EMBRAGUE	8
3.3.1 Material del embrague	8
3.3.2 Dimensionamiento del embrague.....	9
3.3.3 Elección del embrague.....	11
3.3.4 Estriado del embrague	12
3.4 CAJA DE CAMBIOS	15
3.4.1 Relaciones de transmisión	15
3.4.1.1 Gráfica de velocidades.....	19
3.4.2 Comprobación de la 1ª y 6ª marcha.....	20
3.4.2.1 Comprobación de la 1ª marcha	20
3.4.2.2 Comprobación de la 6ª marcha	22
3.4.3 Calculo de los engranajes	23
3.4.3.1 Numero de dientes de los engranajes.....	23
3.4.3.2 Módulo de los engranajes	28

3.4.3.3	Calculo de los engranajes marcha atrás	34
3.4.3.4	Dimensionamiento de los engranajes	36
3.4.3.5	Fuerzas sobre los dientes	39
3.4.3.6	Comprobación del piñón a resistencia	43
3.4.4	Calculo de los ejes	49
3.4.4.1	Eje primario	51
3.4.4.2	Eje intermediario	53
3.4.4.3	Cálculos diámetro del eje intermedio	67
3.4.4.4	Eje secundario	70
3.4.4.5	Cálculos diámetro del eje secundario	85
3.4.5	Calculo de los rodamientos	89
3.4.5.1	Eje intermedio	89
3.4.5.2	Eje secundario	100
3.4.5.3	Eje primario	109
3.4.5.4	Elección rodamientos para las ruedas locas del eje secundario	110
3.4.6	Dimensionamiento de los sincronizadores	115
3.4.6.1	Longitud del estriado	116
3.4.7	Chavetas	120
3.5	EJE DE TRANSMISIÓN.....	125
3.6	JUNTAS CARDÁN	129
3.7	DIMENSIONES DEL DIFERENCIAL	131

3.1 DATOS DE PARTIDA

Para proceder con los cálculos de los componentes de la transmisión del Mercedes Clase C 180 (2015), es necesario conocer los datos de partida de los que se dispone, que son las especificaciones técnicas facilitas por el cliente.

Los datos se han obtenido de la página web www.coche.net

DATOS DE PARTIDA	
Tipo de tracción	Trasera
Tipo de motor	4 cilindros en línea
Caja de cambios (nº marchas)	Manual, 6 velocidades y 1 hacia atrás
Potencia (CV-kW/rpm)	156-115/5300
Par motor máximo (Nm/rpm)	250/4000
Velocidad máxima (km/h)	223
Aceleración (0-100 km/h)/(s)	8,2
Peso vehículo (kg)	1395
Carga máxima vehículo (kg)	1970

Tabla 3.1: datos de partida

RELACIÓN DE TRANSMISIONES	
1º Marcha	4,75
2º Marcha	2,46
3º Marcha	1,62
4º Marcha	1,24
5º Marcha	1
6º Marcha	0,79
Marcha atrás	4,5

Tabla 3.2: relaciones de transmisión

3.2 DINÁMICA DEL VEHICULO

En este primer apartado se analizarán y calcularán las fuerzas resistentes que se oponen al movimiento del vehículo. Estos cálculos se han obtenido según el libro de Francisco Muñoz Gracia, y se describen cuatro fuerzas resistentes. Esta fuerza se calcula utilizando la siguiente fórmula:

3.2.1 Resistencia por rodadura

Esta fuerza resistente se crea porque las ruedas están en contacto con una superficie. El neumático se deforma debido al peso del vehículo, y al ponerse en movimiento se crea un roce entre la rueda y el asfalto. Para el cálculo de la resistencia:

$$R_r = (P + P_{Max}) \cdot \mu_r \quad \text{Formula 3.1}$$

R_r: resistencia por rodadura (kg)

P: peso del vehículo (kg)

P_{Max}: carga máxima del vehículo (kg)

μ_r: coeficiente de rodadura del asfalto (0,03)

Según las especificaciones técnicas, el peso del vehículo es de 1395 kg, y puede soportar una carga máxima 575 kg. Para los casos en el que el vehículo va a circular por asfalto, el valor de *μ_r* está normalizado y es de 0,03. Por lo tanto:

$$R_r = (1395 + 575) \cdot 0,03 = 59,1 \text{ kg}$$

3.2.2 Resistencia por pendiente

Es la resistencia que se opone al automóvil subiendo un tramo ascendente. Las pendientes ascendentes son expresadas en tanto por ciento, que significa la variación de la altura en relación al avance realizado.

$$R_p = (P + P_{Max}) \cdot \frac{x}{100} \quad \text{Fórmula 3.2}$$

R_p : resistencia por pendiente (kg)

P : peso del vehículo (kg)

P_{Max} : carga máxima del vehículo (kg)

x : pendiente máxima del 30%

Según las especificaciones técnicas, el peso del vehículo es de 1395 kg, y puede soportar una carga máxima 575 kg. La pendiente máxima que se ha fijado en este proyecto es del 30%.

$$R_p = (1395 + 575) \cdot \frac{30}{100} = 591 \text{ kg}$$

3.2.3 Resistencia por la inercia

La inercia es la propiedad que tienen los objetos de permanecer en su estado, ya sea en estado de reposo o movimiento. Por lo tanto, se produce cuando hay variaciones de velocidad.

El incremento de velocidad máximo que puede sufrir el Clase C 180, es de 0 a 100 km/h en un tiempo de 8,2 segundos, y un peso de 1395 kg.

$$R_i = P \cdot a \quad \text{Fórmula 3.3}$$

$$v = v_0 + a \cdot t \quad \text{Fórmula 3.4}$$

R_i : resistencia por la inercia (kg)

P : peso del vehículo (kg)

a : aceleración (m/s^2)

t : tiempo (s)

v : velocidad del vehículo (m/s)

v_0 : velocidad inicial del vehículo (m/s)

El vehículo necesita un promedio de 8,2 segundos para alcanzar los 100 km/h, partiendo del estado de reposo, es decir 0 km/h. De la fórmula 3.4 obtenemos:

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

$$a = \frac{v}{t} = \frac{27,77 m/s}{8,2 s} = 3,38 m/s^2$$

Una vez obtenido el valor de la aceleración del automóvil, se procede con el cálculo de la resistencia por inercia, utilizando la fórmula 3.3:

$$R_i = 1395 \cdot 3,38 = 4715,1 N$$

$$R_i \rightarrow 4715,1 N \cdot \frac{1 kg}{9,81 N} = 480 kg$$

3.2.4 Resistencia aerodinámica

La resistencia aerodinámica es la fuerza opuesta que ejerce el aire cuando el automóvil está en movimiento. Esta resistencia depende de las dimensiones, la forma, la velocidad a la que circula el vehículo y la densidad del aire. Este valor se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$R_a = \frac{\delta \cdot C \cdot S \cdot V_{max}^2}{2 \cdot g} \quad \text{Fórmula 3.5}$$

R_a : Resistencia aerodinámica (kg)

C : Coeficiente obtenido por el fabricante (0,31)

S : superficie transversal del vehículo (m^2)

δ : peso específico del aire ($1,2 \text{ kg/m}^3$)

V_{Max} : velocidad máxima del vehículo (km/h)

g : gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$)

La velocidad máxima del automóvil, las dimensiones necesarias y el coeficiente necesario se obtienen de las especificaciones del cliente, por lo tanto:

$$V_{max} = 223 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} = 61,94 \text{ m/s}$$

$$S = \frac{1588 \text{ mm} \cdot 1442 \text{ mm}}{1000^2} = 2,28 \text{ m}^2$$

$$R_a = \frac{1,20 \cdot 0,31 \cdot 2,28 \cdot 61,94^2}{2 \cdot 9,81} = 160,50 \text{ kg}$$

3.3 EMBRAGUE

El embrague es el elemento encargado de transmitir la potencia del motor a la caja de cambios. Mediante este elemento, el conductor del vehículo decide cuando acoplar y desacoplar los ejes para cesar la transmisión de potencia, y de este modo poder ejecutar los cambios de marcha que sean necesarios, sin dañar la caja de velocidades.

En este proyecto se va a diseñar un embrague de fricción. El acople de los ejes se hace de forma suave, evitando movimiento bruscos que puedan dañar la caja de cambios. Gracias a las superficies de los discos la potencia se transmite por la fricción entre ellas.

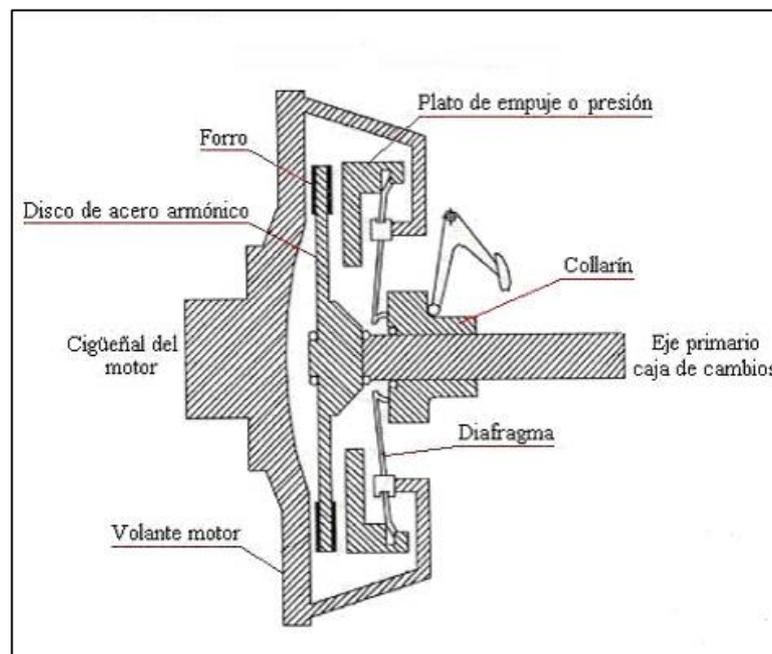


Imagen 3.1: embrague de fricción

3.3.1 Material del embrague

El material utilizado para la fabricación de los discos del embrague debe permitir un acoplamiento suave y progresivo. Por ello en el sector de la automoción los embragues están compuestos principalmente por un material orgánico que está formado a su vez de fibras de metal entrelazadas, con tejido compactado de aramida.

Este material permite que el embrague tenga un vida útil larga y también la opción de trabajar a altas temperaturas.

3.3.2 Dimensionamiento del embrague

Para el cálculo del embrague es necesario determinar el radio exterior y el radio interior del disco. Esta superficie será la que este en contacto con el volante de inercia y así permitir el flujo de potencia. Según el autor F.M. Gracia el valor del par máximo transmitido por el embrague se multiplica por un coeficiente de seguridad, de esta manera el trabajo del disco se verá reducido. Para el cálculo de las dimensiones del embrague se necesitan las siguientes formulas:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{N}{2.75 \cdot P_{max} \cdot \mu}} \quad \text{Fórmula 3.6}$$

$$R_{int} = 0.7 \cdot R_{ext} \quad \text{Fórmula 3.7}$$

R_{ext} : radio exterior del embrague (cm)

R_{int} : radio interior del embrague (cm)

N : par máximo del motor (kg·cm)

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

μ : coeficiente de rozamiento (0,4)

El par máximo que transmite el motor es de 250 Nm, pero como se ha comentado anteriormente, este valor se multiplica por un coeficiente de seguridad de 1,5 para reducir el trabajo en los discos del embrague.

$$N = 1,5 \cdot 250 = 375 \text{ Nm}$$

$$375 \text{ Nm} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9.81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 3822,63 \text{ kgcm}$$

Aplicando las formulas 3.6 y 3.7 obtenemos:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{3822,63}{2,75 \cdot 2,4 \cdot 0,4}} = 11,31 \text{ cm}$$

$$R_{int} = 0,7 \cdot 11,31 = 7,92 \text{ cm}$$

Se utilizará la hipótesis a desgaste uniforme, ya que es más conservadora que la hipótesis de presión constante que únicamente es válida en embragues nuevos. Se calculará la presión, la fuerza axial y el par torsor:

- Calculo de la presión:

Todos los datos son conocidos así que se procede al cálculo directo:

$$P = P_{max} \cdot \frac{R_{int}}{R_{ext}} \quad \text{Fórmula 3.8}$$

$$P = 2,4 \cdot \frac{7,92}{11,31} = 1,68 \text{ kg/cm}^2$$

- Calculo de la fuerza axial

Todos los datos son conocidos así que se procede al cálculo directo:

$$F_{axial} = 2\pi \cdot P_{max} \cdot R_{int} \cdot (R_{ext} - R_{int}) \quad \text{Fórmula 3.9}$$

$$F_{axial} = 2\pi \cdot 2,4 \cdot 7,92 \cdot (11,31 - 7,92)$$

$$F_{axial} = 404,87 \text{ kg}$$

- Calculo del par torsor

$$T_{roz} = \frac{n \cdot \mu \cdot F_{axial} \cdot (R_{ext} + R_{int})}{2} \quad \text{Fórmula 3.10}$$

Donde n es el número de caras, que son 2.

$$T_{roz} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 404,87 \cdot (11,31 + 7,92)}{2}$$

$$T_{roz} = 3114,26 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_{roz} = 3114,26 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 305,51 \text{ Nm}$$

$$305,51 \text{ Nm} > 250 \text{ Nm}$$

Como el par torsor que ejerce el embrague con la presión (T_{roz}) es mayor que el par que transmite el motor, el embrague será capaz de transmitir el par en su totalidad a la caja de cambios.

3.3.3 Elección del embrague

Del catálogo de SACHS se selecciona un embrague:

MERCEDES-BENZ

C-KLASSE (W202)		03.93 - 05.00								
C 250 Turbo-D (202.128)	10.95-05.00	OM605.960		3000 824 202		240	26			
				1863 869 012	Nadellager / Needle Bearing	(91)	28			
				6284 600 108						
C-KLASSE Kombi / Estate (S202)		06.96 - 03.01								
C 180 T (202.078)	06.96-09.00	M111.920		3000 705 001	Getr. Nr. / GBox No.: ->717.416.6.410204 für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(196)	26			
				3000 705 102	Getr. Nr. / GBox No.: 717.416.6.410205-> für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(196)	26			
				3000 317 001	->Mot. 027960 für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel Fahrzeug kann mit unterschiedlichen Kupplungsgrößen ausgerüstet sein / vehicle can be mounted with different clutch sizes	(196) (36)	26			
				3000 773 001	->Mot. 154485 für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel Fahrzeug kann mit unterschiedlichen Kupplungsgrößen ausgerüstet sein / vehicle can be mounted with different clutch sizes	(196) (36)	26			
				3000 824 101	Mot. 154486-> für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel	(196)	26			
				1863 869 010	Kugellager / Ball Bearing	(65)	35			
				1863 869 011	Mot. 027961 - Mot. 154485 mit Gehäuse / with housing Kugellager / Ball Bearing	(206) (65)	50			
				1863 869 012	Mot. 154486-> Nadellager / Needle Bearing	(91)	28			
				M111.921	3000 705 102	für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(196)	26		
				M111.921	3000 824 101	für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel	(196)	26		
				M111.921, M111.920	1863 869 010	Kugellager / Ball Bearing	(65)	35		
				M111.921, M111.920	1863 869 012	Nadellager / Needle Bearing	(91)	28		
				M111.920	6284 600 108					
			C 180 T (202.081)	09.00-03.01	M111.952		3000 951 799		215	26
							3182 997 803	Getr. Nr. / GBox No.: ->1 821792 Immer erneuern / Renew everytime	(61)	
	3182 997 802	Schaltgetriebe sequentiell / Sequential Manual Transmission mit Sensor / with sensor Füllmedium: Mineralöl / Fill Medium: Mineral Oil Immer erneuern / Renew everytime				(104) (210) (54) (61)				
	6284 600 108									

Imagen 3.2: catalogo SACHS

El diámetro del embrague seleccionado es de 228 mm, es suficiente ya que el radio del embrague que se necesita es de 113,1 mm, por lo tanto el diámetro necesario es de 226,2 mm.

3.3.4 Estriado del embrague

Como se ha mencionado anteriormente, la salida del embrague está conectada con el eje primario de la caja de cambios, que es la entrada de potencia a esta. Es por eso que en el eje primario se va a colocar un estriado, permitiendo así la transmisión de potencia. Para el cálculo de la longitud de estriado se aplica la norma DIN 5480, que expresa lo siguiente:

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot p \cdot z} \quad \text{Fórmula 3.11}$$

L_t : longitud de estriado (mm)

k : factor de soporte (1,15)

F_u : fuerza tangencial en el eje (N)

h : altura portante de los nervios (mm)

p : presión en los flancos (100 N/mm²)

z : número de nervios

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
6	10	8	6	6										
7	12	10	8	7										
8	14	12	9	8	6									
9	16	13	10	10	7									
10	18	15	12	11	8	6								
11	20	17	13	12	9	7								
12	22	18	14	13	10	8	6							
13	24	20	16	15	11	9	7	6						
14	26	22	17	16	12	10	8	6						
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6					
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6					
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7					
18	34	28	22	21	16	13	10	9	7					
19	36	30	24	22	17	14	11	9						
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6				
21	40	34	26	25	19	15	12	10						
22	42	35	28	26	20	16	13	11	9	7	6			
23	44	37	29	27	22	17	14	12						
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						
27	52	44	34	32	26	20	16	14						
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		
33	64	54	42	40	32	25	20	17						
34	66	55	44	41	32	26	21	18						
35	68	57	45	42	34	26	22	18	16	12	10	7		
36	70	58	46	44	34	27	22	19						
37	72	60	48	45	36	28	23	20	17	13	11	8		
38	74	62	49	46	36	29	24	20	18	14	11	8		
39	76	64	50	47	38	30	24	21						

Tabla 3.3: número de dientes según el diámetro del eje

El diámetro del eje es de 35 mm y el módulo 1 mm, por lo tanto el número de dientes es de 34.

Es necesario calcular la fuerza tangencial que se dará en el eje, aplicando la siguiente formula:

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje\ prim.}} \quad \text{Formula 3.12}$$

$$F_u = \frac{305510}{35} = 17457,71 \text{ N}$$

Por lo tanto, una vez obtenido el valor de la fuerza tangencial sobre el eje primario, se calcula:

$m=1 \text{ mm}$ $\varnothing=35 \text{ mm}$ $z= 34 \text{ dientes}$

$$L_t = 1,15 \cdot \frac{17457,71}{1 \cdot 34 \cdot 100} = 5,91 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}$$

3.4 CAJA DE CAMBIOS

Este elemento es el encargado de realizar la transformación del par motor según las necesidades del usuario. Está compuesta de diferentes elementos como los engranajes, ejes, rodamientos y sincronizadores.

Los engranajes son los encargados de establecer la relación de transmisión que sea requerida por el fabricante. Esta caja está compuesta por 6 marchas hacia adelante y 1 marcha hacia atrás. Como se ha mencionado anteriormente, la relación de transmisión está establecida por el fabricante, y en base a estos datos se dimensionaran los engranajes para cumplir en la manera de lo posible estos criterios.

La caja de cambios tiene que ser capaz de superar las resistencias previamente calculadas en el apartado 3.2 de este documento. Las primeras marchas tendrán más fuerza permitiendo subir las pendientes, del mismo modo que las marchas más altas tendrán menos fuerza pero más velocidad que las primeras.

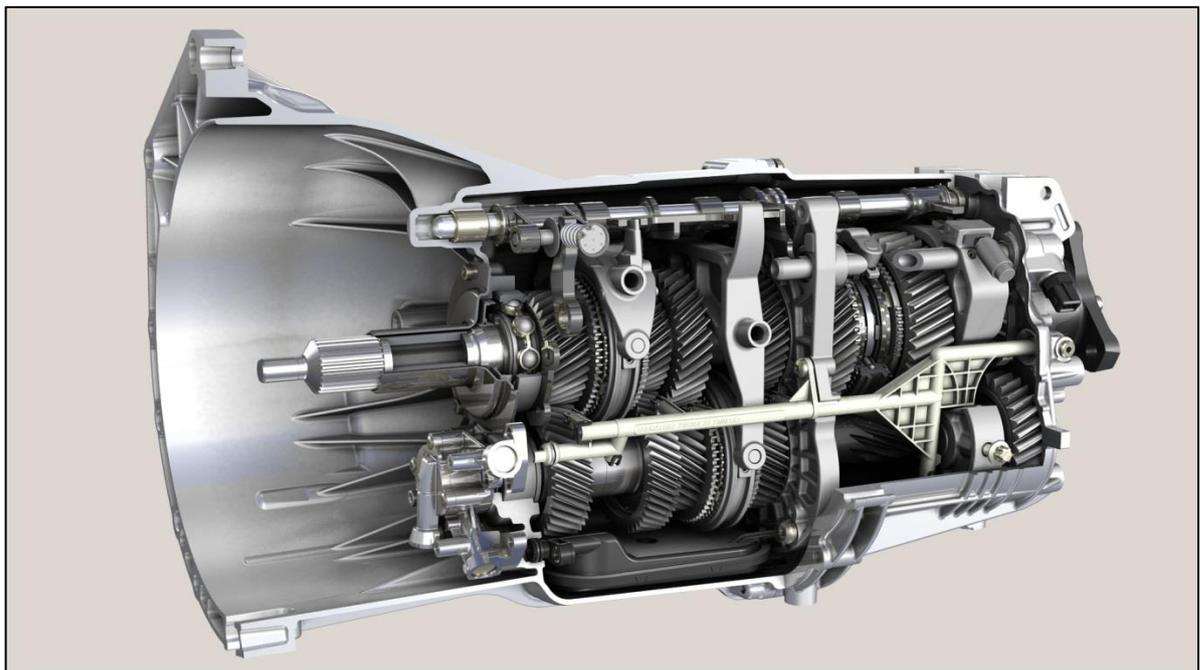


Imagen 3.3: caja de cambios

3.4.1 Relaciones de transmisión

En este apartado se procede al cálculo de la relación del diferencial, que es necesario para el cálculo de la desmultiplicación del par motor a las ruedas.

El autor F.M. Gracia define lo siguiente en su libro:

$$w_{rueda} = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot \phi_{rueda}} \quad \text{Fórmula 3.13}$$

$$r_{dif} = \frac{w_{motor}}{i_6 \cdot w_{rueda}} \quad \text{Fórmula 3.14}$$

w_{rueda} : velocidad angular de la rueda (rpm)

v_{max} : velocidad máxima del vehículo (m/s)

ϕ_{rueda} : diámetro de la rueda (m)

r_{dif} : relación diferencial

w_{motor} : velocidad angular del motor (rpm)

i_6 : relación de transmisión de la 6ª marcha.

Para calcular la velocidad angular de las ruedas, los datos se obtienen de la ficha técnica del vehículo. Aun así, para obtener el diámetro de las ruedas es necesario hacer unos cálculos, y para ello se necesitan los siguientes datos del neumático: 205/55 R16. Esta nomenclatura quiere decir lo siguiente:

- El neumático tendrá 205 mm de ancho.
- Perfiles del 55% de ancho.
- La llanta tiene un radio de 16 pulgadas.

Con estos datos conseguimos el diámetro de la rueda del vehículo:

$$\phi_{rueda} = 16 \text{ pulgadas} \cdot \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulgada}} + 2 \cdot 0.55 \cdot 205 = 631,9 \text{ mm} \rightarrow 0,6319 \text{ m}$$

Una vez obtenido el valor del diámetro de las ruedas, se procede con el cálculo de la relación del diferencial, con las fórmulas 3.13 y 3.14. El valor de la velocidad máxima es de 61,94 m/s calculado en el apartado 3.2.4 de este documento.

$$w_{rueda} = \frac{61,94 \cdot 60}{\pi \cdot 0,6319} = 1872,08 \text{ rpm}$$

La velocidad máxima de la rueda será de 1872,08 rpm, cuando el motor proporciona un par a 5300 rpm en la 6 marcha que tiene una relación de transmisión de 0,79:

$$r_{dif} = \frac{5300}{0,79 \cdot 1872,08} = 3,5836$$

Con los datos obtenidos en los cálculos anteriores se puede conseguir la velocidad angular de las ruedas en cada marcha, y por lo tanto la velocidad del coche en cada marcha:

$$w_{rueda} = w_{motor} \cdot \frac{1}{r_{dif} \cdot i_{cm}} \quad \text{Fórmula 3.15}$$

$$v_{vehiculo} = w_{rueda} \cdot R_{rueda} \quad \text{Fórmula 3.16}$$

w_{rueda} : velocidad angular de la rueda (rpm)

w_{motor} : velocidad angular del motor (rpm)

r_{dif} : relación diferencial

i_{cm} : relación de transmisión de cada marcha

R_{rueda} : radio rueda del vehículo (m)

Primer se va a calcular la velocidad angular de las ruedas en cada marcha con la fórmula 3.15, posteriormente, con la relación de la fórmula 3.16 se obtiene la velocidad del vehículo en cada marcha:

1ª marcha:

$$w_1 = 5300 \cdot \frac{1}{4,75 \cdot 3,5836} = 311,36 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{311,36 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 37,08 \text{ km/h}$$

2ª marcha:

$$w_2 = 5300 \cdot \frac{1}{2,46 \cdot 3,5836} = 601,203 \text{ rpm}$$

$$v_2 = \frac{601,203 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 71,6 \text{ km/h}$$

3ª marcha:

$$w_3 = 5300 \cdot \frac{1}{1,62 \cdot 3,5836} = 912,93 \text{ rpm}$$

$$v_3 = \frac{912,93 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 103,72 \text{ km/h}$$

4ª marcha:

$$w_4 = 5300 \cdot \frac{1}{1,24 \cdot 3,5836} = 1192,71 \text{ rpm}$$

$$v_4 = \frac{1192,71 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 142,04 \text{ km/h}$$

5ª marcha:

$$w_5 = 5300 \cdot \frac{1}{1 \cdot 3,5836} = 1478,96 \text{ rpm}$$

$$v_5 = \frac{1478,96 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 176,13 \text{ km/h}$$

6ª marcha:

$$w_6 = 5300 \cdot \frac{1}{0,79 \cdot 3,5836} = 1872,10 \text{ rpm}$$

$$v_6 = \frac{1872,1 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 222,95 \text{ km/h}$$

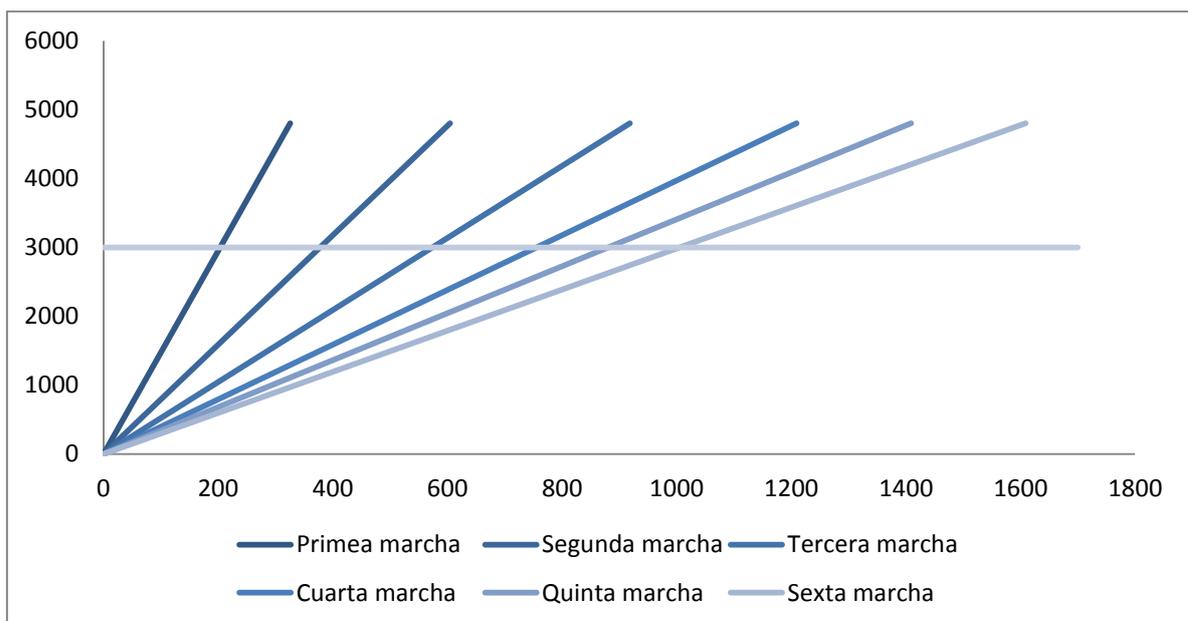
Como podemos comprobar la velocidad máxima del es de 223 km/h, que se obtiene en la 6 marcha. El valor obtenido es de 222,95 km/h por lo tanto los cálculos son correctos.

Marcha atrás:

$$w_{MA} = 5300 \cdot \frac{1}{4,47 \cdot 3,5836} = 330,8 \text{ rpm}$$

$$v_{MA} = \frac{330,8 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,3159}{\frac{1000}{3600}} = 39,39 \text{ km/h}$$

3.4.1.1 Gráfica de velocidades



3.4.2 Comprobación de la 1ª y 6ª marcha

Como se ha mencionado anteriormente, la transmisión del vehículo tiene que ser capaz de circular en condiciones adversas. Estas condiciones son las calculadas en el apartado 3.2. Primero se comprobará la primera marcha y por último la más alta, la sexta.

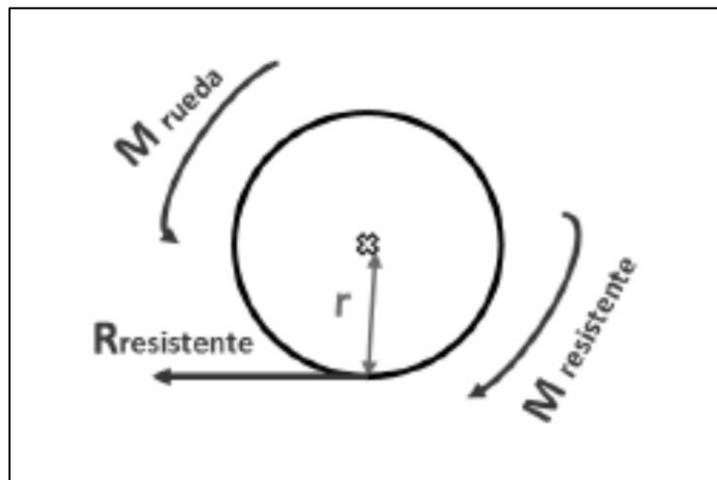


Imagen 3.5: representación gráfica de los momentos en la rueda

3.4.2.1 Comprobación de la 1ª marcha

La primera velocidad tiene que ser capaz de superar las resistencias que se oponen al avance del vehículo. Para ello se necesita calcular el par máximo que transmiten las ruedas motrices y debe ser mayor que el par resistente en la rueda motriz. En este cálculo no se tiene en cuenta la resistencia aerodinámica, ya que solo se tiene en cuenta cuando el vehículo circula a más de 80 km/h.

Por lo tanto para la primera comprobación solo se tienen en cuenta los siguientes valores:

-R rodadura (N)

-R pendiente (N)

-R inercia (N)

$$R_{resistente} = R_r + R_p + R_i$$

$$R_{resistente} = 59,1 \cdot \frac{9,81}{1} + 591 \cdot \frac{9,81}{1} + 480 \cdot \frac{9,81}{1}$$

$$R_{resistente} = 11086,28 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza resistente total, se calculara el momento que impide el avance del automóvil:

$$M_{resistente} = R_{resistente} \cdot r_{rueda} \quad \text{Fórmula 3.17}$$

$$M_{resistente} = 11086,28 \cdot 0,3159 = 3502,156 \text{ Nm}$$

Después se calcula la potencia que transmite el motor a las ruedas, estas se reduce por un coeficiente de 0,95 debido a las pérdidas que se producen a la largo de todo el sistema de transmisión:

$$Pr = Pm \cdot \mu$$

$$Mrueda \cdot Wrueda = Mmotor \cdot Wmotor \cdot \mu$$

$$\frac{Wrueda}{Wmotor} = \frac{Mmotor}{Mrueda} \cdot \mu$$

$$Wrueda = Wmotor \cdot i_{CM} \cdot r_{dif}$$

$$\frac{Wrueda}{Wmotor} = i_{CM} \cdot r_{dif}$$

$$\frac{Mmotor}{Mrueda} \cdot \mu = i_{CM} \cdot r_{dif}$$

$$Mrueda = \frac{Mmotor \cdot \mu}{i_{CM} \cdot r_{dif}} \quad \text{Fórmula 3.18}$$

$$Mrueda = \frac{250 \cdot 0,95}{1/4,75 \cdot 35836} = 4043,96 \text{ Nm}$$

$$4043,96 \text{ Nm} > 3502,16 \text{ Nm OK}$$

El momento transmitido por la rueda es mayor que el par resistente. El resultado es válido.

3.4.2.2 Comprobación de la 6ª marcha

Al igual que se ha hecho con la primera marcha, también se debe comprobar el correcto funcionamiento de la marcha más elevada, la sexta.

En este caso, al contrario que en el caso que se expone en el apartado 3.2.2.1, la resistencia aerodinámica si forma parte de la resistencia total. Por otro lado, la sexta marcha no está destinada a subir grandes pendientes, por lo tanto esta fuerza será despreciada en esta ocasión. Tampoco se tendrá en cuenta la resistencia de inercia, porque en estas velocidades las aceleraciones que se producen el vehículo son despreciables. Por lo tanto, la resistencia total sería:

$$R_{resistente} = R_r + R_a$$

$$R_{resistente} = 59,1 \cdot \frac{9,81}{1} + 160,5 \cdot \frac{9,81}{1}$$

$$R_{resistente} = 2442,29 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza resistente total, se calculara el momento que impide el avance del automóvil con la fórmula 3.17:

$$M_{resistente} = 2442,29 \cdot 0,3159 = 680,53 \text{ Nm}$$

Después de calcular el momento resistente que aparece en esta situación, se calcula el momento que ejerce la rueda con la 6ª marcha, utilizando la fórmula 3.18:

$$M_{rueda} = \frac{250 \cdot 0,95}{1/0,79 \cdot 35836} = 851,105 \text{ Nm}$$

$$4043,96 \text{ Nm} > 3502,16 \text{ Nm OK}$$

El momento transmitido por la rueda es mayo que el par resistente. El resultado es válido.

3.4.3 Calculo de los engranajes

En este apartado se hará el dimensionamiento de los engranajes, tanto como el número de dientes, modulo, diámetro... Los engranajes son los encargados de establecer las diferentes relaciones de transmisión de cada marcha y tienen que estar acorde con las especificaciones del cliente.

3.4.3.1 Numero de dientes de los engranajes

Para el cálculo de la cantidad de dientes se ha utilizado la norma UNE 18016. La caja de cambios está formada por dientes helicoidales, ya que para este tipo de turismo son los más adecuados, capaces de transmitir más fuerza que los engranajes rectos.

Las condiciones que se deben respetar son las siguientes:

- Los pares de engranajes deben tener la misma distancia entre centros.
- Todos los engranajes tendrán el mismo modulo.

En la siguiente formula se muestra la relación entre la distancia entre centros, numero de dientes y modulo:

$$d = \frac{m \cdot (Z + Z')}{2 \cdot \cos \beta} \quad \text{Fórmula 3.19}$$

d: distancia entre los centros de las ruedas (mm)

Z: número de dientes del piñón

Z': número de dientes de la corona

m: modulo (mm)

β: Angulo de la hélice (20°)

Se mantendrá constante la suma de número de dientes de los pares de engranajes:

$$Z + Z' = \frac{2 \cdot d \cdot \cos \beta}{m} = cte$$

Para proceder con el cálculo de los engranajes y estos no sufran interferencias, se debe cumplir la siguiente condición:

$$Z_n = \frac{Z}{\cos(\beta_a)^3} \geq 14 \quad \text{Fórmula 3.20}$$

Z_n : Numero de dientes virtual (14)

Z : número de dientes real

β : Angulo de la hélice (20°)

Por lo tanto:

$$Z = Z_n \cdot \cos(\beta_a)^3 \rightarrow Z = 14 \cdot \cos(20^\circ)^3 \rightarrow Z = 11,61 \text{ dientes} \approx 12 \text{ dientes}$$

1ª marcha

Se parte del dato calculado anteriormente, que es el número de dientes mínimo, es de decir 12 dientes. Este valor es asignado a al valor del piñón de la primera marcha y a partir de ahí se obtendrán el número de dientes de la corona. Para este cálculo se utilizará el valor de la relación de transmisión en la primera marcha:

$$i = \frac{Z}{Z'} \quad \text{Fórmula 3.21}$$

Para esta primera marcha, el número de dientes es conocido ya que se le ha asignado el número de dientes mínimo. También es conocida la relación de transmisión de la primera marcha, que es la establecida por el fabricante 4,75. Se calcula:

$$Z' = 12 \cdot 4,75 = 57 \text{ dientes}$$

$$Z + Z' = 12 + 57 = 69 \text{ dientes}$$

Se obtiene que el número de dientes de la corona, que tiene un valor de 57 dientes y el número de dientes total por cada par de engranajes es de 69. Este valor se mantiene constante en todos los pares de engranajes. Para calcular las siguientes marchas se usa el mismo método.

2ª marcha

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente para poder transmitir la relación de transmisión:

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'} = 2,46$$
$$Z_2 + Z_2' = 69$$

Por lo tanto resolviendo el sistema:

$$Z_2 = 20 \text{ dientes}$$
$$Z_2' = 49 \text{ dientes}$$

3ª marcha

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente para poder transmitir la relación de transmisión:

$$i_3 = \frac{Z_3}{Z_3'} = 1,62$$
$$Z_3 + Z_3' = 69$$

Por lo tanto resolviendo el sistema:

$$Z_3 = 26 \text{ dientes}$$
$$Z_3' = 43 \text{ dientes}$$

4ª marcha

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente para poder transmitir la relación de transmisión:

$$i_4 = \frac{Z_4}{Z_4'} = 1,24$$
$$Z_4 + Z_4' = 69$$

Por lo tanto resolviendo el sistema:

$$Z_4 = 31 \text{ dientes}$$

$$Z_4' = 38 \text{ dientes}$$

5ª marcha

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente para poder transmitir la relación de transmisión:

$$i_5 = \frac{Z_5}{Z_5'} = 1$$

$$Z_5 + Z_5' = 69$$

Por lo tanto resolviendo el sistema:

$$Z_5 = 35 \text{ dientes}$$

$$Z_5' = 34 \text{ dientes}$$

6ª marcha

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente para poder transmitir la relación de transmisión:

$$i_6 = \frac{Z_6}{Z_6'} = 0,79$$

$$Z_6 + Z_6' = 69$$

Por lo tanto resolviendo el sistema:

$$Z_6 = 39 \text{ dientes}$$

$$Z_6' = 30 \text{ dientes}$$

Como el número de engranajes debe ser un número completo, se han tenido que hacer modificaciones, ya que algunos resultados eran con decimales y esto no es posible. Por ese motivo la relación de transmisión se ve ligeramente modificada. Se va a proceder al cálculo de esta nueva relación de transmisión y se va a comparar con la que está establecida en un principio para ver si hay mucha diferencia entre las dos relaciones. La nueva relación se calcula con la fórmula 3.21:

<u>Relación de transmisión teórica</u>	<u>Número de dientes</u>	<u>Relación de transmisión real</u>
$i_1 = 4,75$	$Z_1 = 12 \text{ dientes}$ $Z_1' = 57 \text{ dientes}$	$i_1 = 4,75$
$i_2 = 2,46$	$Z_2 = 20 \text{ dientes}$ $Z_2' = 49 \text{ dientes}$	$i_2 = 2,45$
$i_3 = 1,62$	$Z_3 = 26 \text{ dientes}$ $Z_3' = 43 \text{ dientes}$	$i_3 = 1,65$
$i_4 = 1,24$	$Z_4 = 31 \text{ dientes}$ $Z_4' = 38 \text{ dientes}$	$i_4 = 1,22$
$i_5 = 1$	$Z_5 = 35 \text{ dientes}$ $Z_5' = 34 \text{ dientes}$	$i_5 = 0,97$
$i_6 = 0,79$	$Z_6 = 39 \text{ dientes}$ $Z_6' = 30 \text{ dientes}$	$i_6 = 0,78$

Tabla 3.4: relaciones de transmisiones reales

Los resultado no varían demasiado por lo tanto se da por valido el número de diente fijado en este apartado.

3.4.3.2 Módulo de los engranajes

El módulo de los engranajes se calculara a partir de la formula obtenida en el libro “Diseño de máquinas”, el cual sigue la norma ISO. De este modo se evitara el fallo superficial.

Como se ha comentado anteriormente todos los engranajes tendrán el mismo modulo para que no haya interferencias.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot N \cdot (i+1) (\cos \beta)^4}{k_{adm} \cdot Z^2 \cdot \Psi \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot n \cdot i}} \quad \text{Fórmula 3.22}$$

m: modulo (mm)

N: potencia del vehículo (cv)

i: relación de transmisión

β : ángulo de la hélice (20°)

k_{adm}: presión admisible de rodadura (kg/cm²)

Z: número de dientes

Ψ : factor guiado

α : ángulo de presión o ataque (20°)

n: velocidad angular (rpm)

Para comenzar con el cálculo de los engranajes, se selecciona el material de fabricación, que será un acero aleado, cementado y templado con una *K_{adm}* de 80 kg/cm². El material es 20MnCr5.

Los sistemas de transmisión se diseñan para aguantar unos 250000 km. Este será el tiempo estimado de vida de nuestra caja de cambios. La velocidad media del vehículo, según el fabricante es de 65 km/h. Por lo tanto, con estos datos se obtiene el tiempo de duración de la caja de cambios.

$$\frac{250000 \text{ km}}{65 \text{ km/h}} = 3800 \text{ h}$$

Una vez calculado el tiempo de vida, se reparte de la siguiente manera, puesto que no se utilizará la marcha atrás lo mismo que la tercera o cuarta.

	Porcentaje	Vida útil
1ª Marcha	5%	190 h
2ª Marcha	12%	456 h
3ª Marcha	21%	798 h
4ª Marcha	30%	1140 h
5ª Marcha	17%	646 h
6ª Marcha	14%	532 h
Marcha atrás	1%	38 h

Tabla 3.5: vida útil de cada marcha

El factor de guiado, se escoge según la tabla 3.6. Como las condiciones son normales y no se exige una calidad especial, se opta por un valor de 10.

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

Tabla 3.6: factor de guiado

La K_{adm} del material está definida para un servicio de 5000 h. Por lo tanto, cada marcha tendrá una K_{adm} diferente. Para calcular la nueva K_{adm} hace falta multiplicar el valor de 80 kg/cm^2 por un factor de servicio de marcha que se obtiene de la siguiente tabla:

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

Tabla 3.7: factor de servicio

Las horas de servicio obtenidas anteriormente no coinciden con los valores de la tabla, por eso se deben interpolar los valores y a continuación multiplicarlo por K_{adm} :

$$K_{adm,1} = K_{adm} \cdot \varphi_1 = 80 \cdot 3,02 = 242,17 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{adm,2} = K_{adm} \cdot \varphi_2 = 80 \cdot 2,70 = 181,67 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{adm,3} = K_{adm} \cdot \varphi_3 = 80 \cdot 1,87 = 149,64 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{adm,4} = K_{adm} \cdot \varphi_4 = 80 \cdot 1,64 = 131,33 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{adm,5} = K_{adm} \cdot \varphi_5 = 80 \cdot 1,98 = 158,83 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{adm,6} = K_{adm} \cdot \varphi_6 = 80 \cdot 2,14 = 171,88 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{adm,MA} = K_{adm} \cdot \varphi_{MA} = 80 \cdot 3,40 = 272 \text{ kg/cm}^2$$

La potencia del vehículo es de 156 cv y la velocidad angular será de 4000 rpm, que es la situación más adversa que puede darse en los engranajes, en el régimen de par máximo. Con la fórmula 3.xx se obtiene el módulo de cada engranaje:

1º Marcha

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=4,75$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

$$Z=12 \text{ dientes}$$

$$\psi=10$$

$$K_{adm}=242,17 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_1 \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (4,75 + 1) (\cos 20)^4}{242,17 \cdot 12^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 4,75}}$$

$$m_1 = 0,361 \text{ cm} \rightarrow 3,61 \text{ mm}$$

2º Marcha

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=2,45$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

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

$$\Psi=10$$

$$K_{adm}= 181,67 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_2 \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (2,45 + 1) (\cos 20)^4}{181,67 \cdot 20^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 2,45}}$$

$$m_2 = 0,297 \text{ cm} \rightarrow 2,97 \text{ mm}$$

3º Marcha

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=1,65$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

$$Z=26 \text{ dientes}$$

$$\Psi=26$$

$$K_{adm}= 149,67 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_3 \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (1,65 + 1) (\cos 20)^4}{149,67 \cdot 26^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 1,65}}$$

$$m_3 = 0,278 \text{ cm} \rightarrow 2,78 \text{ mm}$$

4º Marcha

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=1,22$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

$$Z=31 \text{ dientes}$$

$$\Psi=10$$

$$K_{adm}= 131,33 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_4 \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (1,22 + 1) (\cos 20)^4}{131,33 \cdot 31^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 1,22}}$$

$$m_4 = 0,269 \text{ cm} \rightarrow 2,69 \text{ mm}$$

5º Marcha

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=1$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

$$Z=35 \text{ dientes}$$

$$\Psi=10$$

$$K_{adm}= 158,837 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_5 \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (1 + 1) (\cos 20)^4}{158,83 \cdot 35^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 1}}$$

$$m_5 = 0,249 \text{ cm} \rightarrow 2,49 \text{ mm}$$

6º Marcha

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i= 1/0,79 \rightarrow 1,27$$

$$n=4000\text{rpm}$$

$$Z=39 \text{ dientes}$$

$$\Psi=10$$

$$K_{adm}= 171,88 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_6 \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (1,27 + 1) (\cos 20)^4}{171,88 \cdot 39^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 1,27}}$$

$$m_6 = 0,210 \text{ cm} \rightarrow 2,10 \text{ mm}$$

Después de haber calculado el módulo de todos los engranajes más críticos de la transmisión, como era de esperar el valor más restrictivo lo ofrece el engranaje de la primera marcha, ya que es el engranaje que más sufre. Por lo tanto, como el tipo de engranaje va a ser de la Serie I el valor tiene que ser superior a 3,61 mm. El modulo seleccionado para todos los engranajes es de $m=4$ mm.

3.4.3.2 Distancia entre ejes

Esta distancia será constante a lo largo de todo el eje por lo tanto la separación que habrá entre los centros de los engranajes será la misma que la distancia que hay entre los ejes. Para el cálculo de esta distancia es suficiente con utilizar los datos de cualquiera de los pares de engranajes calculado anteriormente:

$$d = R + R' = \frac{m}{2} \cdot \frac{Z + Z'}{\cos \beta}$$

$$d = \frac{4}{2} \cdot \frac{69}{\cos 20} = 146,85 \text{ mm}$$

3.4.3.3 Calculo de los engranajes marcha atrás

La marcha atrás es un conjunto que está formado por 3 engranajes rectos. El cálculo del módulo se hará de la misma manera, utilizando la fórmula 3.xx.

Como se ha mencionado, las ruedas serán rectas ya que el cálculo se ve simplificado y la marcha atrás nunca se utiliza en movimiento. Se utiliza un tercer engranaje para invertir el giro y de esta manera transmitir la potencia en el sentido contrario.

De la misma manera que se ha procedido con el cálculo del número de dientes de la primera marcha, los engranajes de marcha atrás se harán igual. Se establece que el número mínimo de diente debe ser 12:

$$i_{MA} = \frac{Z_{MA}}{Z_{MA}'} = 4,5$$

$$Z_{MA}' = i_{MA} \cdot Z_{MA} \rightarrow 4,5 \cdot 12 = 53,64 \approx 54 \text{ dientes}$$

El piñón loco es el encargado de invertir el giro, y por lo tanto transmitir la potencia en otra dirección. Este engranaje que se encuentra entre el piñón y la corona, tendrá las mismas especificaciones y dimensiones que el piñón, de este modo se simplifican los cálculos.

Piñón - Piñón loco:

El cálculo del módulo tiene el mismo proceso que los cálculos hechos anteriormente, con la diferencia de que al ser engranajes rectos β será 0, por lo tanto:

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=1$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

$$Z=12 \text{ dientes}$$

$$\Psi=10$$

$$K_{adm}= 272 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_{MA} \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (1 + 1) (\cos 0)^4}{171,88 \cdot 12^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 1}}$$

$$m_{MA} = 0,366 \text{ cm} \rightarrow 3,66 \text{ mm}$$

Piñón loco - corona:

El cálculo del módulo tiene el mismo proceso que los cálculos hechos anteriormente, con la diferencia de que al ser engranajes rectos β será 0, por lo tanto:

$$N=156 \text{ cv}$$

$$i=4,5$$

$$n=4000 \text{ rpm}$$

$$Z=12 \text{ dientes}$$

$$\Psi=10$$

$$K_{adm}=272 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_{MA} \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 156 \cdot (4,5 + 1) (\cos 0)^4}{171,88 \cdot 12^2 \cdot 10 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 4000 \cdot 4,5}}$$

$$m_{MA} = 0,346 \text{ cm} \rightarrow 3,46 \text{ mm}$$

El modulo más alto lo ofrece la pareja de engranajes piñón-piñón loco, por lo tanto se utilizará un módulo normalizado de un valor equivalente. Un módulo mayor que 3,66 mm en la Serie I es el módulo de 4.

Después de conocer el módulo de los engranajes de la marcha atrás, hay que verificar que las distancias son las correctas, ya que podría causar problemas y el montaje no sería posible. Se debe cumplir que la distancia entre ejes sea mayor que la suma de radios del piñón y la corona.

$$d = 146,85 \text{ mm} > Rc + Rc' = \frac{m}{2} \cdot \frac{z + z'}{1} + 2 \cdot m$$

$$R_c + R_{c'} = \frac{4}{2} \cdot \frac{12 + 54}{1} + 2 \cdot 4 = 140 \text{ mm} < 146,85 \text{ OK}$$

La distancia entre los tres engranajes será la siguiente:

$$R_p + R_{pl} = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') = \frac{4}{2} \cdot (12 + 12) = 48 \text{ mm}$$

$$R_c + R_{pl} = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') = \frac{4}{2} \cdot (54 + 12) = 132 \text{ mm}$$

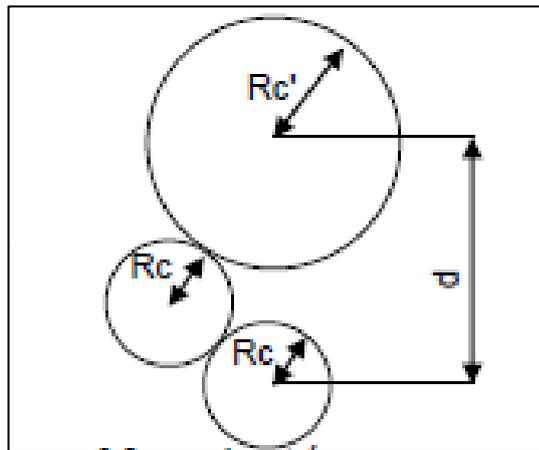


Imagen 3.6: distancias entre engranajes rectos

3.4.3.4 Dimensionamiento de los engranajes

En este apartado se calcularán todas las dimensiones necesarias para la fabricación de los engranajes, también servirá como resumen para tener recopilados los datos más importantes de cada uno de los engranajes. Todas las fórmulas utilizadas para los cálculos a continuación vienen del libro creado por F. Muños Gracia.

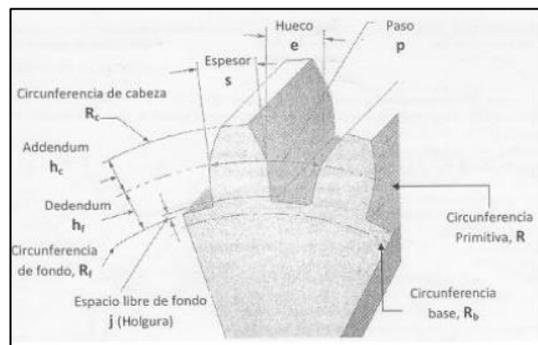


Imagen 3.7: especificaciones técnicas del engranaje

PIÑÓN (Z)		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	Marcha
		Marcha	Marcha	Marcha	Marcha	Marcha	Marcha	atrás
Nº Dientes	Z	12	20	26	31	35	39	12
Angulo hélice	β	20°	20°	20°	20°	20°	20°	0°
Angulo presión	α	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Ancho (mm)	$b=\psi \cdot m$	40	40	40	40	40	40	40
Paso (mm)	$p=\pi \cdot m$	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56
Modulo (mm)	m	4	4	4	4	4	4	4
R primitivo (mm)	$R = \frac{m}{2} \cdot \frac{Z}{\cos\beta}$	25,54	42,56	55,33	65,97	74,49	83,00	24
Addendum (mm)	$h_c=m$	4	4	4	4	4	4	4
Deddendum (mm)	$h_f=m+j$	5	5	5	5	5	5	5
Holgura (mm)	$j=0,25 \cdot m$	1	1	1	1	1	1	1
Altura Diente (mm)	$h= h_c+ h_f$	9	9	9	9	9	9	9
Espesor (mm)	$S=p/2$	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28
Radio cabeza (mm)	$R_c=R+h_c$	29,54	46,56	59,33	69,97	78,49	87	28
Radio fondo (mm)	$R_f=R-h_f$	20,54	37,56	50,33	60,97	69,49	78	19
Radio base (mm)	$R_b=R \cdot \cos\alpha$	24	40	53	62	70	78	23

Tabla 3.8: resumen especificaciones de los piñones

CORONA (Z')		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	Marcha atrás
		Marcha	Marcha	Marcha	Marcha	Marcha	Marcha	
Nº Dientes	Z'	57	49	43	38	34	30	54
Angulo hélice	β	20°	20°	20°	20°	20°	20°	0°
Angulo presión	α	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Ancho (mm)	$b=\psi \cdot m$	40	40	40	40	40	40	40
Paso (mm)	$p=\pi \cdot m$	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56	12,56
Modulo (mm)	m	4	4	4	4	4	4	4
R primitivo (mm)	$R = \frac{m}{2} \cdot \frac{Z}{\cos\beta}$	121,31	104,29	91,52	80,88	72,36	63,85	114,93
Addendum (mm)	$h_c=m$	4	4	4	4	4	4	4
Deddendum (mm)	$h_f=m+j$	5	5	5	5	5	5	5
Holgura (mm)	$j=0,25 \cdot m$	1	1	1	1	1	1	1
Altura Diente (mm)	$h= h_c+ h_f$	9	9	9	9	9	9	9
Espesor (mm)	$S=p/2$	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28
Radio cabeza (mm)	$R_c=R+h_c$	125,31	108,29	95,52	84,88	76,36	67,85	118,93
Radio fondo (mm)	$R_f=R-h_f$	116,31	99,29	86,52	75,88	67,36	58,85	109,93
Radio base (mm)	$R_b=R \cdot \cos\alpha$	114	98	86	76	68	60	108

Tabla 3.9: resumen especificaciones de las coronas

3.4.3.5 Fuerzas sobre los dientes

En los dientes helicoidales aparecen 3 fuerzas: la fuerza radial (F_r), la fuerza tangencial ($U=F_t$) y la fuerza axial (F_a), que es originado por el ángulo de los dientes. Se precisan de las siguientes fórmulas para el cálculo de las fuerzas mencionadas:

$$U = \frac{T}{R} \quad \text{Fórmula 3.23}$$

$$F_r = U \cdot \tan(\alpha_a) \quad \text{Fórmula 3.24}$$

$$F_a = U \cdot \tan(\beta_a) \quad \text{Fórmula 3.25}$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_r^2 + F_a^2} \quad \text{Fórmula 3.26}$$

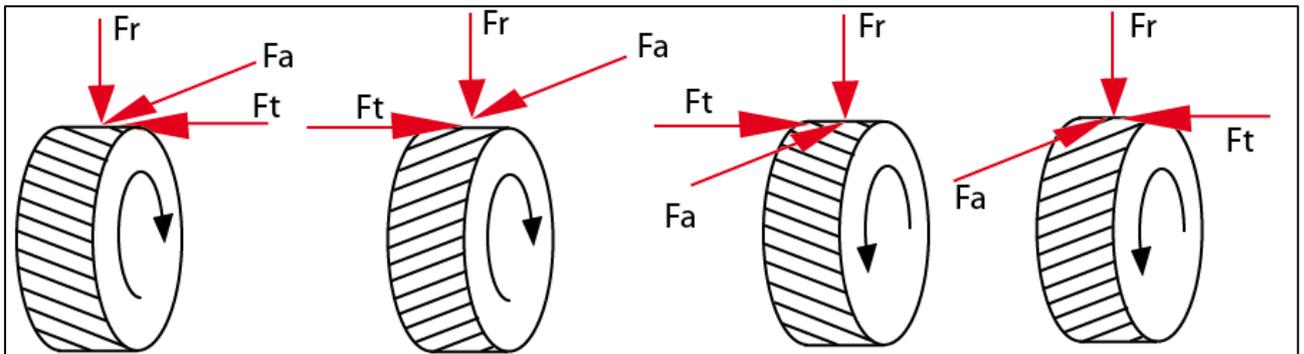


Imagen 3.8: fuerzas del engranaje dependiendo del ángulo y el giro

W será la suma de las 3 fuerzas mencionadas anteriormente. La fuerza que se genera en un engranaje será la misma que se genera en su pareja correspondiente. El cálculo se realizará partiendo de los engranajes piñón.

1ª Marcha

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p1} = 25,54 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta=20^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_1 = \frac{250000}{25,54} = 9788,56 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 9788,56 \cdot \tan(20) = 3562,74 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 9788,56 \cdot \tan(20) = 3562,74 \text{ N}$$

$$W_1 = \sqrt{9788,56^2 + 3562,74^2 + 3562,74^2} = 11009,18 \text{ N}$$

2ª Marcha

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p2} = 42,56 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_2 = \frac{250000}{42,56} = 5874,06 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 5874,06 \cdot \tan(20) = 2137,98 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 5874,06 \cdot \tan(20) = 2137,98 \text{ N}$$

$$W_2 = \sqrt{5874,06^2 + 2137,98^2 + 2137,98^2} = 6605,91 \text{ N}$$

3ª Marcha

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p2} = 55,33 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_3 = \frac{250000}{55,33} = 4518,34 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 4518,34 \cdot \tan(20) = 1644,54 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 4518,34 \cdot \tan(20) = 1644,54 \text{ N}$$

$$W_3 = \sqrt{4518,34^2 + 1644,54^2 + 1644,54^2} = 5081,77 \text{ N}$$

4ª Marcha

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p4} = 65,97 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_4 = \frac{250000}{65,97} = 3789,60 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 3789,60 \cdot \tan(20) = 1379,30 \text{ N}$$

$$F_{a4} = 3789,60 \cdot \tan(20) = 1379,30 \text{ N}$$

$$W_4 = \sqrt{3789,60^2 + 1379,30^2 + 1379,30^2} = 4262,06 \text{ N}$$

5ª Marcha

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p5} = 74,49 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_5 = \frac{250000}{74,49} = 3356,15 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 3356,15 \cdot \tan(20) = 1221,54 \text{ N}$$

$$F_{a5} = 3356,15 \cdot \tan(20) = 1221,54 \text{ N}$$

$$W_5 = \sqrt{3356,15^2 + 3563,74^2 + 3563,74^2} = 3774,66 \text{ N}$$

6ª Marcha

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p6} = 83,00 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_6 = \frac{250000}{83,00} = 3012,05 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 3012,05 \cdot \tan(20) = 1096,29 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 3012,05 \cdot \tan(20) = 1096,29 \text{ N}$$

$$W_6 = \sqrt{3012,05^2 + 1096,29^2 + 1096,29^2} = 3387,64 \text{ N}$$

Marcha atrás

Los engranajes de marcha atrás, como se ha mencionado anteriormente, son rectos por lo tanto la fuerza axial será 0 ya que su ángulo $\beta = 0^\circ$.

$$T = 250 \text{ Nm} \rightarrow 250000 \text{ Nmm}$$

$$R_{pMA} = 24,00 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 0^\circ$$

Con estos datos, se obtienen las 3 fuerzas:

$$U_6 = \frac{250000}{24} = 10416,66 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 10416,66 \cdot \tan(20) = 3791,35 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 10416,66 \cdot \tan(0) = 0 \text{ N}$$

$$W_6 = \sqrt{10416,66^2 + 3791,35^2 + 0^2} = 11085,17 \text{ N}$$

3.4.3.6 Comprobación del piñón a resistencia

En este apartado, después de haber calculado las fuerzas que se generan en cada engranaje, se va a calcular si el engranaje es capaz de resistirlo a flexión. Solo se tendrá la en cuenta la fuerza tangencial, ya que la tensión cortante se considera prácticamente nula. Se tomará como modelo un diente empotrado únicamente con fuerza tangencial, para simplificar los cálculos.

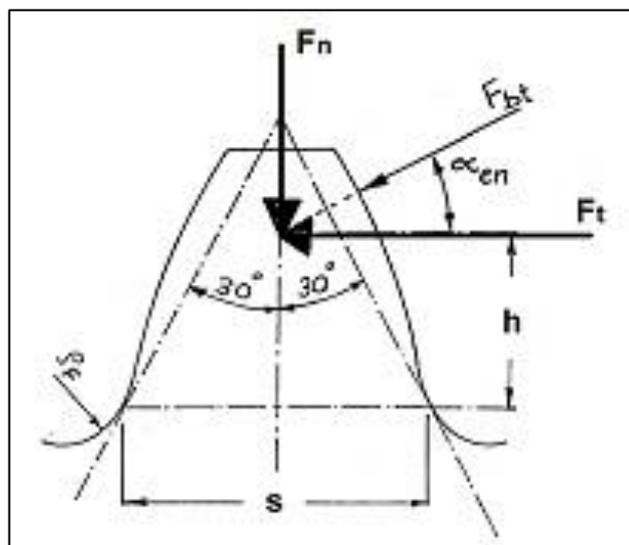


Imagen 3.9: esfuerzo sobre un diente del engranaje

La comprobación que se debe hacer es la que se expone a continuación:

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot U}{b \cdot m} \cdot q \leq \sigma_{adm} \quad \text{Fórmula 3.27}$$

σ_{flex} = tensión máxima admitida por flexión (kg/mm^2)

U = fuerza tangencial (kg)

b = espesor del diente (mm)

m = modulo (mm)

q = coeficiente de Wissman

σ_{adm} = tensión admisible (kg/mm^2)

El material elegido para los engranajes es 20MnCr5, un acero aleado cementado. De la tabla se obtiene el valor de σ_{adm} .

Materiala	DIN Izendapena	Trata- mendua	Trakzio erresist. σ_B	Isurpen limite minimoa σ_S	Brinell gogortasuna DB	Neke erresist. flexio alternatiboan σ_{bW} \approx	Esfortzu onarg. abiadura medio eta altuetan $\sigma_{b\text{ onarg}}$ \approx
			kg/mm^2	kg/mm^2	kg/mm^2	kg/mm^2	kg/cm^2
Burdinurtu grisa	GG-18		≥ 18		150-170	$\pm 8,5$	350-450
	GG-22		≥ 22		180-220	± 11	450-550
	GG-26		≥ 26		200-220	± 12	550-650
Altzairu moldatua	GS-45	suber.	≥ 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	suber.	≥ 52	25	145-190	± 22	750-900
Makinentzak o altzairu aleatu gabea	St 50		50-60	27	145-174	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	174-205	± 28	1000-1250
	St 70		70-85	35	205-248	± 33	1200-1400
Altzairu zementatua aleatu gabea	Ck 15	tenp.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Altzairu hobetua aleatu gabea	Ck 45	hob.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	hob.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Altzairu manganeso hobetua	30Mn5	hob.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi5	hob.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnV7	hob.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Altzairu zementatua aleatua	16MnCr5	tenp.	80-110	60	600 ²⁾	± 43	1900-3000
	20MnCr5	tenp.	100-130	70		± 47	2200-3400
	15CrNi6	tenp.	90-120 ¹⁾	65		± 45	2000-3000
	18CrNi8	tenp.	120-145	80		± 50	3000-4000
	14NiCrMo13-4	tenp.	105-130	100		± 50	3000-4000
Altzairu hobetua aleatua	34Cr4	tenp.	130-155 ²⁾	100	380-450	± 50	3000-4000
	41Cr4	tenp.	155-180 ²⁾	130	450-500		
	50CrV4	tenp.	150-175 ⁴⁾	130	430-495		
	50CrMo4	tenp.	150-174 ⁴⁾	130	430-495		
	51CrMoV4	tenp.	140-170	120	430-495		

Tabla 3.10: datos de diferentes aceros

$$\sigma_{adm} = 3400 \frac{kg}{cm^2} \rightarrow 34 \text{ kg/mm}^2$$

El valor de coeficiente de Wissman q se obtiene de la siguiente tabla, para obtener los valores exactos de este coeficiente q es necesario interpolar.

Ángulo de engrane $\alpha = 15^\circ$	Dentado exterior	z	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
		q	5,4	5,2	5,1	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4,1
	Dentado interior	z	26	28	30	33	36	40	48	60	76	100	140	200	∞
		q	4,0	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8
Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior	z	∞	700	350	180	105	75	60	50	42	35	29		
		q	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8		
	Dentado interior	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0
Dentado exterior	z	40	50	65	80	100	∞								
	q	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5								
Dentado interior	z	∞	200	100	70	50	38	30	24	20					
	q	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7					

Tabla 3.11: coeficiente q de Wissmann

1ª Marcha

$$U_1 = 9788,56 \text{ N} \rightarrow 997,81 \text{ kg}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_1 = 12 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 14,46 \rightarrow 14 \text{ dientes} \rightarrow q_1 = 4,1$$

$$\sigma_{flex1} = \frac{1,115 \cdot 997,81}{40 \cdot 4} \cdot 4,1 = 28,76 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flex1} < \sigma_{adm}$$

$$28,7 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 34 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{OK}$$

2ª Marcha

$$U_2 = 5874,06 \text{ N} \rightarrow 598,78 \text{ kg}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_2=12 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n2}=Z_2/\cos\beta^3=24,1 \rightarrow 24 \text{ dientes} \rightarrow q_2=3,2$$

$$\sigma_{flex2} = \frac{1,115 \cdot 598,78}{40 \cdot 4} \cdot 3,2 = 13,47 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flex2} < \sigma_{adm}$$

$$13,47 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 34 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{OK}$$

3ª Marcha

$$U_3=4518,34 \text{ N} \rightarrow 460,59 \text{ kg}$$

$$b= 40 \text{ mm}$$

$$m= 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_3=26 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n3}=Z_3/\cos\beta^3=31 \rightarrow 31 \text{ dientes} \rightarrow q_3=3,05$$

$$\sigma_{flex3} = \frac{1,115 \cdot 460,59}{40 \cdot 4} \cdot 3,05 = 9,87 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flex3} < \sigma_{adm}$$

$$9,87 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 34 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{OK}$$

4ª Marcha

$$U_4=3789,6 \text{ N} \rightarrow 386,3 \text{ kg}$$

$$b= 40 \text{ mm}$$

$$m= 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_4=31 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n4}=Z_4/\cos\beta^3=36 \rightarrow 36 \text{ dientes} \rightarrow q_4=2,966$$

$$\sigma_{flex4} = \frac{1,115 \cdot 386,3}{40 \cdot 4} \cdot 2,966 = 8,137 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flex4} < \sigma_{adm}$$

$$8,137 \frac{kg}{mm^2} < 34 \frac{kg}{mm^2} \quad OK$$

5ª Marcha

$$U_5 = 3356,15 \text{ N} \rightarrow 342,12 \text{ kg}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_5 = 35 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n5} = Z_5 / \cos\beta^3 = 42 \rightarrow 42 \text{ dientes} \rightarrow q_5 = 2,88$$

$$\sigma_{flex5} = \frac{1,115 \cdot 342,12}{40 \cdot 4} \cdot 2,88 = 6,92 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flex5} < \sigma_{adm}$$

$$6,92 \frac{kg}{mm^2} < 34 \frac{kg}{mm^2} \quad OK$$

6ª Marcha

$$U_6 = 3012,05 \text{ N} \rightarrow 307,03 \text{ kg}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_6 = 39 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n6} = Z_6 / \cos\beta^3 = 47 \rightarrow 47 \text{ dientes} \rightarrow q_6 = 2,83$$

$$\sigma_{flex6} = \frac{1,115 \cdot 307,03}{40 \cdot 4} \cdot 2,83 = 28,76 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flex6} < \sigma_{adm}$$

$$6,11 \frac{kg}{mm^2} < 34 \frac{kg}{mm^2} \quad OK$$

Marcha atrás

$$U_{MA}=10416,66 \text{ N} \rightarrow 1061,84 \text{ kg}$$

$$b= 40 \text{ mm}$$

$$m= 4 \text{ mm}$$

$$q \rightarrow Z_{MA}=12 \text{ dientes} \rightarrow Z_{rMA}=Z_i/\cos\beta^3=14,46 \rightarrow 14 \text{ dientes} \rightarrow q_{MA}=4,6$$

$$\sigma_{flexMA} = \frac{1,115 \cdot 1061,84}{40 \cdot 4} \cdot 4,6 = 30,53 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flexMA} < \sigma_{adm}$$

$$30,53 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 34 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{OK}$$

Se ha demostrado que las dimensiones calculadas y el material seleccionado para los engranajes que formaran la caja de cambios, son correctos y válidos para cumplir su función.

3.4.4 Calculo de los ejes

En este apartado se van a realizar los cálculos de los diámetros de los diferentes ejes que forman la caja de cambios. La caja de cambios está formada por tres ejes:

- Eje primario: este eje está conectado al eje del motor y es el primer eje por el que se transmite la potencia. Este eje está conectado al eje intermedio y tiene una relación de 1:1.
- Eje intermedio: mediante la toma constante, este eje tiene montados los 6 engranajes helicoidales y el engranaje recto de la marcha atrás. Estará apoyado por 2 rodamientos, uno en cada extremo.
- Eje secundario: es el que transmite la potencia las ruedas y la salida de la caja de cambios. Está formado por otros 6 engranajes helicoidales y uno recto, que es el de la marcha atrás. También lo conforman 2 rodamientos en los extremos para su soporte. En este eje se encuentran los sincronizadores.

Para el cálculo del diámetro mínimo necesario en los puntos críticos de cada eje se ha optado por utilizar el código ASME. Este código permite dimensionar los ejes de una forma sencilla y bastante conservadora. Las fuerzas que se generan en los engranajes generan otras diferentes en los ejes. Para el cálculo del diámetro mínimo se utilizará la siguiente formula:

$$\varnothing = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} \quad \text{Fórmula 3.28}$$

\varnothing : diámetro mínimo del eje (mm)

CS: coeficiente de seguridad 2

σ_{yp} : tensión de fluencia del material 18CrNi8 (784,8 N/mm²) [Tabla 3.10]

C_m : coeficiente de fatiga para momento flector

M : momento flector (Nmm)

C_t : coeficiente de fatiga para momento torsor

T : momento torsor (Nmm)

De la tabla que se expone a continuación se obtienen los valores de C_m y C_t . Los ejes que se van a estudiar son ejes giratorios con cargas aplicadas gradualmente, por lo tanto:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante).	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente.	1.5-2.0	1.5-2.0
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante).	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, solo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Cargas aplicadas repentinamente, grandes impactos.	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 3.12: coeficientes de fatiga

3.4.4.1 Eje primario

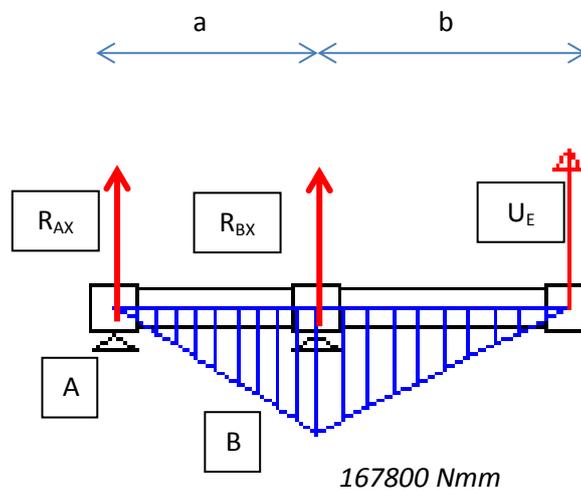
El eje primario está conectado al embrague y tan solo está compuesto de un engranaje. El relación de transmisión es de 1 por lo tanto la pareja de engranajes seleccionado para la toma constante es el mismo que el de la 5ª marcha. Las dimensiones y las fuerzas están especificadas en el apartado 3.4.3 Cálculo de engranajes.

Engranaje entrada	
U_E	3356,15 N
F_{RE}	1221,54 N
F_{AE}	1221,54 N
R_E	74,49 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm

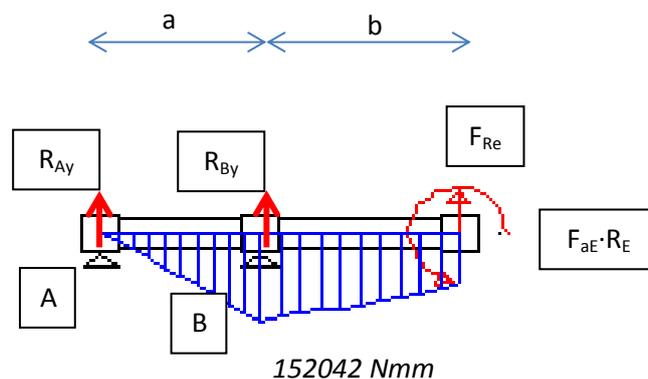
Tabla 3.13: datos de engranaje de entrada

Engranaje de entrada

Eje X



Eje X



Una vez analizada la situación y los esfuerzos del eje primario mediante el software Cespla los resultados obtenidos son los siguientes:

$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 50 \text{ mm}$$

RESULTADO ENGRANAJE ENTRADA	
R_{AX}	4195 N
R_{BX}	-7551 N
R_{AY}	4195 N
R_{BY}	-5022,05 N
R_{BZ}	1221,54 N
$M_{MAX X}$	167800
$M_{MAX Y}$	152042

Tabla 3.14: resultados 1º marcha

$$M = \sqrt{167800^2 + 152042^2} = 226436,76 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

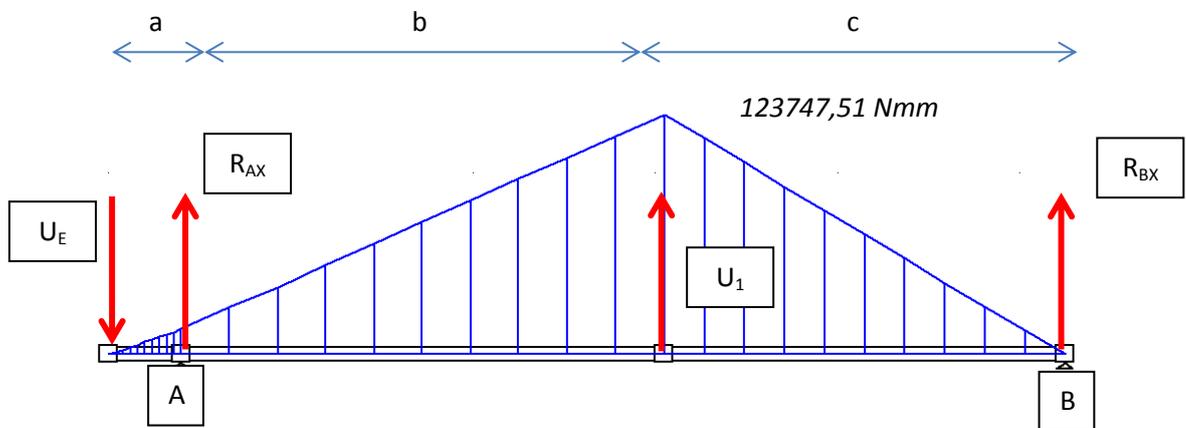
El diámetro escogido para el eje de entrada es de 35 mm, en los siguientes apartados se demuestra que los ejes con menor diámetro y momentos y fuerzas mayores son válidos, por lo tanto para este eje se considera un diámetro válido.

3.4.4.2 Eje intermediario

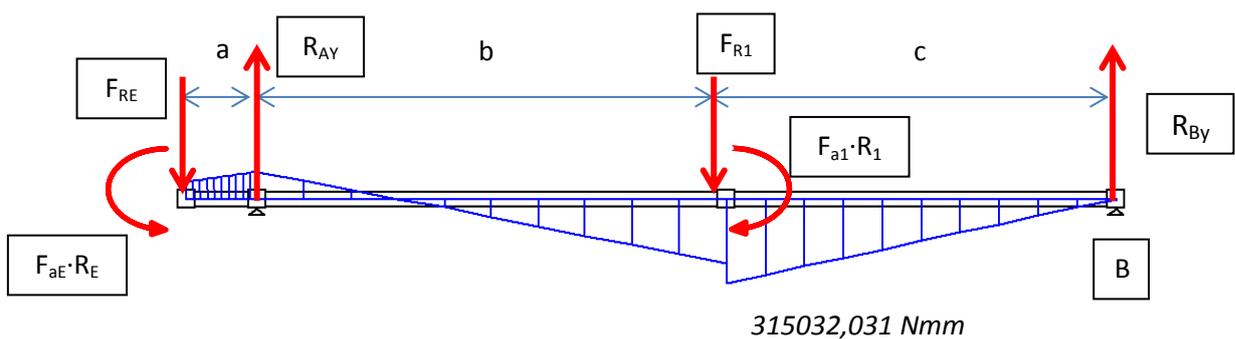
El eje intermedio está conectado al eje primario o principal y también al eje secundario. En este eje se encuentra la corona de la pareja de engranajes que se encuentra en el eje principal. Este eje está formado por 7 pares de engranajes en total. Los engranajes transmiten la potencia al eje por medio de chavetas. El eje está apoyado sobre dos rodamientos. El método de cálculo será el mismo utilizado anteriormente.

1ªmarcha

Eje X



Eje Y



$$a=40 \text{ mm} \quad b=265 \text{ mm} \quad c=220 \text{ mm}$$

Datos de engranajes 1ª Marcha			
Engranaje entrada		Engranaje 1ª velocidad	
U_E	3356,15 N	U_1	9788,56 N

F_{RE}	1221,54 N	F_{R1}	3562,74 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{A1}	3562,74 N
R_E	74,49 mm	R_1	25,54 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{A1} \cdot R_1$	90985,58 Nmm

Tabla 3.15: datos de engranajes 1 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 1ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_1$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{R1}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{A1}$$

Sumatorio de momentos de la 1ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_1 \cdot (c)$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{A1} \cdot R_1) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{R1}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 1ª MARCHA	
R_{AX}	-807,13 N
R_{BX}	-5624,87 N
R_{AY}	2937,47 N
R_{BY}	1845,53 N
R_{BZ}	2340,46 N
$M_{MAX X}$	123747,51 Nmm
$M_{MAX Y}$	315032,031 Nmm

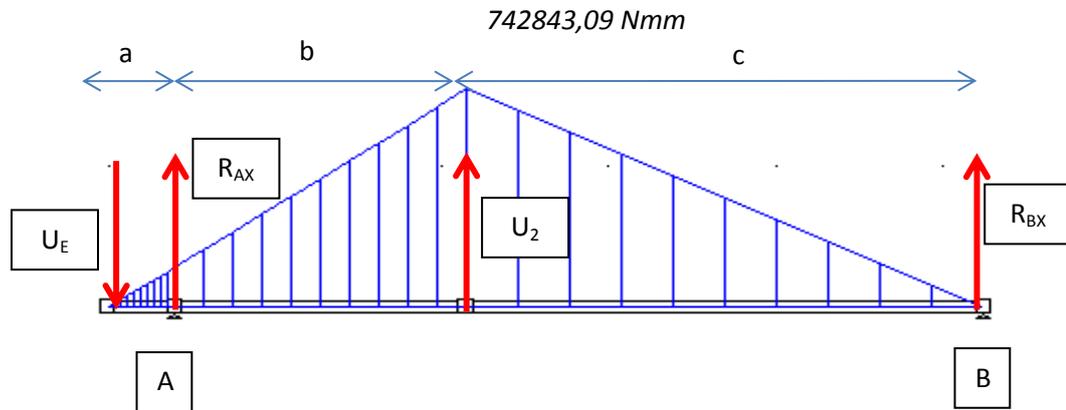
Tabla 3.16: resultados 1º marcha

$$M = \sqrt{123747,51^2 + 315032,031^2} = 338465,10 \text{ Nmm}$$

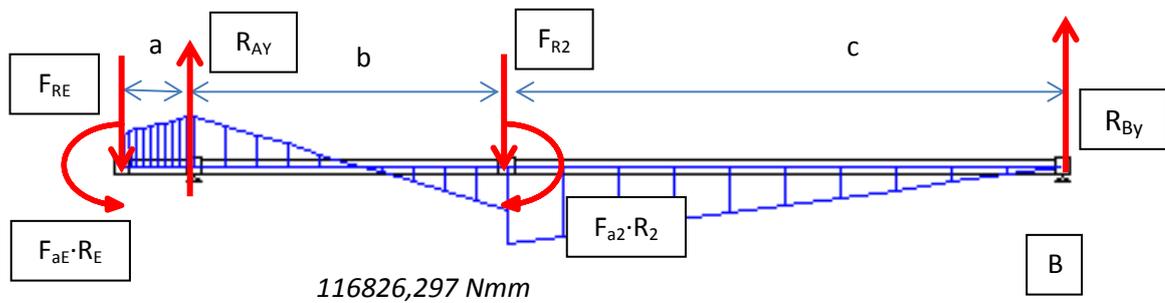
$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

2ªmarcha

Eje X



Eje Y



$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 175 \text{ mm} \quad c = 310 \text{ mm}$$

Datos de engranajes 2ª Marcha			
Engranaje entrada		Engranaje 2ª velocidad	
U_E	3356,15 N	U_2	5874,06 N
F_{RE}	1221,54 N	F_{R2}	2137,98 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{A2}	2137,98 N
R_E	74,49 mm	R_2	42,56 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{A2} \cdot R_2$	90992,42 Nmm

Tabla 3.17: datos de engranajes 2 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 2ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_2$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{R2}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{A2}$$

Sumatorio de momentos de la 2ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_2 \cdot (c)$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{A2} \cdot R_2) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{R2}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 2ª MARCHA	
R_{AX}	-121,732 N
R_{BX}	-2396,27 N
R_{AY}	2687,62 N
R_{BY}	670,381 N
R_{BZ}	916,44 N
$M_{MAX X}$	742843,09 Nmm
$M_{MAX Y}$	116826,24 Nmm

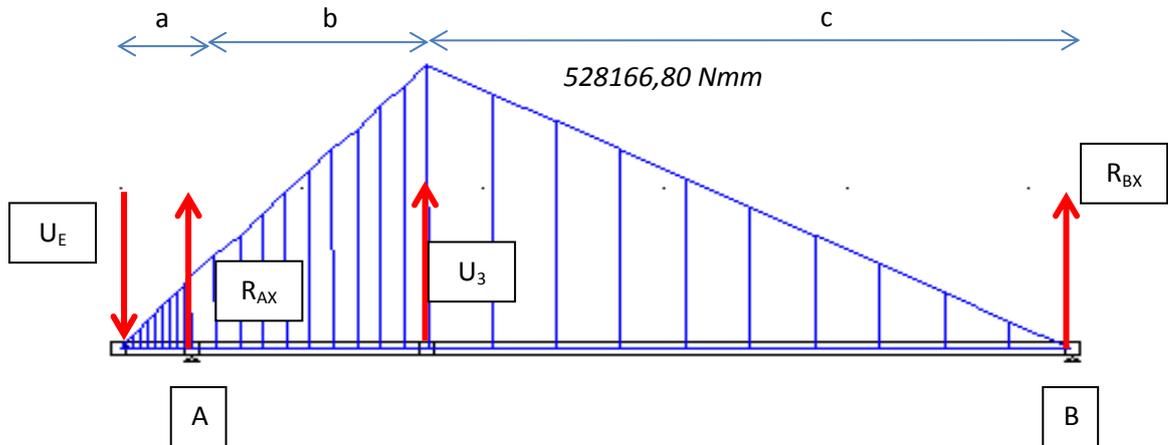
Tabla 3.18: resultados 2º marcha

$$M = \sqrt{742843,09^2 + 116826,24^2} = 751973,46 \text{ Nmm}$$

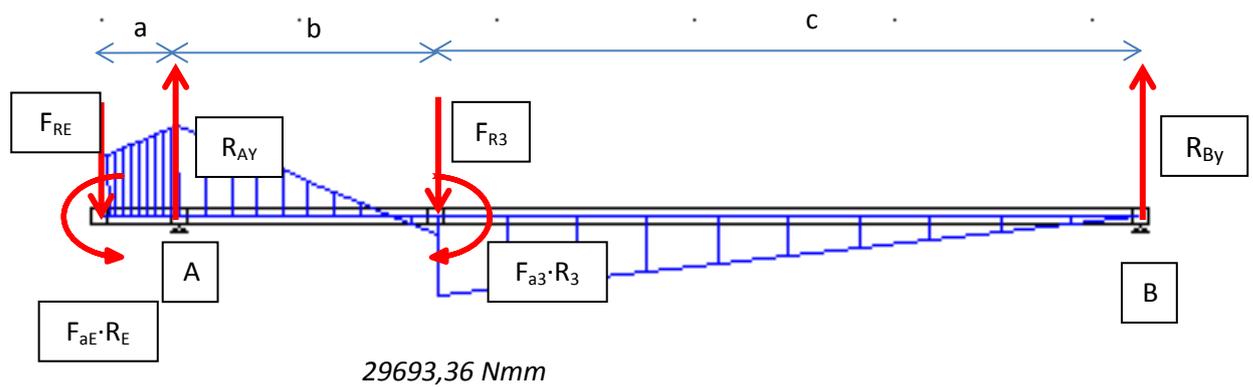
$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

3ªmarcha

Eje X



Eje Y



$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 130 \text{ mm} \quad c = 355 \text{ mm}$$

Datos de engranajes 3ª Marcha			
Engranaje entrada		Engranaje 3ª velocidad	
U_E	3356,15 N	U_3	4518,34 N
F_{RE}	1221,54 N	F_{R3}	1644,54 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{A3}	1644,54 N
R_E	74,49 mm	R_3	55,33 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{A3} \cdot R_3$	90992,40 Nmm

Tabla 3.19: datos de engranajes 3 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 3ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_3$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{R3}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{A3}$$

Sumatorio de momentos de la 2ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_3 \cdot (c)$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{A3} \cdot R_3) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{R3}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 3ª MARCHA	
R_{AX}	325,794 N
R_{BX}	-1487,70 N
R_{AY}	2525,79 N
R_{BY}	339,96 N
R_{BZ}	423 N
$M_{MAX X}$	528166,8 Nmm
$M_{MAX Y}$	29693,36 Nmm

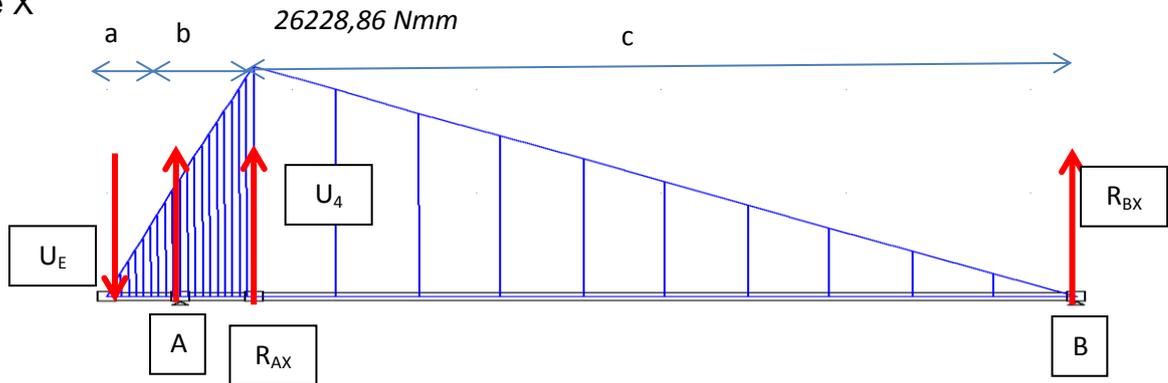
Tabla 3.20: resultados 3º marcha

$$M = \sqrt{528166,8^2 + 29693,36^2} = 529000 \text{ Nmm}$$

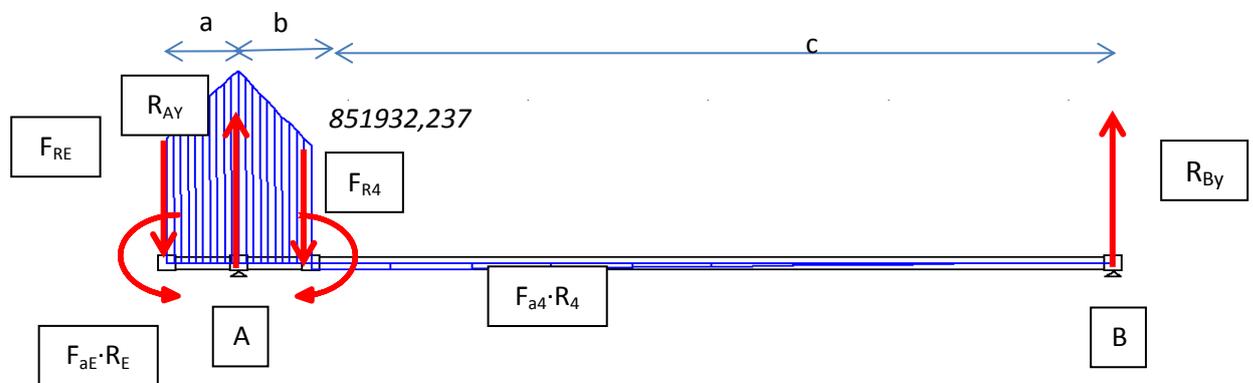
$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

4ª marcha

Eje X



Eje Y



$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 40 \text{ mm} \quad c = 445 \text{ mm}$$

Datos de engranajes 4ª Marcha			
Engranaje entrada		Engranaje 4ª velocidad	
U_E	3356,15 N	U_4	3789,60 N
F_{RE}	1221,54 N	F_{R4}	1379,3 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{A4}	1379,3 N
R_E	74,49 mm	R_4	65,97 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{A4} \cdot R_4$	90992,43 Nmm

Tabla 3.21: datos de engranajes 4 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 4ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_4$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{R4}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{A4}$$

Sumatorio de momentos de la 4ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_4 \cdot (c)$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{A4} \cdot R_4) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{R4}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 4ª MARCHA	
R_{AX}	156,278 N
R_{BX}	-589,278 N
R_{AY}	2586,97 N
R_{BY}	13,03 N
R_{BZ}	157,76 N
$M_{MAX X}$	26228,86 Nmm
$M_{MAX Y}$	85193,237 Nmm

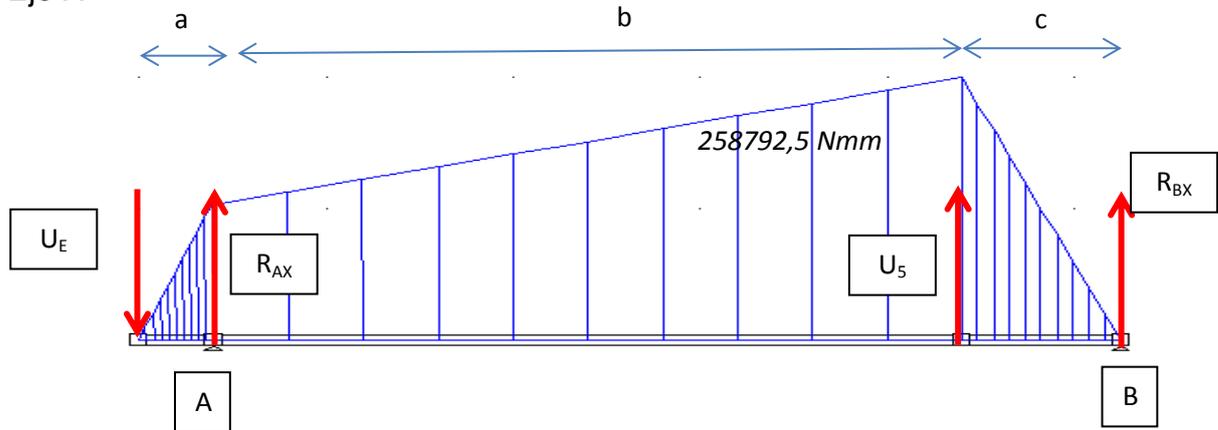
Tabla 3.22: resultados 4º marcha

$$M = \sqrt{528166,8^2 + 29693,36^2} = 529000 \text{ Nmm}$$

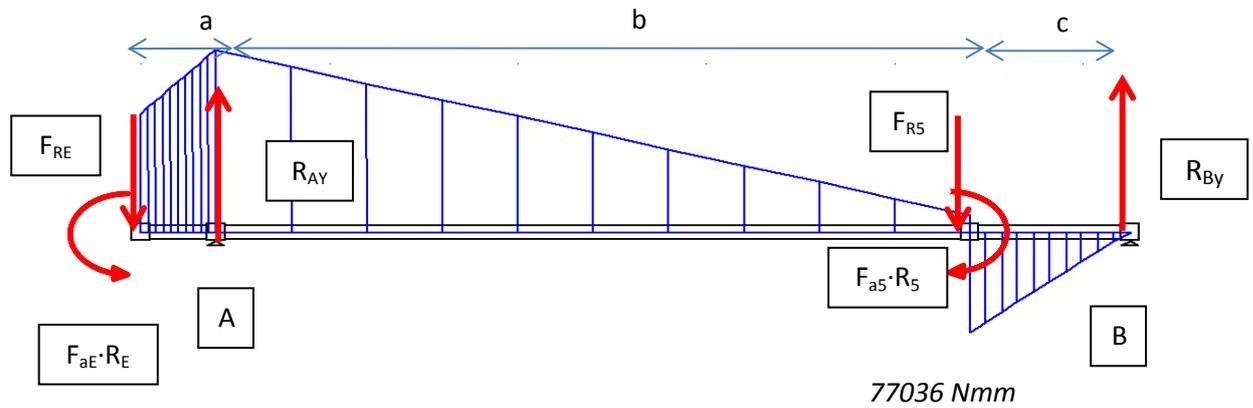
$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

5ª marcha

Eje X



Eje Y



$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 400 \text{ mm} \quad c = 85 \text{ mm}$$

Datos de engranajes 5ª Marcha			
Engranaje entrada		Engranaje 5ª velocidad	
U_E	3356,15 N	U_5	3356,15 N
F_{RE}	1221,54 N	F_{R5}	1221,54 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{A5}	1221,54 N
R_E	74,49 mm	R_5	74,49 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{A5} \cdot R_5$	90992,51 Nmm

Tabla 3.23: datos de engranajes 5ª marcha

Sumatorio de fuerzas de la 5ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_5$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{R5}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{A5}$$

Sumatorio de momentos de la 5ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_5 \cdot (c)$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{A5} \cdot R_5) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{R5}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 5ª MARCHA	
R_{AX}	3044,62 N
R_{BX}	-3044,62 N
R_{AY}	1535,69 N
R_{BY}	906,309 N
R_{BZ}	0 N
$M_{MAX X}$	258792,57 Nmm
$M_{MAX Y}$	77036,29 Nmm

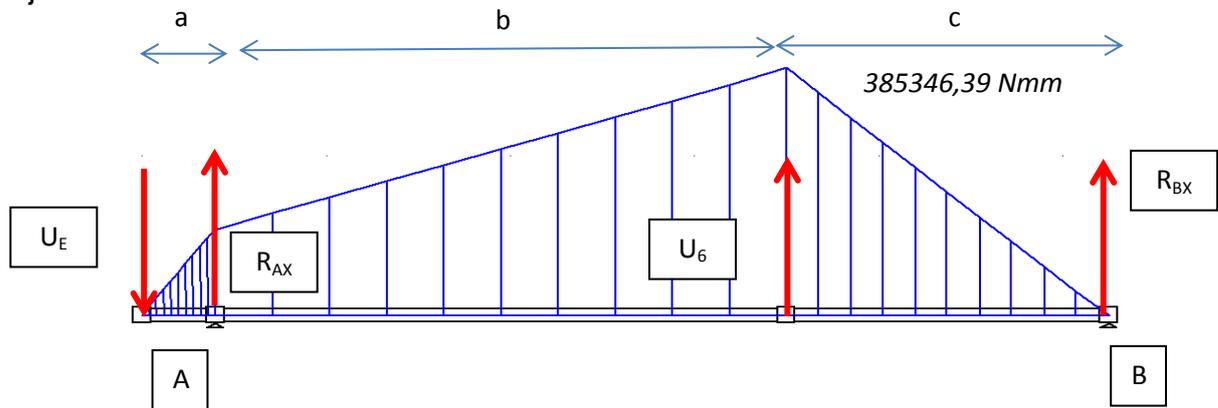
Tabla 3.24: resultados 5º marcha

$$M = \sqrt{258792,57^2 + 77036,29^2} = 270015,07 \text{ Nmm}$$

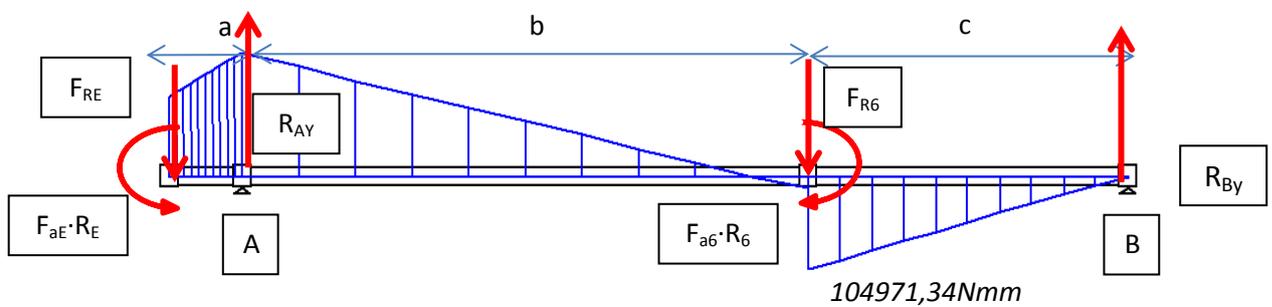
$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

6ª marcha

Eje X



Eje Y



$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 310 \text{ mm} \quad c = 175 \text{ mm}$$

Datos de engranajes 6ª Marcha			
Engranaje entrada		Engranaje 6ª velocidad	
U_E	3356,15 N	U_6	3012,05 N
F_{RE}	1221,54 N	F_{R6}	1096,29 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{A6}	1096,29 N
R_E	74,49 mm	R_6	83,00 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{A6} \cdot R_6$	90992,07 Nmm

Tabla 3.25: datos de engranajes 6ª marcha

Sumatorio de fuerzas de la 6ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_6$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{R6}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{A6}$$

Sumatorio de momentos de la 6ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_6 \cdot (c)$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{A6} \cdot R_6) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{R6}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 6ª MARCHA	
R_{AX}	2545,98 N
R_{BX}	-2201,98 N
R_{AY}	1717,16 N
R_{BY}	599,83 N
R_{BZ}	-125,25 N
$M_{MAX X}$	385346,39 Nmm
$M_{MAX Y}$	104971,34 Nmm

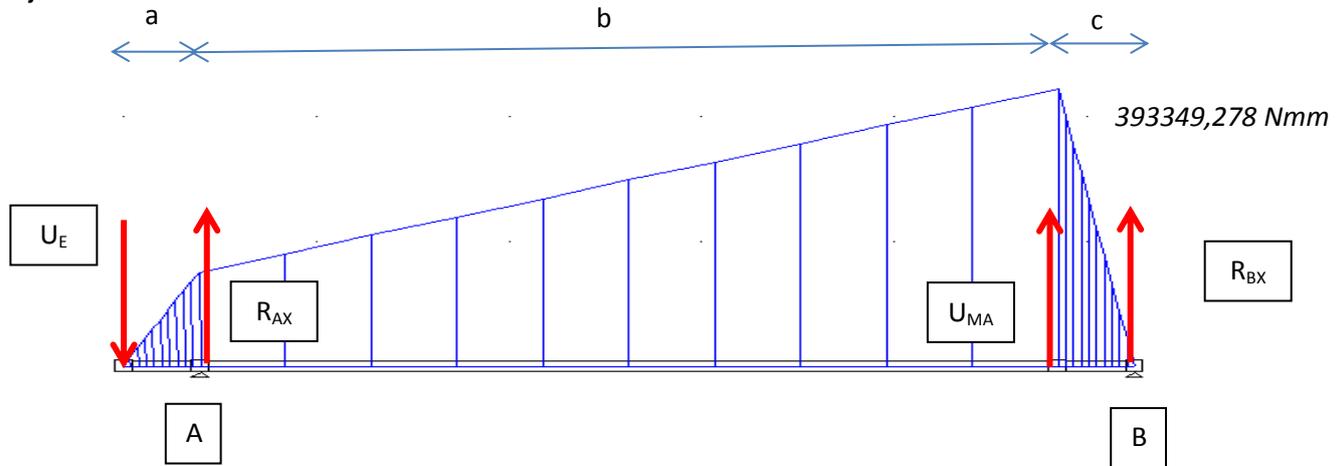
Tabla 3.26: resultados 6º marcha

$$M = \sqrt{385346,39^2 + 104971,34^2} = 399388,06 \text{ Nmm}$$

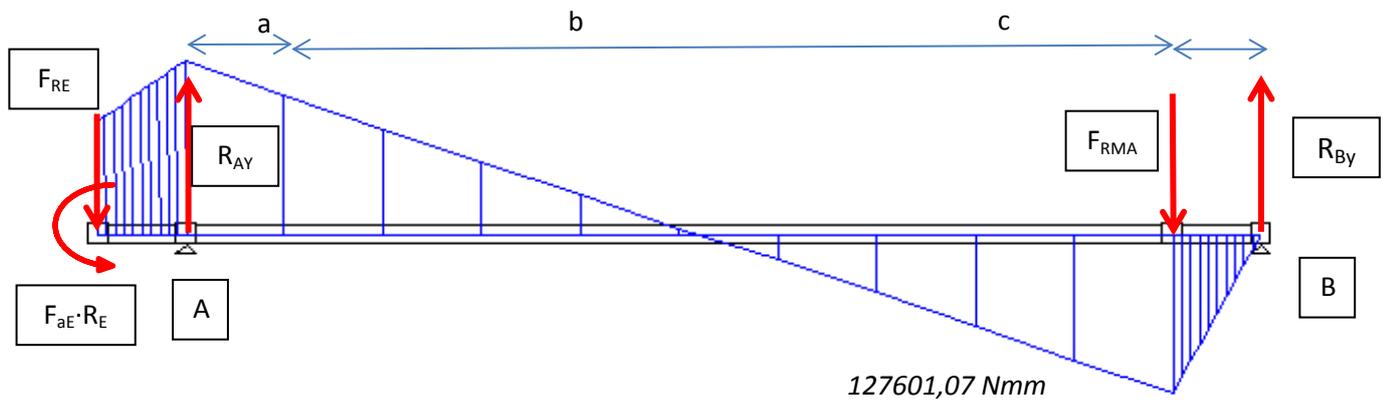
$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

Marcha atrás

Eje X



Eje Y



$a = 40 \text{ mm} \quad b = 445 \text{ mm} \quad c = 40 \text{ mm}$

Datos de engranajes Marcha atrás			
Engranaje entrada		Engranaje Marcha atrás	
U_E	3356,15 N	U_{MA}	10416,66 N
F_{RE}	1221,54 N	F_{RMA}	3791,35 N
F_{AE}	1221,54 N	F_{AMA}	0 N
R_E	74,49 mm	R_{MA}	24 mm
$F_{AE} \cdot R_E$	90992,51 Nmm	$F_{AMA} \cdot R_{MA}$	0 Nmm

Tabla 3.27: datos de engranajes Marcha atrás

Sumatorio de fuerzas de la marcha atrás:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} = U_E + U_{MA}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RE} + F_{RMA}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AE} + F_{AMA}$$

Sumatorio de momentos de la marcha atrás:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (b + c) = U_E \cdot (a + b + c) - U_{MA} \cdot (c)$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (b + c) + (F_{AMA} \cdot R_{MA}) - (F_{AE} \cdot R_E) = F_{RE} \cdot (a + b + c) + F_{RMA}(c)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO MARCHA ATRÁS	
R_{AX}	2773,37 N
R_{BX}	-9833,73 N
R_{AY}	1821,97 N
R_{BY}	3190,03 N
R_{BZ}	1221,54 N
$M_{MAX X}$	393349,278 Nmm
$M_{MAX Y}$	127601,07 Nmm

Tabla 3.28: resultados marcha atrás

$$M = \sqrt{393349,278^2 + 127601,07^2} = 413528,05 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R \rightarrow 3356,15 \cdot 74,49 \approx 250 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

3.4.4.3 Cálculos diámetro del eje intermedio

Como se ha mencionado en el apartado 3.4.4.2, el cálculo del diámetro se hará mediante el método ASME, ya que es bastante conservador. Para ellos vamos a utilizar la fórmula 3.28:

1ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=315032,031 \text{ Nmm}$$

$$T= 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 315032,031)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_1 = 33,56 \text{ mm}$$

2ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=751973,46 \text{ Nmm}$$

$$T= 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 751973,46)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_2 = 33,78 \text{ mm}$$

3ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=529000 \text{ Nmm}$$

$$T= 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 529000)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_3 = 35,31 \text{ mm}$$

4ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=89139,43 \text{ Nmm}$$

$$T= 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 89139,43)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_4 = 36,22 \text{ mm}$$

5ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=270015,07 \text{ Nmm}$$

$$T= 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_5 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 270015,07)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_5 = 30,33 \text{ mm}$$

6ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=399388,06 \text{ Nmm}$$

$$T= 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_6 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 399388,06)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_6 = 30,57 \text{ mm}$$

Marcha atrás

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=413528,05 \text{ Nmm}$$

$$T = 250000 \text{ Nmm}$$

$$\phi_{MA} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 413528,05)^2 + (1 \cdot 250000)^2}}$$

$$\phi_{MA} = 30,95 \text{ mm}$$

Una vez se hayan calculados los diámetros mínimos que necesita cada sección del eje, se procede a la normalización de estos. De esta manera el proceso de mecanizado será mucho más económico y sencillo.

$\phi_4=37 \text{ mm}$	$\phi_3=36 \text{ mm}$	$\phi_2=34 \text{ mm}$	$\phi_1=34 \text{ mm}$	$\phi_6=32 \text{ mm}$	$\phi_5=31 \text{ mm}$	$\phi_{MA}=31 \text{ mm}$
------------------------	------------------------	------------------------	------------------------	------------------------	------------------------	---------------------------

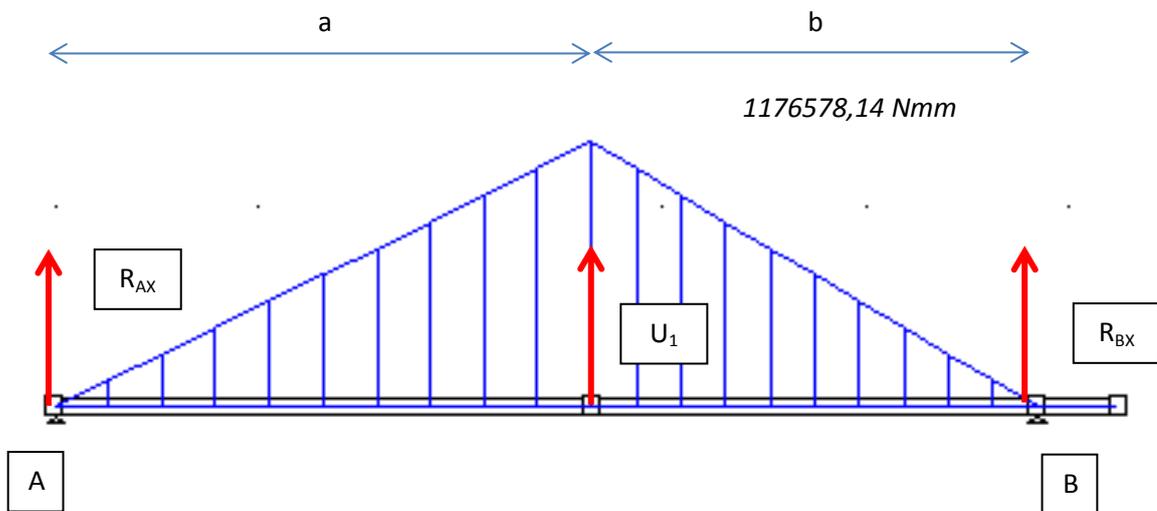
Imagen 3.10: eje intermedio

3.4.4.4 Eje secundario

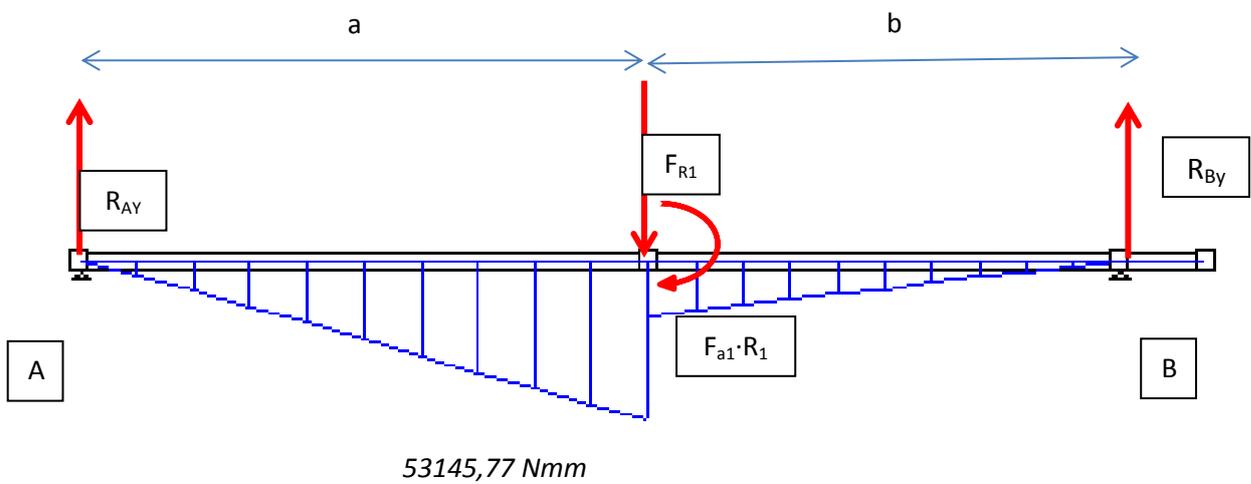
Para el cálculo de los diámetros mínimos del eje secundario se utilizará el mismo método expuesto en los dos apartados anteriores. Primero se calcularán los momentos generados en la sección que se está estudiando, para posteriormente calcular el diámetro mínimo mediante el método ASME.

1ªmarcha

Eje X



Eje Y



$a=265 \text{ mm} \quad b=220 \text{ mm}$

Datos de engranajes 1ª Marcha	
U_1	9788,56 N
F_{R1}	3562,74 N
F_{A1}	3562,74 N
R_1	121,31 mm
$F_{A1} \cdot R_1$	432195,989 Nmm

Tabla 3.29: datos de engranajes 1 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 1ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_1 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{R1}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{A1}$$

Sumatorio de momentos de la 1ª marcha:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_1 \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{A1} \cdot R_1) = +F_{R1}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 1ª MARCHA	
R_{AX}	-4439,92
R_{BX}	-5348,08
R_{AY}	2506,88
R_{BY}	1055,12
R_{BZ}	3562,74
$M_{MAX X}$	1176578,14
$M_{MAX Y}$	53145,77

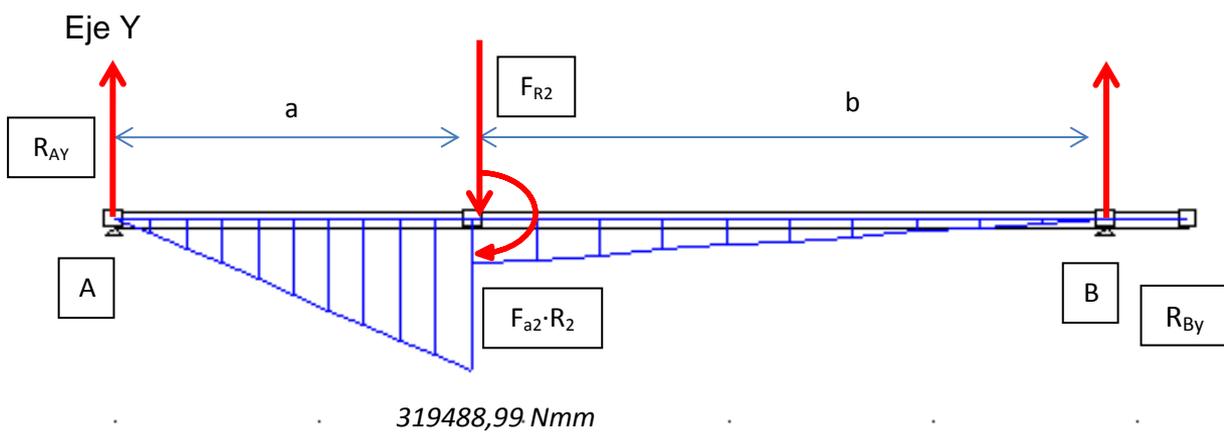
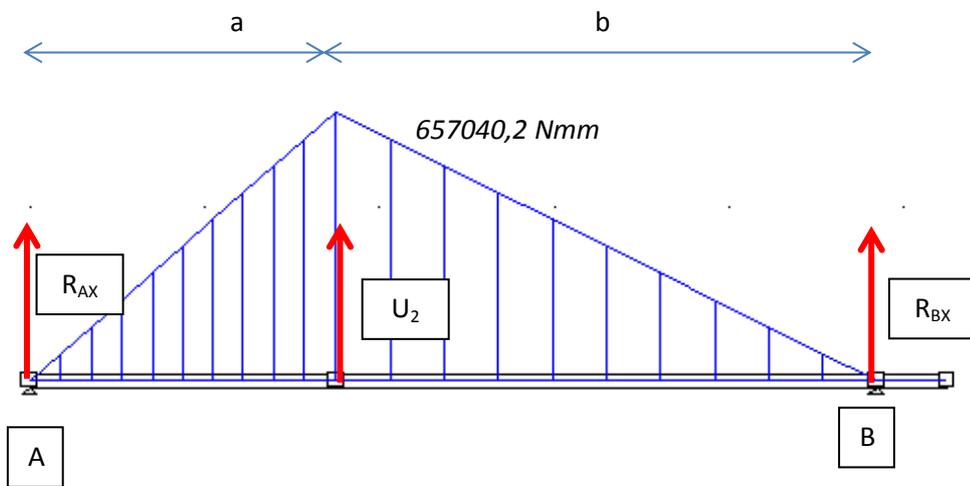
Tabla 3.30: resultados 1º marcha

$$M = \sqrt{1176578,14^2 + 53145,77^2} = 1177777 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R \rightarrow 9788,56 \cdot 121,31 = 1187450,214 \text{ Nmm}$$

2ªmarcha

Eje X



$a=175 \text{ mm} \quad b=310 \text{ mm}$

Datos de engranajes 2ª Marcha	
U_2	$5874,06 \text{ N}$
F_{R2}	$2137,98 \text{ N}$
F_{A2}	$2137,98 \text{ N}$
R_2	$104,29 \text{ mm}$
$F_{A2} \cdot R_2$	$222969,93 \text{ Nmm}$

Tabla 3.31: datos de engranajes 2 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 2ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_2 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{R2}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{A2}$$

Sumatorio de momentos de la 2ª marcha:

$$\sum M_B (X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_2 \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B (Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{A2} \cdot R_2) = +F_{R2}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 2ª MARCHA	
R_{AX}	-3754,52 N
R_{BX}	-2119,48 N
R_{AY}	1825,62 N
R_{BY}	311,353 N
R_{BZ}	2137,98 N
$M_{MAX X}$	657040,2 Nmm
$M_{MAX Y}$	319488,99 Nmm

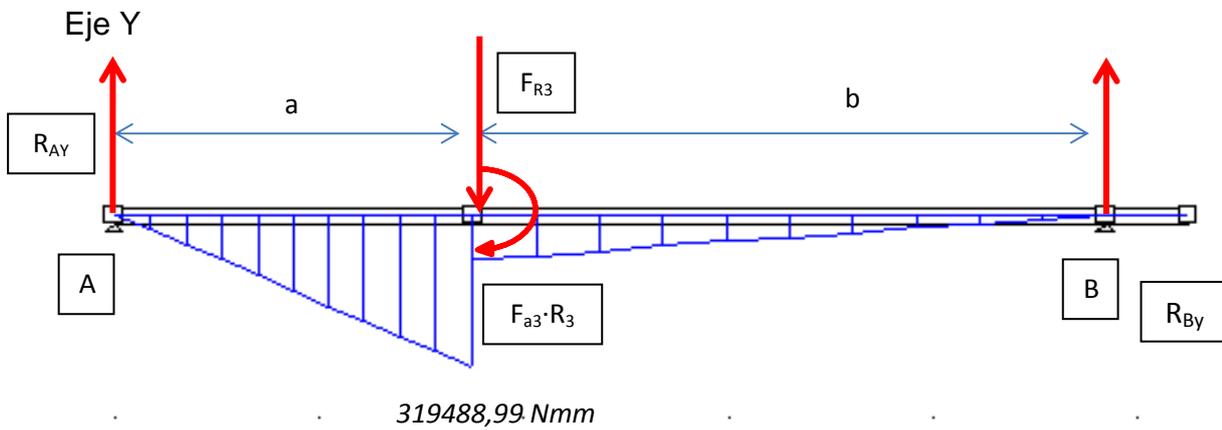
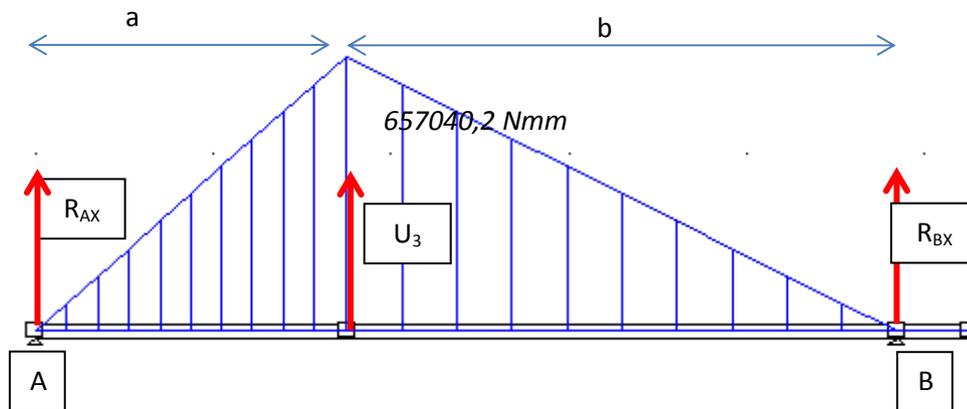
Tabla 3.32: resultados 2º marcha

$$M = \sqrt{657040,2^2 + 319488,99^2} = 730598,48 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R \rightarrow 5974,06 \cdot 104,29 = 612605,71 \text{ Nmm}$$

3ªmarcha

Eje X



$a=130 \text{ mm} \quad b=355 \text{ mm}$

Datos de engranajes 3ª Marcha	
U_3	4518,34 N
F_{R3}	1644,54 N
F_{A3}	1644,54 N
R_3	91,52 mm
$F_{A3} \cdot R_3$	150508,3 N

Tabla 3.33: datos de engranajes 3 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 3ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_3 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{R3}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{A3}$$

Sumatorio de momentos de la 3ª marcha:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_3 \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{A3} \cdot R_3) = +F_{R3}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 3ª MARCHA	
R_{AX}	-2887,79 N
R_{BX}	1630,21 N
R_{AY}	1361,13 N
R_{BY}	282,87 N
R_{BZ}	1644,54 N
$M_{MAX X}$	505363,91 Nmm
$M_{MAX Y}$	238197,73 Nmm

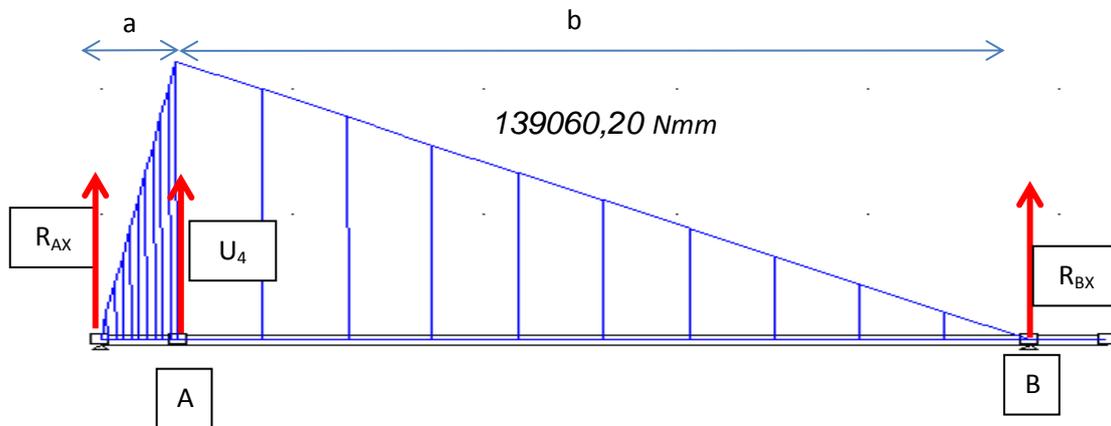
Tabla 3.34: resultados 3º marcha

$$M = \sqrt{505363,91^2 + 238197,73^2} = 558686,71 \text{ Nmm}$$

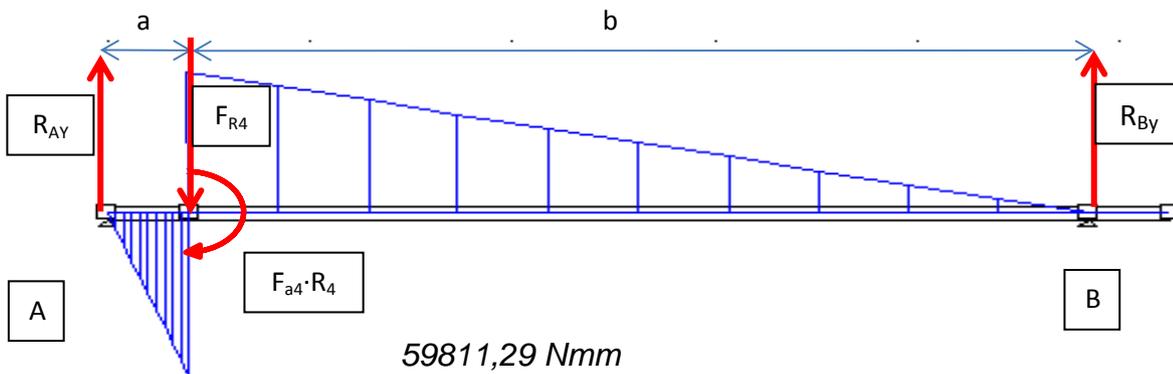
$$T = U \cdot R \rightarrow 4518,34 \cdot 91,52 = 413518,47 \text{ Nmm}$$

4ªmarcha

Eje X



Eje Y



$a=40 \text{ mm} \quad b=445 \text{ mm}$

Datos de engranajes 4ª Marcha	
U_4	3789,60 N
F_{R4}	1379,30 N
F_{A4}	1379,30 N
R_4	80,88 mm
$F_{A4} \cdot R_4$	111557,78 Nmm

Tabla 3.35: datos de engranajes 4 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 4ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_4 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{R4}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{A4}$$

Sumatorio de momentos de la 4ª marcha:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_4 \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{A4} \cdot R_4) = +F_{R4}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 4ª MARCHA	
R_{AX}	-3476,51 N
R_{BX}	-312,495 N
R_{AY}	1495,28 N
R_{BY}	-116,28 N
R_{BZ}	1379,30 N
$M_{MAX X}$	139060,20 Nmm
$M_{MAX Y}$	59811,29 Nmm

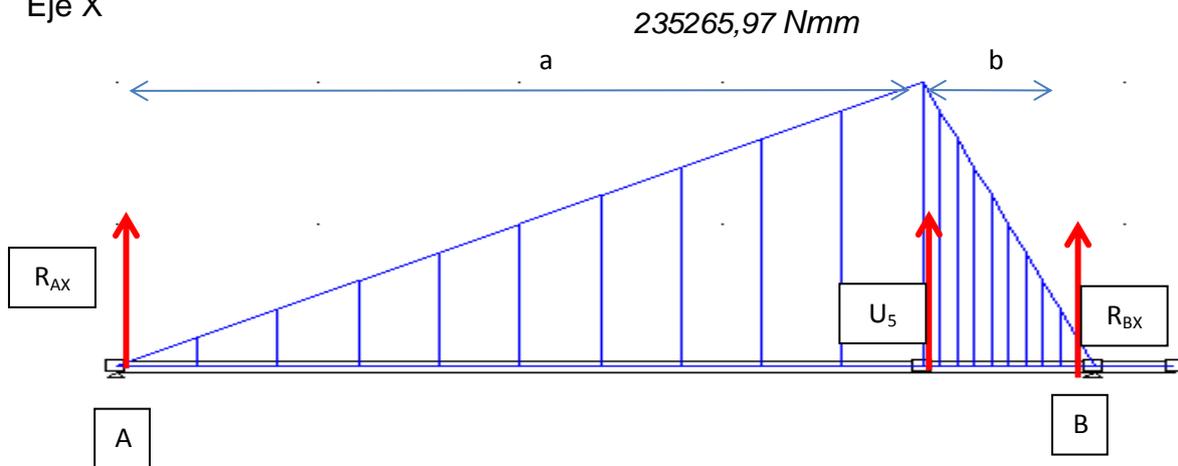
Tabla 3.36: resultados 4º marcha

$$M = \sqrt{139060,20^2 + 59811,29^2} = 151377,44 \text{ Nmm}$$

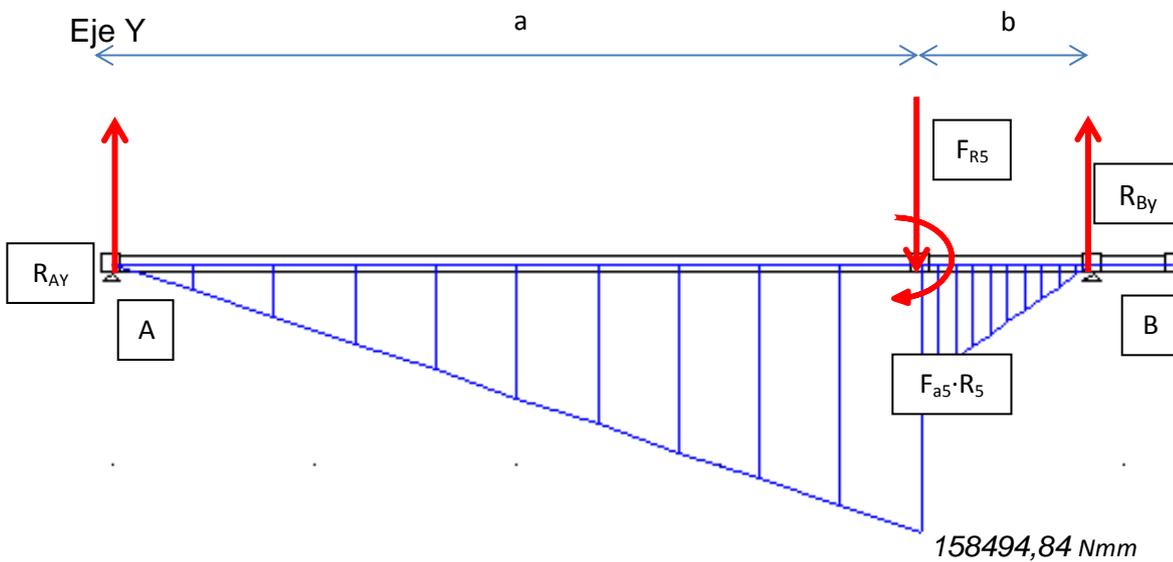
$$T = U \cdot R \rightarrow 1379,30 \cdot 80,88 = 306502,84 \text{ Nmm}$$

5ªmarcha

Eje X



Eje Y



$a=400 \text{ mm} \quad b=85 \text{ mm}$

Datos de engranajes 5ª Marcha	
U_5	3356,15 N
F_{R5}	1221,54 N
F_{A5}	1221,54 N
R_5	72,36 mm
$F_{A5} \cdot R_5$	88390,63 Nmm

Tabla 3.37: datos de engranajes 5 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 5ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_5 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{R5}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{A5}$$

Sumatorio de momentos de la 5ª marcha:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_5 \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{A5} \cdot R_5) = +F_{R5}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 5ª MARCHA	
R_{AX}	-588,165 N
R_{BX}	-2767,83 N
R_{AY}	396,237 N
R_{BY}	824,76 N
R_{BZ}	1221,54
$M_{MAX X}$	235265,97 Nmm
$M_{MAX Y}$	158494,84 Nmm

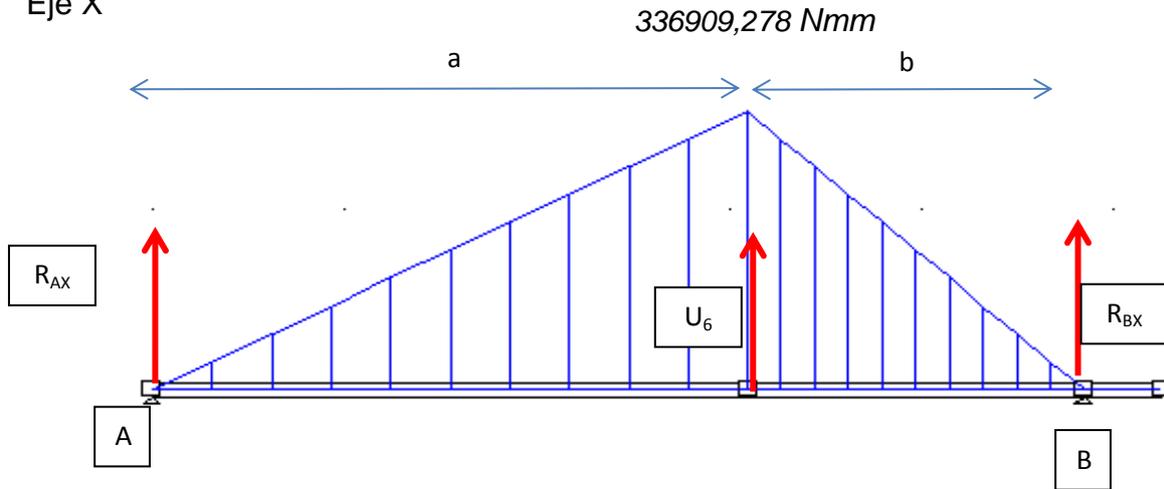
Tabla 3.38: resultados 5ª marcha

$$M = \sqrt{235265,97^2 + 158494,84^2} = 376176,83 \text{ Nmm}$$

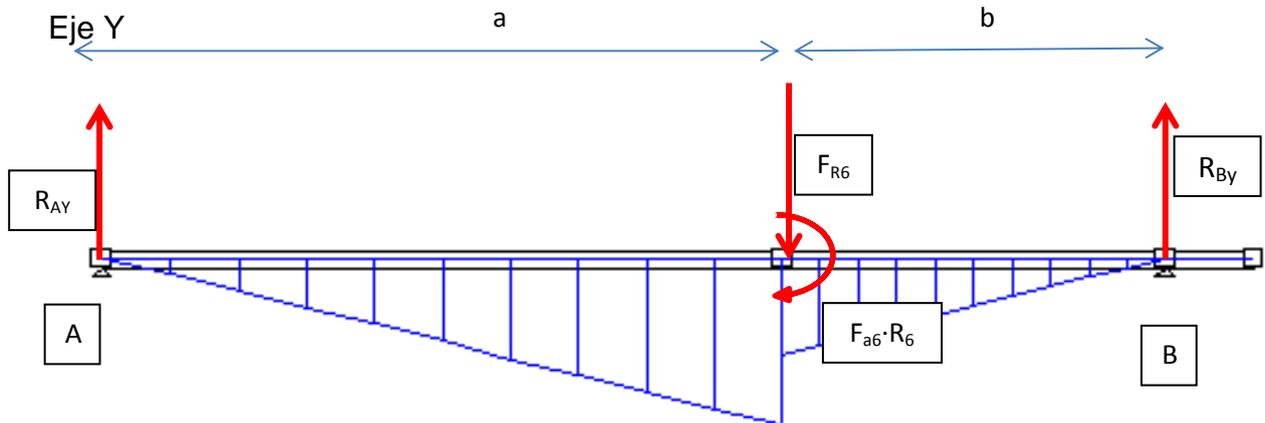
$$T = U \cdot R \rightarrow 1221,54 \cdot 72,36 = 248659,65 \text{ Nmm}$$

6ªmarcha

Eje X



Eje Y



167336,08 Nmm

$a=310 \text{ mm}$ $b=175 \text{ mm}$

Datos de engranajes 6ª Marcha	
U_6	3012,05 N
F_{R6}	1096,29 N
F_{A6}	1096,29 N
R_6	63,85 mm
$F_{A6} \cdot R_6$	70000 Nmm

Tabla 3.39: datos de engranajes 6 marcha

Sumatorio de fuerzas de la 6ª marcha:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_6 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{R6}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{A6}$$

Sumatorio de momentos de la 6ª marcha:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_6 \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{A6} \cdot R_6) = +F_{R6}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO 6ª MARCHA	
R_{AX}	-1086,6 N
R_{BX}	-1985,2 N
R_{AY}	539,79 N
R_{BY}	556,206 N
R_{BZ}	1096,29 N
$M_{MAX X}$	-336909,28 Nmm
$M_{MAX Y}$	167336,08 Nmm

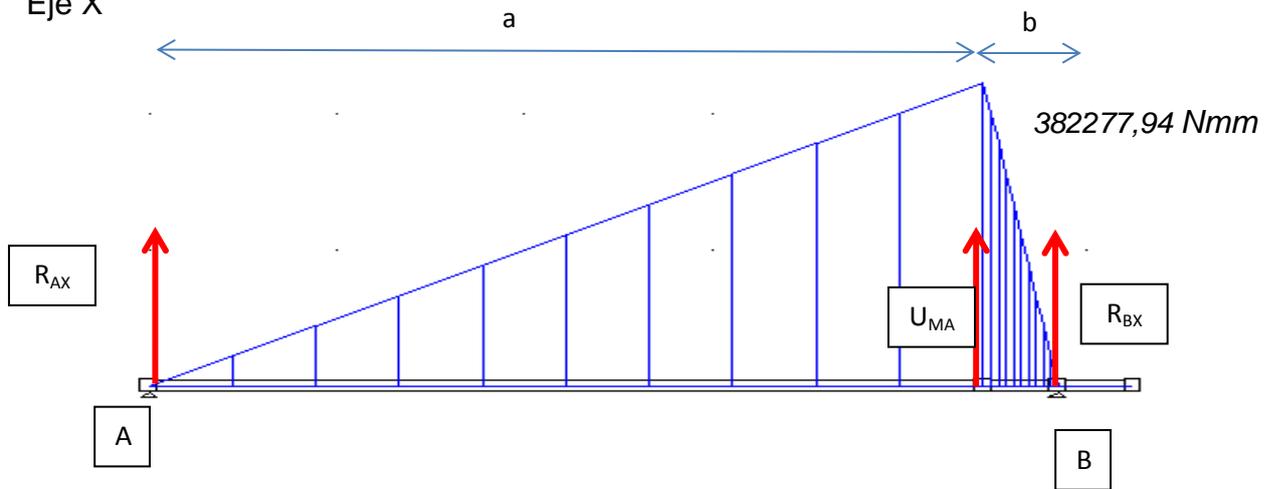
Tabla 3.40: resultados 6ª marcha

$$M = \sqrt{336909,28^2 + 167336,08^2} = 376176,83 \text{ Nmm}$$

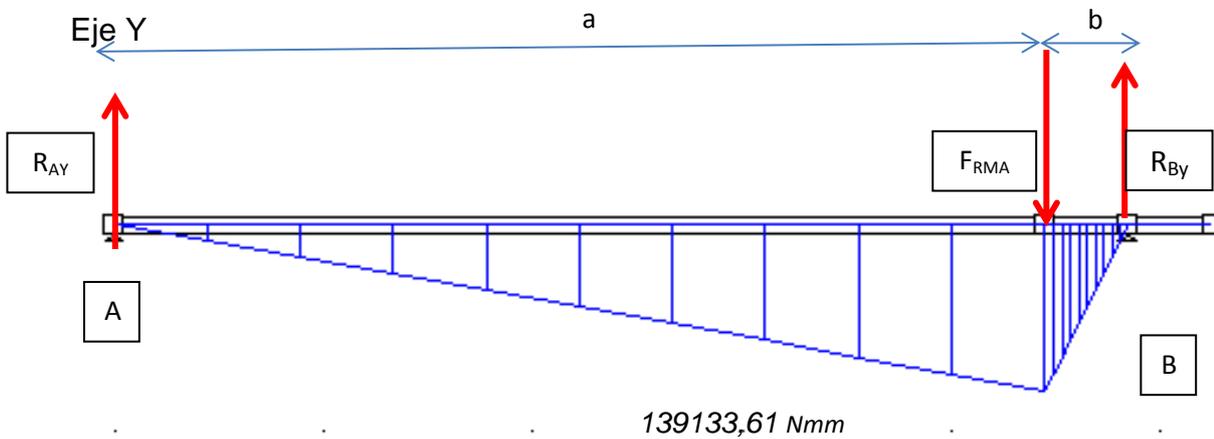
$$T = U \cdot R \rightarrow 1096,29 \cdot 63,85 = 1197186,73 \text{ Nmm}$$

Marcha atrás

Eje X



Eje Y



$$a=445 \text{ mm} \quad b=40 \text{ mm}$$

Datos de engranajes marcha atrás	
U_{MA}	10416,66 N
F_{RMA}	3791,35 N
F_{AMA}	0 N
R_{MA}	114,93 mm
$F_{AMA} \cdot R_{MA}$	0 Nmm

Tabla 3.41: datos de engranajes marcha atrás

Sumatorio de fuerzas de la marcha atrás:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{AX} + R_{BX} + U_{MA} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{BY} = F_{RMA}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{BZ} = F_{AMA}$$

Sumatorio de momentos de la marcha atrás:

$$\sum M_B(X) = 0 \rightarrow R_{AX} \cdot (a + b) + U_{MA} \cdot (b) = 0$$

$$\sum M_B(Y) = 0 \rightarrow R_{AY} \cdot (a + b) + (F_{AMA} \cdot R_6) = +F_{RMA}(b)$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

RESULTADO MARCHA ATRÁS	
R_{AX}	-859,052 N
R_{BX}	-9556,95 N
R_{AY}	312,66 N
R_{BY}	3478,34 N
R_{BZ}	0 N
$M_{MAX X}$	-382277,94 Nmm
$M_{MAX Y}$	139133,61 Nmm

Tabla 3.42: resultados marcha atrás

$$M = \sqrt{382277,94^2 + 139133,61^2} = 406809,16 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R \rightarrow 10416,66 \cdot 114,93 = 1197186,73 \text{ Nmm}$$

3.4.4.5 Cálculos diámetro del eje secundario

Como se ha mencionado en el apartado 3.4.4.2, el cálculo del diámetro se hará mediante el método ASME, ya que es bastante conservador. Para ellos vamos a utilizar la fórmula 3.28:

1ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=1177777 \text{ Nmm}$$

$$T= 1187450 \text{ Nmm}$$

$$\phi_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1177777)^2 + (1 \cdot 1187450)^2}}$$

$$\phi_1 = 32,77 \text{ mm}$$

2ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=730598,48 \text{ Nmm}$$

$$T= 612605,71 \text{ Nmm}$$

$$\phi_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 730598,48)^2 + (1 \cdot 612605,71)^2}}$$

$$\phi_2 = 34,89 \text{ mm}$$

3ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=558686,71 \text{ Nmm}$$

$$T= 413518,47 \text{ Nmm}$$

$$\phi_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 558686,71)^2 + (1 \cdot 413518,47)^2}}$$

$$\phi_3 = 34,67 \text{ mm}$$

4ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=151377,44 \text{ Nmm}$$

$$T= 306502,84 \text{ Nmm}$$

$$\phi_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 151377,44)^2 + (1 \cdot 306502,84)^2}}$$

$$\phi_4 = 35,77 \text{ mm}$$

5ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=283672 \text{ Nmm}$$

$$T= 248659,65 \text{ Nmm}$$

$$\phi_5 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 283672)^2 + (1 \cdot 248659,65)^2}}$$

$$\phi_5 = 31,33 \text{ mm}$$

6ª marcha

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=376176,83 \text{ Nmm}$$

$$T= 192319,39 \text{ Nmm}$$

$$\phi_6 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 376176,83)^2 + (1 \cdot 192319,39)^2}}$$

$$\phi_6 = 31,81 \text{ mm}$$

Marcha atrás

$$CS=2$$

$$\sigma_s=784,8 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m=1,5$$

$$C_t=1,0$$

$$M=406809,16 \text{ Nmm}$$

$$T = 1197186,73 \text{ Nmm}$$

$$\varnothing_{MA} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 784,8} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 406809,16)^2 + (1 \cdot 1197186,73)^2}}$$

$$\varnothing_{MA} = 30,95 \text{ mm}$$

Una vez se hayan calculados los diámetros mínimos que necesita cada sección del eje, se procede a la normalización de estos. De esta manera el proceso de mecanizado será mucho más económico y sencillo.

$\varnothing_4=36 \text{ mm}$	$\varnothing_3=35 \text{ mm}$	$\varnothing_2=35 \text{ mm}$	$\varnothing_1=33 \text{ mm}$	$\varnothing_6=32 \text{ mm}$	$\varnothing_5=32 \text{ mm}$	$\varnothing_{MA}=31 \text{ mm}$
-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	----------------------------------

Imagen 3.11: eje secundario

3.4.5 Calculo de los rodamientos

Los rodamientos, también conocidos como cojinetes de rodadura, sirven como punto de apoyo a los ejes. Las cargas que llegan a los rodamientos se transmiten a la estructura de soporte a través de los elementos rodantes de los rodamientos.

Los elementos rodantes pueden ser de bolas o rodillos. Dependiendo de las prestaciones que se necesiten se elegirán rodamientos de un tipo u otro.

Los rodamientos están estandarizados, por lo tanto son seleccionados de un catálogo, en este caso el catálogo de FAG. Los requisitos a la hora de seleccionar un rodamiento son los siguientes:

- El rodamiento debe encajar en un espacio determinado.
- El rodamiento debe ser capaz de soportar las cargas a las que es sometido.

El cálculo del rodamiento se hará en base a la norma ISO 281-1

3.4.5.1 Eje intermedio

El eje primario tiene dos rodamientos, uno en el apoyo A y otro en el apoyo B. Para el cálculo de los rodamientos hay que tener en cuenta las diferentes cargas que hay en los apoyos. Estas cargas se han calculado en el apartado 3.4.4.2, que son las diferentes reacciones que se dan en el apoyo A y B dependiendo de la marcha seleccionada.

	CARGA RADIAL (A)	CARGA RADIAL (B)	CARGA AXIAL
1^a	3045,88 N	5919,89 N	2340,46 N
2^a	2690,37 N	2488,27 N	916,44 N
3^a	2545 N	1525,15 N	423 N
4^a	2590 N	589,14 N	157,76 N
5^a	3409,68 N	3175 N	0 N
6^a	3070,84 N	2282,21 N	125,25 N
MA	3317,99 N	10338,2 N	1221,54 N

Tabla 3.43: fuerzas en los apoyos

Los rodamientos también tienen una vida útil. Como se ha mostrado en el apartado 3.4.3.2, el reparto de uso de cada marcha es el siguiente:

	<u>Porcentaje (q)</u>	<u>Vida útil</u>
1ª Marcha	5%	190 h
2ª Marcha	12%	456 h
3ª Marcha	21%	798 h
4ª Marcha	30%	1140 h
5ª Marcha	17%	646 h
6ª Marcha	14%	532 h
Marcha atrás	1%	38 h

Tabla 3.44: vida útil de cada marcha

Apoyo A

El apoyo A solo sufre fuerza radial, por lo tanto se seleccionará del catálogo un rodamiento con rodillos cilíndricos. Toda la fuerza axial que se da en el eje es absorbido por el rodamiento del apoyo B. Según la norma ISO 281-1, para que el cálculo de un rodamiento sea correcto se debe utilizar la siguiente fórmula:

$$F_{ei} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Fórmula 3.29}$$

F_{ei} : fuerza equivalente de cada marcha (N)

X: factor

Y: factor

F_r : fuerza radial

F_a : fuerza axial

V: factor de rotación

El valor de X e Y se obtiene de una tabla, pero si el rodamiento no soporta cargas axiales, el valor de X=1 y el valor de Y=0. Por otro lado, V es el denominado factor de rotación, su valor será de 1 cuando el aro interior gira y su valor será de 1,2 cuando el exterior gira.

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3054,88 + 0 = 3054,88 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 2690,37 + 0 = 2690,37 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 2545,00 + 0 = 2545,00 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 2590,00 + 0 = 2590,00 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 3409,68 + 0 = 3409,68 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 3070,84 + 0 = 3070,84 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 3317,99 + 0 = 3317,99 \text{ N}$$

El resultado obtenido se mayor por un factor de aplicación de carga que tiene valor de 1,2.

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 3054,88 = 3655,06 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 2690,37 = 3228,44 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 2545,00 = 3114,00 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 2590,00 = 3108,00 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3409,68 = 4090,80 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 3070,84 = 3685,01 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1,2 \cdot 3317,99 = 3981,58 \text{ N}$$

La cara equivalente que soporta el rodamiento, teniendo en cuenta los coeficientes de reparto q expuestos en la tabla 3.5 se resolvería mediante la siguiente formula:

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_{en}^3 \cdot \frac{q_n}{100}} \quad \text{Fórmula 3.30}$$

$$F_e = \sqrt[3]{3,65^3 \cdot 0,05 + 3,23^3 \cdot 0,12 + 3,11^3 \cdot 0,21 + 3,11^3 \cdot 0,3 + 4,09^3 \cdot 0,17 + 2,41^3 \cdot 0,14 + 3,98^3 \cdot 0,01} = 3,302 \text{ kN}$$

Los rodamientos tienen una vida útil y se cuantifica como el número mínimo de revoluciones completadas por el anillo interior, hasta que aparecen los primeros síntomas de fatiga. La vida nominal L_{10} es el número de revoluciones del anillo interior sin que aparezcan los síntomas de fatiga mencionados anteriormente, con una fiabilidad del $R=90\%$. Para los rodamientos de bolas y rodillos se utiliza la siguiente expresión:

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{\frac{1}{1.483}}} \quad \text{Fórmula 3.31}$$

$$L_{10} = \frac{3800 \cdot 4000 \cdot 60}{0.02 + 4.439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \right]^{\frac{1}{1.483}}} = 918,1 \cdot 10^6 \text{ rev.}$$

A continuación se define como capacidad dinámica la carga C el valor de F correspondiente a un determinado valor de duración L_{10} (habitualmente 1 millón de revoluciones). El valor de C se calcularía como:

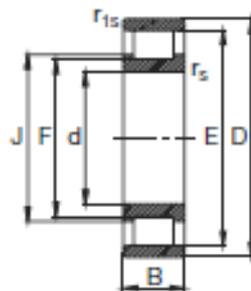
$$C = F_e \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} \quad \text{Fórmula 3.32}$$

Donde el valor de "a" sería $a=3$ para rodamientos de bolas y $a=10/3$ para rodamientos de rodillos. Por lo tanto:

$$C = 3,302 \cdot 918,1^{3/10}$$

$$C = 25,565 \text{ kN}$$

Se ha optado por un rodamiento cilíndrico de una hilera del catálogo FAG, con la referencia N206E. TPV2



	d	D	B	r _s min	r ₁₅ min	E	F	H	J	n	a	b	s ¹⁾	Roda- miento angular kg	Anillo angular	din. C	estát. C ₀
	mm															kN	
25	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1			4	1,9	0,356	0,027	57	56
	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6					1,9	0,349		57	56
	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1	4				0,363		57	56
30	30	55	13	1	0,6	48,5	36,5	46,1					2,4	0,129		16,6	16
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5		41,3				1,4	0,205		39	37,5
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	52,5	41,3	7	4		1,5	0,213	0,025	39	37,5
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	52,5					1,5	0,208		39	37,5
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	52,5	41,1	3				0,219		39	37,5

REF.: N206. TVP 2	
∅ Interior	30 mm
∅ Exterior	62 mm
B (Ancho)	16 mm
C	39 kN

Tabla 3.45: elección de rodamiento para apoyo A (catalogo FAG)

Apoyo B

A diferencia del apoyo A, el apoyo B también sufre cargas axiales, por lo tanto el método de cálculo varía. El rodamiento que se ha escogido para este apoyo es de bolas, ya que es capaz de soportar las fuerzas axiales. Para comenzar, el valor de los factores X e Y cambia dependiendo de la marcha que esté establecida. Se toman como valores medios los siguientes:

e=0,27

X=0,56

Y=1,63

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X	Y	X	Y
0.014*	0.19	1	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1	0	0.56	1.71
0.07	0.27	1	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1	0	0.56	1.55
0.11	0.30	1	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1	0	0.56	1

*Usar 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$

Tabla 3.46: X, Y para calcular la carga radial equivalente

1ª Marcha

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} \rightarrow \frac{2340,46}{5919,89} = 0,395$$

$$0,395 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = (0,56 \cdot 1 \cdot 5919,89) + (1,63 \cdot 2340,46)$$

$$F_{e1} = 7130,08 \text{ N}$$

2ª Marcha

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} \rightarrow \frac{916,44}{2488,27} = 0,36$$

$$0,36 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e2} = (0,56 \cdot 1 \cdot 24881,27) + (1,63 \cdot 916,44)$$

$$F_{e2} = 2887,23 \text{ N}$$

3ª Marcha

$$\frac{F_{a3}}{F_{r3}} \rightarrow \frac{423}{1525,15} = 0,277$$

$$0,277 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e3} = (0,56 \cdot 1 \cdot 1525,15) + (1,63 \cdot 423)$$

$$F_{e3} = 1543,57 \text{ N}$$

4ª Marcha

$$\frac{F_{a4}}{F_{r4}} \rightarrow \frac{157,76}{589,14} = 0,267$$

$$0,267 < 0,27$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e4} = (1 \cdot 1 \cdot 589,14) + (0 \cdot 157,76)$$

$$F_{e4} = 589,14 \text{ N}$$

5ª Marcha

$$\frac{F_{a5}}{F_{r5}} \rightarrow \frac{0}{3175} = 0$$

$$0 < 0,27$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e5} = (1 \cdot 1 \cdot 3175) + (0 \cdot 0)$$

$$F_{e5} = 3175 \text{ N}$$

6ª Marcha

$$\frac{F_{a6}}{F_{r6}} \rightarrow \frac{125,25}{2282,21} = 0,054$$

$$0,054 < 0,27$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e6} = (1 \cdot 1 \cdot 2282,21) + (0 \cdot 125,25)$$

$$F_{e6} = 2282,21 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_{aMA}}{F_{rMA}} \rightarrow \frac{0}{10338,2} = 0$$

$$0 < 0,27$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{eMA} = (1 \cdot 1 \cdot 10338,2) + (0 \cdot 0)$$

$$F_{eMA} = 10338,2 \text{ N}$$

Como en el anterior apartado, las cargas se mayoran por un coeficiente de 1,2. Por lo tanto, la fuerza equivalente de cada marcha quedaría de esta manera:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 7130,08 = 8556,09 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 2887,23 = 3464,68 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 1543,57 = 1852,28 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 589,14 = 706,97 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3175 = 3810,00 \text{ N}$$

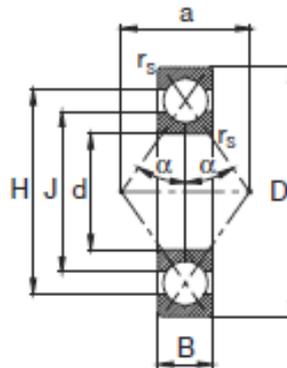
$$F_{e6} = 1,2 \cdot 2282,21 = 2738,65 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1,2 \cdot 10338,2 = 12405,84 \text{ N}$$

$$F_e = \sqrt[3]{8,55^3 \cdot 0,05 + 3,46^3 \cdot 0,12 + 1,85^3 \cdot 0,21 + 0,71^3 \cdot 0,3 + 3,81^3 \cdot 0,17 + 2,74^3 \cdot 0,14 + 12,4^3 \cdot 0,01} = 5,107 \text{ kN}$$

$$C = 5,107 \cdot 918,1^{1/3}$$

$$C = 49,63 \text{ kN}$$



30	72	19	1,1	58	44	36	0,379	58,5	43
----	----	----	-----	----	----	----	-------	------	----

REF.: QJ306 TVP	
Ø Interior	30 mm
Ø Exterior	72 mm
B (Ancho)	19 mm
C	56,5 kN
C ₀	43 kN

Tabla 3.47: elección de rodamiento para apoyo B (catalogo FAG)

A continuación se comprueba si el rodamiento seleccionado es correcto. Como se ha mencionado anteriormente al principio de este apartado, la elección de un rodamiento de bolas es un proceso iterativo. Se calculan los nuevos factor X e Y. Para el cálculo de algunos factores será necesario interpolar para conseguir el valor concreto.

1ª Marcha

$$\frac{F_{a1}}{C_0} \rightarrow \frac{2340,46}{43000} = 0,054 \rightarrow \text{Interpolando se obtiene:}$$

$$(\text{Tabla 3.46}) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,74$$

$$F_{e1} = (0,56 \cdot 1 \cdot 5919,89) + (1,74 \cdot 2340,46)$$

$$F_{e1} = 7387,04 \text{ N}$$

2ª Marcha

$$\frac{F_{a2}}{C_0} \rightarrow \frac{916,44}{43000} = 0,021$$

$$(\text{Tabla 3.46}) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 2,15$$

$$F_{e2} = (0,56 \cdot 1 \cdot 24881,27) + (2,15 \cdot 916,44)$$

$$F_{e2} = 3363,77 \text{ N}$$

3ª Marcha

$$\frac{F_{a3}}{C_0} \rightarrow \frac{423}{43000} = 0,0098$$

$$(\text{Tabla 3.46}) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 2,30$$

$$F_{e3} = (0,56 \cdot 1 \cdot 1525,15) + (2,3 \cdot 423)$$

$$F_{e3} = 1826,98 \text{ N}$$

4ª Marcha

$$\frac{F_{a4}}{C_0} \rightarrow \frac{157,76}{43000} = 0,0036$$

$$(\text{Tabla 3.46}) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 2,30$$

$$F_{e4} = (0,56 \cdot 1 \cdot 589,14) + (2,3 \cdot 157,76)$$

$$F_{e4} = 692,76 \text{ N}$$

5ª Marcha

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e5} = (1 \cdot 1 \cdot 3175) + (0 \cdot 0)$$

$$F_{e5} = 3175 \text{ N}$$

6ª Marcha

$$\frac{F_{a6}}{C_0} \rightarrow \frac{125,25}{43000} = 0,0029$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 2,30$$

$$F_{e6} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2282,21) + (2,3 \cdot 125,25)$$

$$F_{e6} = 1566,11 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_{aMA}}{F_{rMA}} \rightarrow \frac{0}{43000} = 0$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{eMA} = (1 \cdot 1 \cdot 10338,2) + (0 \cdot 0)$$

$$F_{eMA} = 10338,2 \text{ N}$$

Se procede al cálculo de las carga equivalente para comprobar si el rodamiento seleccionado es válido, no sin antes mayorar los valores obtenidos:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 7387,04 = 8865,448 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 3363,77 = 4036,52 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 1826,98 = 2191,2 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 692,76 = 831,31 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3175 = 3810,00 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 1566,11 = 1879,33 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1,2 \cdot 10338,2 = 12405,84 \text{ N}$$

$$F_e = \sqrt[3]{8,87^3 \cdot 0,05 + 4,04^3 \cdot 0,12 + 2,19^3 \cdot 0,21 + 0,83^3 \cdot 0,3 + 3,81^3 \cdot 0,17 + 1,87^3 \cdot 0,14 + 12,4^3 \cdot 0,01} = 5,407 \text{ kN}$$

$$C = 5,407 \cdot 918,1^{1/3} = 52,55 \text{ kN}$$

Comparando el valor obtenido con el valor de la carga dinámica del rodamiento seleccionado, comprobamos que es correcto y es adecuado para este montaje.

$$52,55 \text{ kN} < 56,6 \text{ kN} \quad \text{OK}$$

3.4.5.2 Eje secundario

El eje secundario está formado por dos rodamientos. Las fuerzas en los apoyos se muestran en la siguiente tabla.

	CARGA RADIAL (C)	CARGA RADIAL (D)	CARGA AXIAL
1^a	5097,95 N	5451,09 N	3562,74 N
2^a	4174,85 N	2142,17 N	2137,98 N
3^a	3192,43 N	1654,21 N	1644,54 N
4^a	3784,32 N	333,42 N	1379,3 N
5^a	2829,63 N	2888,09 N	1221,54 N
6^a	1212,4 N	2061,64 N	1096,29 N
MA	944,18	3492,36 N	0 N

Tabla 3.48: fuerzas en los apoyos C y D

Apoyo C

El apoyo C solo sufre fuerza radial, por lo tanto se seleccionará del catálogo un rodamiento con rodillos cilíndricos. Toda la fuerza axial que se da en el eje secundario es absorbida por el rodamiento del apoyo D. Los cálculos se harán en base a la norma ISO 281-1.

El valor de X e Y se obtiene de una tabla, pero si el rodamiento no soporta cargas axiales, el valor de X=1 y el valor de Y=0. Por otro lado, V es el denominado factor de rotación, su valor será de 1 cuando el aro interior gira y su valor será de 1,2 cuando el exterior gira.

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 5097,95 + 0 = 5097,95 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 4174,85 + 0 = 4174,85 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 3192,43 + 0 = 3192,43 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 3784,32 + 0 = 3784,32 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 2829,63 + 0 = 2829,63 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 1212,4 + 0 = 1212,4 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 944,18 + 0 = 944,18 \text{ N}$$

El resultado obtenido se mayor por un factor de aplicación de carga que tiene valor de 1,2.

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 5097,95 = 6117,54 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 4174,85 = 5009,82 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 3192,43 = 3830,91 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 3784,32 = 4541,18 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 2829,63 = 3395,59 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 1212,4 = 1454,88 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1,2 \cdot 944,18 = 1133,016 \text{ N}$$

La cara equivalente que soporta el rodamiento, teniendo en cuenta los coeficientes de reparto q expuestos en la tabla 3.5 se resolvería mediante la siguiente formula:

$$F_e = \sqrt[3]{6,12^3 \cdot 0,05 + 5,01^3 \cdot 0,12 + 3,83^3 \cdot 0,21 + 4,54^3 \cdot 0,3 + 3,39^3 \cdot 0,17 + 1,45^3 \cdot 0,14 + 1,13^3 \cdot 0,01} = 4,154 \text{ kN}$$

La vida útil del rodamiento varía según cada marcha, por lo tanto se calcula la duración de cada rodamiento.

$$L_1 = 190 \cdot 60 \cdot 1975 = 22,52 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_2 = 456 \cdot 60 \cdot 2813 = 76,96 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_3 = 798 \cdot 60 \cdot 3854 = 184,52 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_4 = 1140 \cdot 60 \cdot 4847 = 331,53 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_5 = 646 \cdot 60 \cdot 4000 = 155,04 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_6 = 532 \cdot 60 \cdot 3015 = 96,23 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{MA} = 38 \cdot 60 \cdot 4847 = 4,32 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

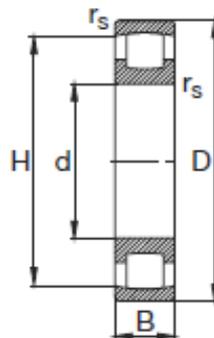
$$\sum L_i = 871,115 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{871,115 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1,483}} = 876,95 \cdot 10^6 \text{ rev.}$$

$$C = 4,154 \cdot 876,95^{3/10}$$

$$C = 31,73 \text{ kN}$$

Como rodamiento para el apoyo C se selecciona el siguiente del catalogo de FAG:



30	62	16	1	53	0,207	27,5	28,5
30	62	16	1	53	0,203	27,5	28,5
30	72	19	1,1	60,7	0,37	49	49

REF.: 20306 T	
Ø Interior	30 mm
Ø Exterior	72 mm
B (Ancho)	19 mm
C	49 kN
C ₀	49 kN

Tabla 3.49: elección de rodamiento para apoyo C (catalogo FAG)

Apoyo D

A diferencia del apoyo C, el apoyo D también sufre cargas axiales, por lo tanto el método de cálculo varía. El rodamiento que se ha escogido para este apoyo es de bolas, ya que es capaz de soportar las fuerzas axiales. Para comenzar, el valor de los factores X e Y cambia dependiendo de la marcha que esté establecida. Se toman como valores medios los siguientes:

$$e=0,27 \quad X=0,56 \quad Y=1,63$$

1ª Marcha

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} \rightarrow \frac{3562,74}{5451,09} = 0,653$$

$$0,653 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = (0,56 \cdot 1 \cdot 5451,09) + (1,63 \cdot 3562,74)$$

$$F_{e1} = 8859,72 \text{ N}$$

2ª Marcha

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} \rightarrow \frac{2137,98}{2142,98} = 0,98$$

$$0,98 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e2} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2142,98) + (1,63 \cdot 2137,98)$$

$$F_{e2} = 2887,23 \text{ N}$$

3ª Marcha

$$\frac{F_{a3}}{F_{r3}} \rightarrow \frac{1644,54}{1654,54} = 0,98$$

$$0,98 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e3} = (0,56 \cdot 1 \cdot 1644,54) + (1,63 \cdot 1654,54)$$

$$F_{e3} = 3609,95 \text{ N}$$

4ª Marcha

$$\frac{F_{a4}}{F_{r4}} \rightarrow \frac{333,42}{1379,3} = 0,28$$

$$0,28 > 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e4} = (0,56 \cdot 1 \cdot 333,42) + (1379,3 \cdot 1,63)$$

$$F_{e4} = 2434,97 \text{ N}$$

5ª Marcha

$$\frac{F_{a5}}{F_{r5}} \rightarrow \frac{1221,54}{2888,09} = 0,42$$

$$0,42 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e5} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2888,09) + (1,63 \cdot 1221,54)$$

$$F_{e5} = 3608,44 \text{ N}$$

6ª Marcha

$$\frac{F_{a6}}{F_{r6}} \rightarrow \frac{1096,29}{2061,64} = 0,53$$

$$0,53 \geq 0,27$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e6} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2061,64) + (1,63 \cdot 1096,29)$$

$$F_{e6} = 2941,47 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_{aMA}}{F_{rMA}} \rightarrow \frac{0}{3492,36} = 0$$

$$0 < 0,27$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{eMA} = (1 \cdot 1 \cdot 3492,36) + (0 \cdot 0)$$

$$F_{eMA} = 3492,36 \text{ N}$$

Como en el anterior apartado, las cargas se mayoran por un coeficiente de 1,2. Por lo tanto, la fuerza equivalente de cada marcha quedaría de esta manera:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 4684,42 = 5621,30 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 8859,87 = 10631,84 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 3606,95 = 4328,34 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 2434,97 = 2921,96 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3608,44 = 4330,13 \text{ N}$$

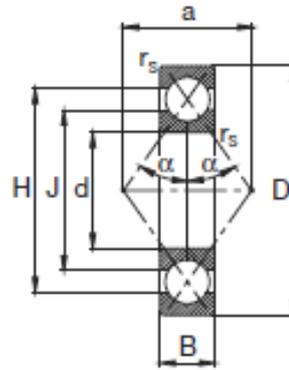
$$F_{e6} = 1,2 \cdot 2941,47 = 3529,76 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1,2 \cdot 3992,36 = 4791,07 \text{ N}$$

$$F_e = \sqrt[3]{5,62^3 \cdot 0,05 + 10,6^3 \cdot 0,12 + 4,32^3 \cdot 0,21 + 2,92^3 \cdot 0,3 + 4,43^3 \cdot 0,17 + 3,52^3 \cdot 0,14 + 4,79^3 \cdot 0,01} = 4,82 \text{ kN}$$

$$C = 4,82 \cdot 876,95 \cdot 1/3$$

$$C = 46,13 \text{ kN}$$



30

30	69	16	1	50,6	40,3	39	0,254	38,5	27,5
30	72	19	1,1	58	44	36	0,379	58,5	43

REF.: QJ306 TVP	
Ø Interior	30 mm
Ø Exterior	72 mm
B (Ancho)	19 mm
C	56,5 kN
C ₀	43 kN

Tabla 3.50: elección de rodamiento para apoyo D (catalogo FAG)

A continuación se comprueba si el rodamiento seleccionado es correcto. Se calculan los nuevos factores X e Y. Para el cálculo de algunos factores será necesario interpolar para conseguir el valor concreto.

1ª Marcha

$$\frac{F_{a1}}{C_0} \rightarrow \frac{3562,74}{43000} = 0,084$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,55$$

$$F_{e1} = (0,56 \cdot 1 \cdot 5451,09) + (1,55 \cdot 3562,74)$$

$$F_{e1} = 8574,85 \text{ N}$$

2ª Marcha

$$\frac{F_{a2}}{C_0} \rightarrow \frac{2137,98}{430000} = 0,042$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,85$$

$$F_{e2} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2142,17) + (1,85 \cdot 2137,98)$$

$$F_{e2} = 5154,87 \text{ N}$$

3ª Marcha

$$\frac{F_{a3}}{C_0} \rightarrow \frac{1644,54}{430000} = 0,038 \rightarrow \text{interpolando se obtiene:}$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,89$$

$$F_{e3} = (0,56 \cdot 1 \cdot 1654,21) + (1,89 \cdot 1644,54)$$

$$F_{e3} = 4034,53 \text{ N}$$

4ª Marcha

$$\frac{F_{a4}}{C_0} \rightarrow \frac{1379,3}{430000} = 0,032 \rightarrow \text{interpolando se obtiene:}$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,93$$

$$F_{e4} = (0,56 \cdot 1 \cdot 333,42) + (1,93 \cdot 1379,3)$$

$$F_{e4} = 2848,76 \text{ N}$$

5ª Marcha

$$\frac{F_{a5}}{C_0} \rightarrow \frac{1221,54}{430000} = 0,028 \rightarrow \text{interpolando se obtiene:}$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,99$$

$$F_{e5} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2888,09) + (1,99 \cdot 1221,54)$$

$$F_{e5} = 4048,18 \text{ N}$$

6ª Marcha

$$\frac{F_{a6}}{C_0} \rightarrow \frac{1096,29}{43000} = 0,0025$$

$$(Tabla 3.46) \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 2,07$$

$$F_{e6} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2061,64) + (2,07 \cdot 1096,29)$$

$$F_{e6} = 3423,84 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_{aMA}}{F_{rMA}} \rightarrow \frac{0}{43000} = 0$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{eMA} = (1 \cdot 1 \cdot 3492,36) + (0 \cdot 0)$$

$$F_{eMA} = 3492,36 \text{ N}$$

Se procede al cálculo de las cargas equivalentes para comprobar si el rodamiento seleccionado es válido, no sin antes mayorar los valores obtenidos:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 8574,85 = 10289,82 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 5154,87 = 6185,84 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 4034,53 = 4841,44 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 2848,76 = 3418,51 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 4048,18 = 4857,81 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 3423,84 = 4108,61 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = 1,2 \cdot 3492,36 = 4190,83 \text{ N}$$

$$F_e = \sqrt[3]{10,2^3 \cdot 0,05 + 6,18^3 \cdot 0,12 + 4,84^3 \cdot 0,21 + 3,41^3 \cdot 0,3 + 4,85^3 \cdot 0,17 + 4,1^3 \cdot 0,14 + 4,19^3 \cdot 0,01} = 5,654 \text{ kN}$$

$$C = 5,654 \cdot 876,95 \cdot 1/3 = 54,12 \text{ kN}$$

Comparando el valor obtenido con el valor de la carga dinámica del rodamiento seleccionado, comprobamos que es correcto y es adecuado para este montaje.

$$54,12 \text{ kN} < 56,6 \text{ kN} \quad \text{OK}$$

Para el apoyo B y D se utilizarán el mismo rodamiento con las mismas características, rodamientos FAG de bolas con 4 caminos de contacto.

3.4.5.3 Eje primario

El eje primario está formado por dos rodamientos y se opta por utilizar dos rodamientos de tipo cónico, espalda con espalda. El diámetro interior de los rodamientos tendrá que ser de 35 mm. Los rodamientos deben soportar las siguientes cargas:

	CARGA RADIAL (A)	CARGA RADIAL (B)	CARGA AXIAL(A)
TC	5932,62 N	9068,55 N	1221,54 N

Tabla 3.51: resumen fuerzas sobre rodamientos eje primario

Antes de calcular el rodamiento es necesario seleccionar uno del catálogo de FAG, después se comprobará que soporta las cargas:

REF.: C208E.TCP54	
\varnothing Interior	35 mm
\varnothing Exterior	75 mm
B (Ancho)	18 mm
C	55,5 kN
Y	1,9

Tabla 3.52: elección de rodamiento para engranaje TC (catálogo FAG)

Una vez obtenido los datos del catálogo, se utilizan para conseguir la carga equivalente que soportarán los rodamientos. Según el catálogo de FAG:

$$K_a \rightarrow 1221,54 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} > < \frac{F_{rB}}{Y} \rightarrow \frac{5932,62}{1,9} < \frac{9068,55}{1,9}$$

$$0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) = 0,5 \left(\frac{9068,55}{1,9} - \frac{5932,62}{1,9} \right) = 8325,24 \text{ N} < 1221,54 \text{ N}$$

Después de saber en el caso que se encuentran (2b) según el catalogo FAG, se calcula la fuerza equivalente para comparar con la capacidad del rodamiento.

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y} = \frac{0,5 \cdot (5932,62)}{1,9} = 1561,21 \text{ N} \rightarrow 1,561 \text{ kN}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 1561,21 + 1221,54 = 2782,75 \text{ N} \rightarrow 2,782 \text{ kN}$$

Los rodamientos tienen una vida útil de 4000 horas, un 5% más que la vida útil de la caja de cambios, a modo de coeficiente de seguridad. El eje gira a 5300 rpm por lo tanto y una fiabilidad del 90%:

$$L = 4000 \text{ h} \cdot 5300 \text{ rpm} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 1272 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10} = \frac{1272}{0.02 + 4.439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{\frac{1}{1.483}}} = 1280,51 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Después de conocer la vida nominal el rodamiento, se calcula la capacidad dinámica del rodamiento.

$$C_A = 1,561 \cdot 1280,51 \cdot 3/10 = 13,36 \text{ kN} < 55,5 \text{ kN} \quad \text{OK}$$

$$C_B = 2,782 \cdot 1280,51 \cdot 3/10 = 23,799 \text{ kN} < 55,5 \text{ kN} \quad \text{OK}$$

3.4.5.4 Elección rodamientos para las ruedas locas del eje secundario

Los engranajes que se encuentran en el eje secundario giran locos, hasta que un elemento denominado sincronizador las une con el eje. Los rodamientos deben permitir el giro libre y tienen que soportar las mismas fuerzas que soporta el engranaje que va montado en él. La selección se hará del catálogo de FAG y se escogen rodamientos de tipo aguja. El procedimiento de cálculo es el mismo, se tiene en cuenta la fuerza tangencial y radial que se ejerce en el engranaje. En la siguiente tabla se presenta un resumen de las fuerzas que se aplican en cada marcha:

	Fuerza tangencial (U)	Fuerza radial (F _R)
1 Engranaje	9788,56 N	3562,74 N
2 Engranaje	5874,06 N	2137,98 N
3 Engranaje	4518,43 N	1644,54 N
4 Engranaje	3789,60 N	1379,3 N
5 Engranaje	3356,15 N	1221,54 N
6 Engranaje	3012,05 N	1096,29 N
Engranaje MA	10416,66 N	3791,35 N

Tabla 3.53: resumen fuerzas sobre engranajes locos

Con la siguiente formula se calcula fuerza total generada en cada engranaje:

$$F_{Ti} = \sqrt{U_i^2 + F_R^2} \quad \text{Fórmula 3.33}$$

1ª Marcha

$$F_{T1} = \sqrt{9788,56^2 + 3562,74^2} = 10416,76 \text{ N}$$

$$X=1 \quad V=1 \quad Y=0$$

$$F_{e1} = (1 \cdot 1 \cdot 10416,76) + (0 \cdot 0) = 10,41 \text{ kN}$$

$$L_1 = 22,52 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{22,52 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 22,66 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 10,41 \cdot 22,66 \cdot 3^{1/10} = 29,47 \text{ kN}$$

Después de calcular la capacidad dinámica se elige un rodamiento del catálogo de SKF. El diámetro del eje en esta sección es de 33 mm, por lo tanto:

REF.: N206E.TVP2	
Ø Interior	33 mm

\varnothing Exterior	50 mm
B (Ancho)	16 mm
C	39 kN
C_0	39,5 kN

Tabla 3.54: elección de rodamiento para engranaje 1 (catalogo FAG)

2ª Marcha

$$F_{T2} = \sqrt{5874,06^2 + 2137,98^2} = 6251,04 \text{ N}$$

$$X=1 \quad V=1 \quad Y=0$$

$$F_{e2} = (1 \cdot 1 \cdot 6251,04) + (0 \cdot 0) = 6,251 \text{ kN}$$

$$L_2 = 76,96 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{76,96 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,483}} = 77,47 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 6,251 \cdot 77,47 \cdot 3^{1/10} = 26,64 \text{ kN}$$

Después de calcular la capacidad dinámica se elige un rodamiento del catálogo de SKF. El diámetro del eje en esta sección es de 35 mm, por lo tanto:

REF.: N202E.TVP2	
\varnothing Interior	35 mm
\varnothing Exterior	50 mm
B (Ancho)	17 mm
C	50 kN
C_0	50 kN

Tabla 3.55: elección de rodamiento para engranaje 2 (catalogo FAG)

3ª Marcha

$$F_{T3} = \sqrt{4518,34^2 + 1644,54^2} = 4808,31 \text{ N}$$

$$X=1 \quad V=1 \quad Y=0$$

$$F_{e3} = (1 \cdot 1 \cdot 4808,31) + (0 \cdot 0) = 4,808 \text{ kN}$$

$$L_3 = 184,52 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{184,52 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 185,75 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 4,808 \cdot 185,75 \cdot 3^{3/10} = 27,38 \text{ kN}$$

Después de calcular la capacidad dinámica se elige un rodamiento del catálogo de SKF. El diámetro del eje en esta sección es de 35 mm, por lo tanto:

REF.: N202E.TVP2	
Ø Interior	35 mm
Ø Exterior	50 mm
B (Ancho)	17 mm
C	50 kN
C ₀	50 kN

Tabla 3.56: elección de rodamiento para engranaje 3 (catalogo FAG)

4ª Marcha

$$F_{T4} = \sqrt{3789,6^2 + 1379,3^2} = 4032,71 \text{ N}$$

$$X=1 \quad V=1 \quad Y=0$$

$$F_{e4} = (1 \cdot 1 \cdot 4032,71) + (0 \cdot 0) = 4,032 \text{ kN}$$

$$L_4 = 331,53 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{331,53 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 333,75 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 4,032 \cdot 333,75 \cdot 3^{3/10} = 27,38 \text{ kN}$$

Después de calcular la capacidad dinámica se elige un rodamiento del catálogo de SKF. El diámetro del eje en esta sección es de 36 mm, por lo tanto:

REF.: N208E.TVP2	
Ø Interior	36 mm

\varnothing Exterior	50 mm
B (Ancho)	17 mm
C	29 kN
C_0	32 kN

Tabla 3.57: elección de rodamiento para engranaje 4 (catalogo FAG)

5ª Marcha

$$F_{T5} = \sqrt{3356,15^2 + 1221,54^2} = 3571,54 \text{ N}$$

$$X=1 \quad V=1 \quad Y=0$$

$$F_{e5} = (1 \cdot 1 \cdot 3571,54) + (0 \cdot 0) = 3,571 \text{ kN}$$

$$L_5 = 155,04 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{155,04 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 156,078 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 3,571 \cdot 156,078 \cdot 3^{10} = 19,22 \text{ kN}$$

Después de calcular la capacidad dinámica se elige un rodamiento del catálogo de SKF. El diámetro del eje en esta sección es de 32 mm, por lo tanto:

REF.: N201E.TVR2	
\varnothing Interior	32 mm
\varnothing Exterior	50mm
B (Ancho)	16 mm
C	39 kN
C_0	39 kN

Tabla 3.58: elección de rodamiento para engranaje 5 (catalogo FAG)

6ª Marcha

$$F_{T6} = \sqrt{3012,05^2 + 1096,29^2} = 3205,35 \text{ N}$$

$$X=1 \quad V=1 \quad Y=0$$

$$F_{e6} = (1 \cdot 1 \cdot 3205,35) + (0 \cdot 0) = 3,205 \text{ kN}$$

$$L_6 = 96,23 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{96,23 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 96,87 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 3,205 \cdot 96,87 \cdot 3^{3/10} = 14,72 \text{ kN}$$

Después de calcular la capacidad dinámica se elige un rodamiento del catálogo de SKF. El diámetro del eje en esta sección es de 32 mm, por lo tanto:

REF.: N201E.TVR2	
Ø Interior	32 mm
Ø Exterior	55mm
B (Ancho)	16 mm
C	39 kN
C ₀	39 kN

Tabla 3.59: elección de rodamiento para engranaje 6 (catalogo FAG)

3.4.6 Dimensionamiento de los sincronizadores

Es el elemento encargado de seleccionar las distintas velocidades. Un dentado interno ha de engranar con el engranaje loco del eje secundario correspondiente. El funcionamiento es muy parecido al del embrague de fricción. Primero se calculará la longitud de estriado que se necesita mediante la norma DIN 5480 y seguidamente se comprobará que es capaz de soportar el par que debe transmitir.



Imagen 3.12: despiece de un sincronizador

3.4.6.1 Longitud del estriado

Para el cálculo de la longitud de estriado se aplica la norma DIN 5480, que expresa lo siguiente:

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot p \cdot z} \quad \text{Fórmula 3.34}$$

L_t : longitud de estriado (mm)

k : factor de soporte (1,15)

F_u : fuerza tangencial en el eje (N)

h : altura portante de los nervios (mm)

p : presión en los flancos (100 N/mm²)

z : número de nervios

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
6	10	8	6	6										
7	12	10	8	7										
8	14	12	9	8	6									
9	16	13	10	10	7									
10	18	15	12	11	8	6								
11	20	17	13	12	9	7								
12	22	18	14	13	10	8	6							
13	24	20	16	15	11	9	7	6						
14	26	22	17	16	12	10	8	6						
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6					
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6					
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7					
18	34	28	22	21	16	13	10	9	7					
19	36	30	24	22	17	14	11	9						
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6				
21	40	34	26	25	19	15	12	10						
22	42	35	28	26	20	16	13	11	9	7	6			
23	44	37	29	27	22	17	14	12						
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						
27	52	44	34	32	26	20	16	14						
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		
33	64	54	42	40	32	25	20	17						
34	66	55	44	41	32	26	21	18						
35	68	57	45	42	34	26	22	18	16	12	10	7		
36	70	58	46	44	34	27	22	19						
37	72	60	48	45	36	28	23	20	17	13	11	8		
38	74	62	49	46	36	29	24	20	18	14	11	8		
39	76	64	50	47	38	30	24	21						

Tabla 3.61: número de dientes según el diámetro del eje

El diámetro del eje no es constante, así que dependiendo de la marcha que sea seleccionado habrá un valor u otro, el modulo seleccionado es del valor de 1,75 mm:

Sincronizador	Diámetro	Numero de dientes (Tabla 3.61)
1ª y 2ª marcha	34 mm	18 dientes
3ª y 4ª marcha	35,5 mm	19 dientes
5ª y 6ª marcha	32 mm	17 dientes

Tabla 3.62: número de dientes mínimo según el diámetro del eje

Sincronizador 1ª y 2ª marcha

$m=1,75$ $\varnothing=34$ mm $z=18$ dientes

$$d_2 = 34 - 2 \cdot 1,75 = 30,5 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$h = 0,5 \cdot (34 - 30,5) = 1,75 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{r} \rightarrow \frac{1187,5}{0,017} = 74218,74 \text{ N}$$

Aplicando la fórmula 3.34:

$$L_t = 1,15 \cdot \frac{74218,74}{1,75 \cdot 18 \cdot 100} = 23,56 \text{ mm}$$

Sincronizador 3ª y 4ª marcha

$m=1,75$ $\varnothing=35,5$ mm $z=19$ dientes

$$d_2 = 35,5 - 2 \cdot 1,75 = 32 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$h = 0,5 \cdot (35,5 - 32) = 1,75 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{r} \rightarrow \frac{412,5}{0,0175} = 23211,26 \text{ N}$$

Aplicando la fórmula 3.34:

$$L_t = 1,15 \cdot \frac{23211,26}{1,75 \cdot 19 \cdot 100} = 8,03 \text{ mm}$$

Sincronizador 5ª y 6ª marcha

$m=1,75$ $\varnothing=32$ mm $z=17$ dientes

$$d_2 = 32 - 2 \cdot 1,75 = 28,5 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$h = 0,5 \cdot (32 - 28,5) = 1,75 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{r} \rightarrow \frac{242,5}{0,016} = 15156,25 \text{ N}$$

Aplicando la fórmula 3.34:

$$L_t = 1,15 \cdot \frac{15156,25}{1,75 \cdot 17 \cdot 100} = 5,09 \text{ mm}$$

3.4.6.1 Capacidad de rozamiento de los sincronizadores

El funcionamiento de los sincronizadores es muy similar al de los embragues cónicos, es por eso que se utilizarán las mismas fórmulas que se aplican para el cálculo de esos embragues:

$$Fa = 2\pi \cdot p \cdot d_i \cdot (d_e - d_i) \quad \text{Fórmula 3.35}$$

$$T_{roz} = \frac{\mu \cdot Fa \cdot (d_e + d_i)}{2 \cdot \sin \alpha} \quad \text{Fórmula 3.36}$$

$$d_e = 1,2 \cdot d_i \quad \text{Fórmula 3.37}$$

T_{roz} : capacidad rozamiento sincronizadores (N/mm)

p : presión máxima (100 N/mm²)

μ : coeficiente lubricación (0,4)

d_e : diámetro de contacto (mm)

d_i : diámetro de contacto (mm)

α : angulo conicidad (12°)

Sincronizador 1ª y 2ª marcha

$$d_e = 1,2 \cdot d_i \rightarrow d_i = 34/1,2 = 28,33 \text{ mm}$$

$$Fa = 2\pi \cdot 100 \cdot 28,33 \cdot (34 - 28,33) = 100820,61 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,4 \cdot 100820,61 \cdot (34 + 28,33)}{2 \cdot \sin(12)} = 6045017 \text{ Nmm}$$

$$6045017,25 \text{ Nmm} > 1187500 \text{ Nmm} \quad \text{OK}$$

Sincronizador 3ª y 4ª marcha

$$d_e = 1,2 \cdot d_i \rightarrow d_i = 35,5/1,2 = 29,58 \text{ mm}$$

$$Fa = 2\pi \cdot 100 \cdot 29,58 \cdot (35,5 - 29,58) = 110027,12 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,4 \cdot 110027,12 \cdot (35,5 + 29,58)}{2 \cdot \sin(12)} = 6888083,052 \text{ Nmm}$$

$$6888083,052 \text{ Nmm} > 412500 \text{ Nmm} \quad \text{OK}$$

Sincronizador 5ª y 6ª marcha

$$d_e = 1,2 \cdot d_i \rightarrow d_i = 32/1,2 = 26 \text{ mm}$$

$$Fa = 2\pi \cdot 100 \cdot 26 \cdot (32 - 26) = 98017,69 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,4 \cdot 98017,69 \cdot (32 + 26)}{2 \cdot \sin(12)} = 546869,024 \text{ Nmm}$$

$$5468693,024 \text{ Nmm} > 242500 \text{ Nmm} \quad \text{OK}$$

3.4.7 Chavetas

El cálculo de las chavetas se hará en base a la norma DIN 6885. Utilizando el catálogo de RODAVIGO. Se harán dos tipos de comprobaciones, por un lado el fallo por aplastamiento y por otro lado el fallo a cortante. El material de la chaveta tiene peores propiedades mecánicas que las del material del eje y engranaje. De este modo, cumplirá su funcionamiento como fusible mecánico. El material es un acero C-45 con una tensión de fluencia de 590 N/mm^2 .

Las dos comprobaciones que se van a realizar son las siguientes:

Fallo por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \quad \text{Fórmula 3.38}$$

σ : tensión normal (N/mm²)

F: fuerza que actúa sobre la chaveta (N)

t: profundidad en el eje (mm)

L: longitud

Fallo a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \quad \text{Fórmula 3.39}$$

τ : tensión cortante (N/mm²)

F: fuerza que actúa sobre la chaveta (N)

b: ancho de la chaveta (mm)

L: longitud

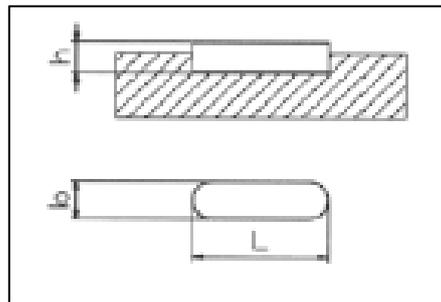


Imagen 3.13: dimensiones de la chaveta

Engranaje marcha 1

$$\varnothing=34 \text{ mm} \rightarrow R=0,017 \text{ m}$$

$$F=250/0,017=14705 \text{ N}$$

b=10 mm	h=8 mm	t=2,5 mm
---------	--------	----------

Longitud de la chaveta por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \rightarrow L = \frac{14705}{2,5 \cdot 590} = 9,969 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \rightarrow L = \frac{14705}{10 \cdot \left(\frac{590}{2}\right)} = 4,98 \text{ mm}$$

Engranaje marcha 2

$$\varnothing = 34 \text{ mm} \rightarrow R = 0,017 \text{ m}$$

$$F = 250 / 0,017 = 14705 \text{ N}$$

b=10 mm	h=8 mm	t=2,5 mm
---------	--------	----------

Longitud de la chaveta por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \rightarrow L = \frac{14705}{2,5 \cdot 590} = 9,969 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \rightarrow L = \frac{14705}{10 \cdot \left(\frac{590}{2}\right)} = 4,98 \text{ mm}$$

Engranaje marcha 3

$$\varnothing = 35 \text{ mm} \rightarrow R = 0,0175 \text{ m}$$

$$F = 250 / 0,0175 = 14285,71 \text{ N}$$

b=10 mm	h=8 mm	t=2,5 mm
---------	--------	----------

Longitud de la chaveta por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \rightarrow L = \frac{14285,71}{2,5 \cdot 590} = 9,68 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \rightarrow L = \frac{14285,71}{10 \cdot \left(\frac{590}{2}\right)} = 4,84 \text{ mm}$$

Engranaje marcha 5

$$\varnothing = 31 \text{ mm} \rightarrow R = 0,0155 \text{ m}$$

$$F = 250 / 0,0155 = 16129,03 \text{ N}$$

b=10 mm	h=8 mm	t=2,5 mm
---------	--------	----------

Longitud de la chaveta por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \rightarrow L = \frac{16129,03}{2,5 \cdot 590} = 10,93 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \rightarrow L = \frac{16129,03}{10 \cdot \left(\frac{590}{2}\right)} = 5,47 \text{ mm}$$

Engranaje marcha 6

$$\varnothing = 32 \text{ mm} \rightarrow R = 0,016 \text{ m}$$

$$F = 250 / 0,016 = 15625 \text{ N}$$

b=10 mm	h=8 mm	t=2,5 mm
---------	--------	----------

Longitud de la chaveta por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \rightarrow L = \frac{15625}{2,5 \cdot 590} = 10,59 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \rightarrow L = \frac{15625}{10 \cdot \left(\frac{590}{2}\right)} = 5,29 \text{ mm}$$

Engranaje marcha atrás

$$\varnothing=31 \text{ mm} \rightarrow R=0,0155 \text{ m}$$

$$F=250/0,0155=16129,03 \text{ N}$$

b=10 mm	h=8 mm	t=2,5 mm
---------	--------	----------

Longitud de la chaveta por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \cdot L} \rightarrow L = \frac{16129,03}{2,5 \cdot 590} = 10,93 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \rightarrow L = \frac{16129,03}{10 \cdot \left(\frac{590}{2}\right)} = 5,47 \text{ mm}$$

Después de calcular todas las longitudes necesarias, de la tabla del catálogo RODAVIGO se seleccionan las dimensiones normalizadas de L.

Todas las chavetas serán iguales a lo largo del eje intermedio, con una longitud de L=20 mm.

b ^{nom} x h ^{nom}	L mm																	Chavetero		
	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	t ₁	d+t ₂
3 x 3																			1,8	d+1,4
4 x 4																			2,5	d+1,8
5 x 5																			3	d+2,3
6 x 6																			3,5	d+2,8
8 x 7																			4	d+3,3
10 x 8																			5	d+3,3
12 x 8																			5	d+3,3
14 x 9																			5,5	d+3,8
16 x 10																			6	d+4,3
18 x 11																			7	d+4,4
20 x 12																			7,5	d+4,9
22 x 14																			9	d+5,4
24 x 14																			9	d+5,4
25 x 14																			9	d+5,4
28 x 16																			10	d+6,4
32 x 18																			11	d+7,4
36 x 20																			12	d+8,4
40 x 22																			13	d+9,4
45 x 25																			15	d+10,4

Tabla 3.63: longitudes normalizadas en chavetas DIN 6885 (RODAVIGO)

3.5 EJE DE TRANSMISIÓN

Los automóviles con transmisión trasera usan un eje para transmitir la potencia de la caja de cambios al diferencial. Los vehículo con tracción no necesitan este elemento, ya que el eje de salida de la caja de cambios está directamente conectado al diferencial.

La distancia que hay de la caja de cambios al diferencial es de 2 metros y se realiza en dos etapas. Es por eso que se utilizaran dos ejes de 1 m cada uno. Para el cálculo del pre dimensionamiento, se utilizará la fórmula de Reuleaux. Con esta fórmula se obtiene un valor aproximado del radio del eje:

$$r_e \geq \sqrt[3]{\frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \tau_{yp}}} \quad \text{Formula 3.40}$$

T : par motor máximo con la relación de marcha más alta (N·mm)

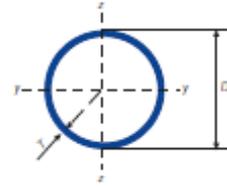
τ : tensión a cortante del material seleccionado (N/mm²)

El material escogido para el eje de transmisión es el que proporciona el catálogo de CONDESA, que es un acero acabado en frío S355 J2H con una tensión de fluencia de 355 N/mm². La relación de transmisión más alta se da con la primera marcha, con un valor de transmisión de 4,75.

$$r_e \geq \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3 \cdot 4,75}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \frac{355}{3}}} = 24,67 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$$

El diámetro del eje de transmisión será de 50 mm. Del catálogo de CONDESA se selecciona un eje vaciado, para ahorrar en material, peso y coste económico.

GAMA DE TUBO ACABADO EN FRÍO. Medidas en milímetros



Gama perfil tubular en frío - redondo

DIÁMETRO EXTERIOR ESPECÍFICO	ESPELOR T (mm)																			
	D (mm)	1,5	2	2,3	2,5	2,9	3	3,2	3,6	4	5	6	6,3	7	8	10	12	12,5	14,2	16
17,2																				
21,3																				
25																				
26,9																				
28																				
30																				
32																				
33,7																				
35																				
37,5																				
38																				
39																				
40																				
41,5																				
42																				
42,4																				
44,5																				
45																				
48																				
48,3																				
48,6																				
49,4																				
50																				
51																				
52																				
55																				
56																				
57																				
58																				
60																				
60,3																				
61,5																				
62																				
62,2																				
63																				

Tabla 3.64: catálogo de ejes CONDESA

A continuación, se harán dos comprobaciones. Por un lado se calculará el eje a resistencia mediante el código ASME. Por otro lado se comprueban las vibraciones del eje para ver si el perfil seleccionado es válido.

Comprobación del eje a resistencia

Para este caso se desprecia el momento M que simplemente sería el que genera el peso del propio eje, ya que comparado con el momento torsor es mucho menor. De esta manera se simplifican los cálculos.

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \tag{Formula 3.41}$$

C_T : coeficiente momento torsor (tabla 3.xx)

T : momento torsor máximo con la relación de transmisión más alta (N·mm)

J : momento estático del eje (mm^4)

CS : coeficiente de seguridad 1,2

Para el cálculo del momento estático de un eje vacío se aplica la siguiente fórmula:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot (r_e^4 - r_i^4) = \frac{\pi}{2} \cdot (25^4 - 22,5^4) = 211014,39 \text{ mm}^4$$

Aplicando el código ASME:

$$\tau_{max} = \frac{25}{211014,39} \cdot \sqrt{+(1 \cdot 1187500)^2} \leq \frac{355}{2 \cdot 1,2}$$

$$\tau_{max} = 140,689 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq 147,91 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{OK}$$

El resultado obtenido es válido por lo tanto el eje aguantara a resistencia.

Comprobación de las vibraciones del eje

Por otro lado se comprueba si el eje soporta las vibraciones que se generan. La frecuencia de giro f debe situarse lejos de la zona de amplificación dinámica o zona de riesgo. Si esto no es así las fuerzas que aplican en el eje podrían sufrir una amplificación y este no sería capaz de soportarlas.

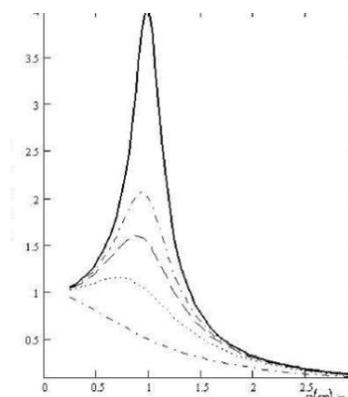


Imagen 3.14: curva de amplificación

Las condiciones que deben cumplirse son las siguientes:

$$f \ll f_{crit}$$

$$f = \frac{w_{max}}{i_6} \cdot \frac{1}{2\pi} \quad \text{Fórmula 3.42}$$

$$f_{crit} = \sqrt{\frac{g \cdot W \cdot y}{W \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} \quad \text{Fórmula 3.43}$$

W_{max} : revoluciones máximas (rpm)

F_{crit} : frecuencia crítica (Hz)

y : deformación máxima del eje (m)

W : peso del eje

g : aceleración gravitatoria (m/s^2)

$$f = \frac{5300 \cdot \frac{2\pi}{60}}{0,78} \cdot \frac{1}{2\pi} = 113,24 \text{ Hz}$$

La longitud del eje será de 1 m, como ya se ha mencionado anteriormente.

El peso del perfil viene dado en catálogo, que es de $W=28,74 \text{ N/m}$.

El desplazamiento máximo y se calcula con la siguiente formula:

$$y = \frac{5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad \text{Fórmula 3.44}$$

El módulo de elasticidad de Young es $E=2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/mm}^2$

El momento de inercia se calcula con la siguiente formula

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_e^4 - r_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (0,025^4 - 0,0225^4) = 1,05507 \cdot 10^{-7} m^4$$

Por lo tanto aplicando la fórmula 3.44

$$y = \frac{5 \cdot 28,74 \cdot 1^4}{384 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 1,05507 \cdot 10^{-7}} = 1,68 \cdot 10^{-5} m$$

Una vez calculado el desplazamiento máximo del eje, se procede con el cálculo de la f_{crit} .

$$f_{crit} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 28,74 \cdot 1,68 \cdot 10^{-5}}{28,74 \cdot (1,68 \cdot 10^{-5})^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} = 131,61 Hz$$

$$113,24 Hz \ll 131,61 Hz \quad OK$$

La frecuencia de giro máxima del eje es con la 6ª marcha y a 5800 rpm, por lo tanto es una frecuencia que difícilmente se consiga en algún momento, por lo tanto el eje se da por válido en los dos casos, aguantará a resistencia y por vibraciones.

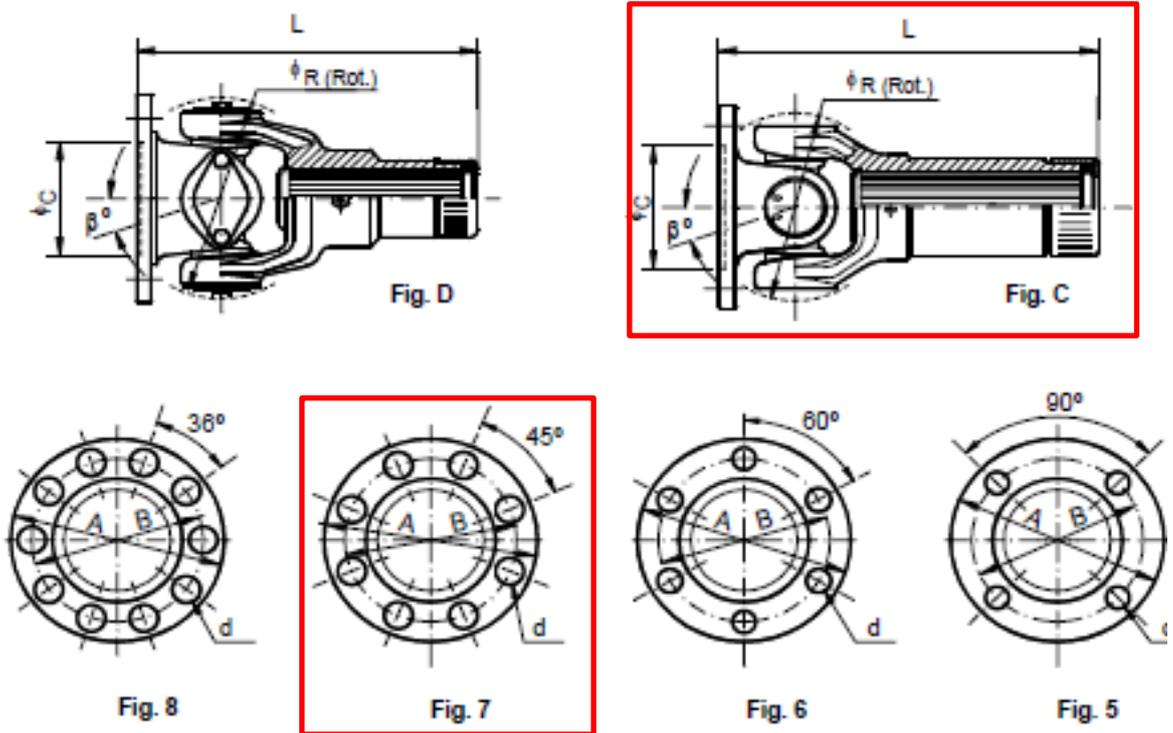
3.6 JUNTAS CARDÁN

Las juntas cardán son elementos comerciales que se escogen mediante catálogo. Una vez dimensionado el eje, estas juntas sirven para unir el eje con la salida de la caja de cambios, de manera que transmita el par total. Por lo tanto, este elemento mecánico debe ser capaz de soportar la velocidad de rotación y la transmisión de potencia. Por otro lado, también se utiliza para unir la salida del eje de transmisión con el diferencial, es por eso que tiene que cumplir las condiciones expuestas.

Diámetro del eje mínimo → 50 mm

Velocidad de rotación máxima del eje → 6794,87 rpm

Par máximo a transmitir → 1187 Nm



SERIE SERIES	REFERENCIA PART NUMBER	Fig	A	B	C	d	L	ϕ R	β° max.
0500	1999D1-C	C - 5	58	47,0	30,0	5,2	147,5	65	25
	1999D2-C		65	52,0	35,0	6,2			
	1999D3-C	C - 6	75	62,0	42,0	6,2	157,0	76	17
1.100	2001D1-C	C - 6	75	62,0	42,0	6,2	157,0	76	17
	2001D2-C	C - 5	90	74,5	47,0	8,2	158,0	92	17
1.300	2003D-C	C - 5	90	74,5	47,0	8,2	194,0	92	17
	2003.1D-C	C - 6							
1.310	2015D-C	C - 5	90	74,5	47,0	8,2	197,0	97	20
	2015.1D-C	C - 6							
	2015D4-C		100	84,0	57,0		200,0		
	2015DM-C	C - 7							
	2015D5-C		120	101,5	75,0	10,2	199,0		
1.350	2004D-C	C - 6	100	84,0	57,0	8,2	212,0	114	20
	2004D5-C	C - 7	120	101,5	75,0	10,2			
1.410	2005D-C	C - 7	120	101,5	75,0	10,2	232,0	122	25
	2005.1D-C					8,2			

Tabla 3.65: juntas de transmisión catalogo SERVICARDAN

3.7 DIMENSIONES DEL DIFERENCIAL

El diferencial de este proyecto está formado por dos satélites y dos planetarios. Estos engranajes son cónicos y forman un ángulo de 90°. Estos engranajes que forman el diferencial tendrán un módulo de 4 mm y son de la serie normalizada numero I, siguiendo la norma DIN 780.

- Angulo primitivo

$$tg\vartheta_1 = i \quad \text{Fórmula 3.45}$$

$$tg\vartheta_2 = 1/i \quad \text{Fórmula 3.46}$$

- Angulo Addendum

$$a_c = \arctg \frac{2 \sin\vartheta}{z} \quad \text{Fórmula 3.47}$$

- Angulo Dedendum

$$a_d = \arctg \frac{2,5 \sin\vartheta}{z} \quad \text{Fórmula 3.48}$$

- Anchura del diente

$$b = \psi \cdot m \quad \text{Fórmula 3.49}$$

- Radio

$$R = \frac{m \cdot z}{2} \quad \text{Fórmula 3.50}$$

- Radio de cabeza

$$R_c = \frac{m \cdot z}{2} + m \cdot \cos \vartheta \quad \text{Fórmula 3.51}$$

- Radio de fondo

$$R_f = \frac{m \cdot z}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \vartheta \quad \text{Fórmula 3.52}$$

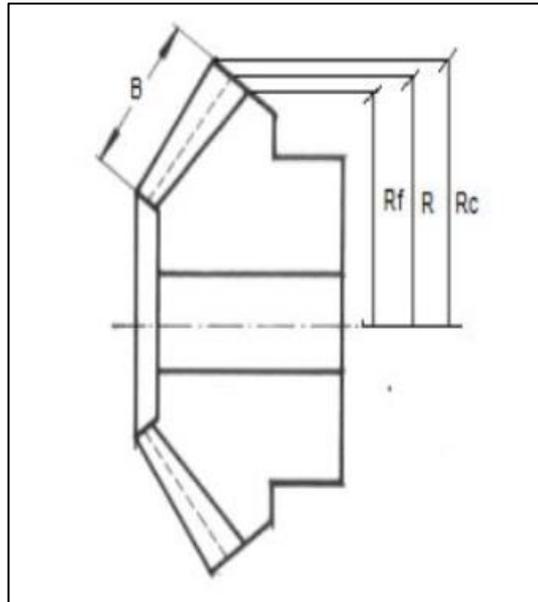


Imagen 3.15: dimensiones principales engranajes cónicos

	ENGRANAJES SATELITES	ENGRANAJES PLANETARIOS
Nº Dientes	15	17
Modulo	4 mm	4 mm
ψ	10	10
Angulo Primitivo	$\vartheta_1 = 37,95^\circ (i=0,78)$	$\vartheta_2 = 52,045^\circ (i=0,78)$
Angulo Addendum	4,687°	5,299°
Angulo Dedendum	5,85°	6,61°
Anchura del diente	40 mm	40 mm
Radio	30 mm	34 mm
Radio de cabeza	33,15 mm	36,46 mm
Radio de fondo	26,057 mm	30,92 mm

Tabla 3.66: dimensiones de los engranajes satélites y planetarios