



Universidad  
Zaragoza



Escuela de  
Ingeniería y Arquitectura  
Universidad Zaragoza

---

# DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS SECUENCIAL-MANUAL PARA UN FORD SIERRA RS500 Cosworth.

TRABAJO DE FIN DE GRADO

INGENIERÍA MECÁNICA



---

*Autores:* Álvaro Alcalde (787614)  
*Profesor:* Paula Canalís

ZARAGOZA, 21 DE JUNIO, 2022

## **AGRADECIMIENTOS.**

Quisiera agradecer en este apartado a toda la gente que me ha apoyado a lo largo de la titulación, especialmente en la recta final que ha supuesto este proyecto.

En primer lugar, en el ámbito académico, a mi tutora Paula Canalís, por haberme incentivado y ayudado a lo largo del proyecto, dándome tanto la libertad como el apoyo para que hayan supuesto un trabajo muy entretenido. También a Javier Abad y Santiago Baselga, por resolverme dudas fundamentales para el desarrollo del proyecto.

Por otro lado, en el ámbito personal, a mis padres, por su apoyo incondicional tanto emocional como económico a lo largo de estos años, sin los que habría sido imposible sacar el grado adelante.

A Javi, Chiara, Ignacio, Posti, y el resto de buenos amigos, tanto a los que mantengo desde 1º como los nuevos de 4º, que aunque su compañía haya sido breve me han acompañado y soportado durante el proceso. Gracias por sacarme un miércoles a la "city" cuándo no podía más, por que son días en los que se aprenden y comparten valores que no se pueden instruir en la Universidad.

A Raúl, por todos los trabajos sacados juntos, porque contigo el grado ha sido mucho más fácil.

Finalmente, a Laura, por aguantar mis quejas y por tu interés, que aunque sé que no entiendas nada de lo que hablo siempre me respondes con una sonrisa.

## RESUMEN.

En este trabajo de Fin de Grado se realiza el cálculo y diseño básico de una caja de cambios secuencial-manual con embragues de empuje y 6 velocidades, orientada a mejorar las prestaciones de nuestro vehículo y darle un enfoque más deportivo, con el objetivo de participar, como piloto amateur, en el Campeonato de España de Rallyes de Tierra (*CERT*).

Para llevarlo a cabo, se procede a analizar las prestaciones del vehículo de serie, el Ford Sierra RS500 Cosworth, para continuar realizando los cálculos de los nuevos engranajes con las nuevas relaciones de transmisión, el diseño de los ejes de entrada y salida, la selección de los rodamientos y chavetas; y modelarlo en SolidWorks para poder ver la disposición final.

El proceso a seguir consistirá en las siguientes fases:

- Elección del vehículo y búsqueda de la información.
- Análisis de prestaciones.
- Cálculo de la nueva transmisión, análisis y comparación con la original.
- Dimensionamiento de ejes.
- Selección de rodamientos.
- Selección de chavetas.
- Modelado en CAD.

A continuación se presentará el proceso necesario para obtener las relaciones de transmisión de la caja modificada y el análisis prestacional con el que realizar la comparación entre ambas. Se realiza el dimensionado de engranajes y ejes con el que conseguir las relaciones seleccionadas. Además, se seleccionan chavetas y rodamientos, elementos con los que unir solidariamente engranajes y ejes; y elementos con los que permitir el giro libre, soportando tanto cargas axiales como radiales, de ejes y carcasa de la caja. Por último se expone un modelo de SolidWorks donde entender el funcionamiento e imaginar la disposición espacial de la caja de cambios.

## **ABSTRACT.**

During this End of Degree Project, the design of a 6-speed sequential-manual dogbox will be conducted in order to improve the performance of our vehicle and give it a sportier character, so we can participate, as an amateur driver, in the Spanish Dirt Rally Championship (CERT).

To do it, we will proceed analysing the base performance of the Ford Sierra RS500 Cosworth, continuing by designing new gears with their new transmission ratios and the input and output axis; selecting from catalogues new bearings and pins; and creating a model in SolidWorks in order to appreciate the final geometry.

The process will be carried out in the next phases:

- Selection of the vehicle and searching of information.
- Performance analysis.
- New transmission calculus, and comparison with the original one.
- Sizing the axis.
- Selection of bearings.
- Selection of pins.
- CAD modeling.

Next on the project, the necessary process to obtain the new gear ratios of the modified gearbox and the performance analysis used to make the comparison between them will be presented. Sizing of gears and axis to obtain those gear ratios will be also made. In addition, the selection of pins and bearings will be presented in order to create solid joints between gears and axis so they can spin together; and permitting free turning between the axis and the outer shell of the gearbox, while handling axial radial and longitudinal loads. Finally, a model made in SolidWorks will be used in order to understand how the dogbox operates and its space distribution.



## Índice

<b>1. INTRODUCCIÓN.</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación personal. . . . .	2
1.2. Elección del vehículo . . . . .	2
<b>2. OBJETIVO.</b>	<b>6</b>
<b>3. ANÁLISIS DEL VEHÍCULO DE SERIE.</b>	<b>7</b>
3.1. Análisis prestacional del vehículo de serie. . . . .	9
3.1.1. Análisis de fuerzas resistentes. . . . .	11
3.1.2. Potencia en llanta. . . . .	12
3.1.3. Velocidad máxima . . . . .	13
3.2. Análisis de la caja de cambios original. . . . .	13
3.2.1. Limitaciones del terreno. . . . .	16
3.2.2. Aceleración. . . . .	16
3.2.3. Recuperaciones. . . . .	18
3.3. Resumen de prestaciones. . . . .	18
<b>4. ANÁLISIS DEL VEHÍCULO MODIFICADO.</b>	<b>19</b>
4.1. Análisis prestacional del vehículo modificado. . . . .	19
4.2. Análisis prestacional de la caja de cambios modificada. . . . .	20
4.2.1. Aceleraciones. . . . .	21
4.2.2. Recuperaciones. . . . .	22
4.3. Resumen de prestaciones. . . . .	22
<b>5. COMPARACIÓN DE TRANSMISIONES.</b>	<b>23</b>
<b>6. CÁLCULO DE ENGRANAJES.</b>	<b>25</b>
6.1. Proceso de cálculo. . . . .	26
6.2. Consideraciones iniciales. . . . .	26

6.3. Geometría principal. . . . .	27
6.4. Cálculo a flexión. . . . .	28
6.4.1. Par motor máximo como más desfavorable. . . . .	29
6.4.2. Potencia máxima como más desfavorable. . . . .	30
6.5. Cálculo a desgaste. . . . .	30
6.5.1. Par motor máximo como más desfavorable. . . . .	31
6.5.2. Potencia máxima como más desfavorable. . . . .	32
6.6. Selección de material. . . . .	33
<b>7. CÁLCULO DE EJES.</b>	<b>34</b>
7.1. Cálculo resistente. . . . .	34
7.2. Cálculo a fatiga. . . . .	35
<b>8. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS</b>	<b>37</b>
<b>9. SELECCIÓN DE CHAVETAS.</b>	<b>38</b>
<b>10.CONCLUSIONES.</b>	<b>39</b>
<b>11.REFERENCIAS.</b>	<b>40</b>
<b>Anexos</b>	<b>43</b>
<b>A. Análisis prestacional del vehículo original.</b>	<b>43</b>
A.1. Cálculo de fuerzas que se oponen al avance. . . . .	43
A.1.1. Resistencia a la rodadura. . . . .	43
A.1.2. Resistencia aerodinámica. . . . .	45
A.1.3. Resistencia en pendiente. . . . .	46
A.1.4. Resistencia total. . . . .	47
<b>B. Análisis prestacional de la caja de cambios original.</b>	<b>49</b>
B.1. Análisis del neumático. . . . .	49
B.2. Análisis de la caja de cambios. . . . .	49
B.2.1. Limitaciones de adherencia. . . . .	53
B.2.2. Aceleraciones. Curva Velocidad-Tiempo. . . . .	56

<b>C. Cálculos con OptimumLap.</b>	<b>62</b>
C.1. Circuitos. . . . .	62
C.1.1. FSAE Endurance Germany 2012. . . . .	62
C.1.2. Circuit Park Zandvoort. . . . .	63
C.1.3. Erftlandring. . . . .	63
C.2. Vehículos. . . . .	64
C.2.1. Caja modificada. . . . .	65
C.2.2. Caja Subaru Impreza WRC de 2008. . . . .	66
C.2.3. Caja Ford Sierra RS Cosworth Rally original. . . . .	67
C.3. Simulación. . . . .	68
C.3.1. FSAE Endurance Germany 2012. . . . .	68
C.3.2. Zandvoort. . . . .	69
C.3.3. Erftlandring. . . . .	70
C.4. Conclusión. . . . .	70
<b>D. Análisis prestacional de la caja de cambios modificada.</b>	<b>71</b>
D.1. Limitaciones del terreno. . . . .	74
D.2. Aceleraciones. . . . .	75
D.3. Recuperaciones. . . . .	79
<b>E. Cálculo de engranajes.</b>	<b>81</b>
E.1. Consideraciones iniciales. . . . .	81
E.2. Cálculo de los engranajes. . . . .	83
E.3. Cálculo a flexión. . . . .	85
E.3.1. Par motor máximo como más desfavorable. . . . .	89
E.3.2. Potencia máxima como más desfavorable. . . . .	89
E.4. Cálculo a desgaste. . . . .	90
E.4.1. Cálculo de vida útil de la caja. . . . .	91
E.4.2. Par motor máximo como más desfavorable. . . . .	92
E.4.3. Potencia máxima como más desfavorable. . . . .	92
E.5. Selección de material. . . . .	93

<b>F. Cálculo de ejes.</b>	<b>95</b>
F.1. Posicionamiento de engranajes. . . . .	95
F.2. Cálculo de acciones sobre ejes. . . . .	95
F.3. Diagramas de esfuerzos. . . . .	98
F.3.1. 1º Marcha, eje de entrada. . . . .	98
F.3.2. 1º Marcha, eje de salida. . . . .	100
F.3.3. 2º Marcha, eje de entrada. . . . .	102
F.3.4. 2º Marcha, eje de salida. . . . .	104
F.3.5. 3º Marcha, eje de entrada. . . . .	106
F.3.6. 3º Marcha, eje de salida. . . . .	108
F.3.7. 4º Marcha, eje de entrada. . . . .	110
F.3.8. 4º Marcha, eje de salida. . . . .	113
F.3.9. 5º Marcha, eje de entrada. . . . .	115
F.3.10. 5º Marcha, eje de salida. . . . .	117
F.3.11. 6º Marcha, eje de entrada. . . . .	119
F.3.12. 6º Marcha, eje de salida. . . . .	121
F.4. Calculo resistente de los ejes. . . . .	123
F.4.1. Cálculo de tensión de fluencia. . . . .	126
F.5. Comprobación a fatiga de ejes. . . . .	127
<b>G. Selección de rodamientos.</b>	<b>134</b>
G.1. Apoyo A . . . . .	136
G.2. Apoyo B . . . . .	137
G.3. Apoyo C . . . . .	137
G.4. Apoyo D . . . . .	138
<b>H. Selección y comprobación de chavetas.</b>	<b>139</b>
H.1. Selección de chavetas. . . . .	139
H.2. Comprobación de chavetas. . . . .	141
H.2.1. Fallo a cortadura. . . . .	143
H.2.2. Fallo a aplastamiento eje-chaveta. . . . .	143
H.2.3. Fallo a aplastamiento chaveta-engranaje. . . . .	144

<b>I. Funcionamiento de la caja.</b>	<b>145</b>
I.1. 1º Marcha. . . . .	146
I.2. 2º Marcha. . . . .	147
I.3. 3º Marcha . . . . .	148
I.4. 4º Marcha. . . . .	149
I.5. 5º Marcha. . . . .	150
I.6. 6º Marcha. . . . .	151
I.7. Elementos extra. . . . .	152
I.7.1. Ejes. . . . .	152
I.7.2. Selectores de velocidad. . . . .	153
I.7.3. Pinzas selectoras. . . . .	155
I.7.4. Chavetas. . . . .	155
<b>J. Catálogo de rodamientos.</b>	<b>156</b>

## Índice de figuras

1.	Campeonatos de la RFEDA. . . . .	3
2.	Ford Sierra de 1982. 1º Generación. . . . .	4
3.	Ford Sierra Cosworth en el DTM. . . . .	5
4.	Carlos Sainz junto al modelo de Rally. . . . .	5
5.	Curvas de Par Motor y Potencia. . . . .	10
6.	Datos de Potencia y Par Motor. . . . .	10
7.	Curvas de diente de sierra. Transmisión original. . . . .	11
8.	Curva de resistencia al avance. . . . .	11
9.	Pérdidas por rendimiento en la cadena de transmisión. . . . .	12
10.	Comparación de potencia y par en la llanta frente al cigüeñal. . . . .	12
11.	Curva de Fuerza Motriz en Kg f. . . . .	15
12.	Curvas de diente de sierra para la caja original. . . . .	15
13.	Representación de Fuerzas Motrices limitadas por adherencia [Kg f]. . . . .	16
14.	Representación de aceleración de 0 a 200 Km/h con la caja vieja. . . . .	17
15.	Representación de las recuperaciones de 40 a 140 Km/h con la caja vieja. . . . .	18
16.	Comparaciones de potencia en llanta para las diferentes transmisiones. . . . .	19
17.	Fuerzas motrices para la caja modificada limitadas por el terreno. . . . .	20
18.	Velocidad en función de las RPM para cada marcha. . . . .	20
19.	Aceleraciones 0 a 200 Km/h. . . . .	21
20.	Recuperaciones con la caja modificada de 40 a 140 Km/h. . . . .	22
21.	Aceleraciones 0 a 200 Km/h. . . . .	23
22.	Recuperaciones 40-140 Km/h. . . . .	24
23.	Caja de cambios de dientes rectos. . . . .	25
24.	Caja de cambios de dientes helicoidales. . . . .	26
25.	Caja de cambios de dientes helicoidales. . . . .	27
26.	Posición de los rodamientos en el modelo. . . . .	37
27.	Modelo de la caja modificada. . . . .	39
28.	Distribución de presiones en la huella de contacto. . . . .	43
29.	Datos de coeficientes de adherencia para distintas superficies. . . . .	47

30.	Curva de resistencia al avance. . . . .	48
31.	Curva de Fuerza Motriz en Kg f. . . . .	51
32.	Curvas de diente de sierra para la caja original. . . . .	53
33.	Solicitaciones en la rueda motriz. . . . .	54
34.	Datos de coeficientes de adherencia para distintas superficies. . . . .	54
35.	Representación de Fuerzas Motrices limitadas por adherencia [Kg f]. . . . .	56
36.	Representación de aceleración de 0 a 200 Km/h con la caja vieja. . . . .	59
37.	Representación de las recuperaciones de 40 a 140 Km/h con la caja vieja. . . . .	61
38.	Circuito FSAE Endurance Germany 2012. . . . .	62
39.	Circuito Zandvoort . . . . .	63
40.	Circuito Erflandring. . . . .	63
41.	SetUp del vehículo. . . . .	64
42.	Caja de cambios modificada. . . . .	65
43.	Relaciones de transmisión del Subaru WRC de 2008. . . . .	66
44.	Relaciones de transmisión del Ford Sierra Cosworth Rally de 1987. . . . .	67
45.	Fuerzas motrices en función de la marcha para la caja modificada. . . . .	73
46.	Velocidad en función de las RPM para cada marcha. . . . .	73
47.	Fuerzas motrices para la caja modificada limitadas por el terreno. . . . .	75
48.	Aceleraciones 0 a 200 Km/h. . . . .	78
49.	Recuperaciones con la caja modificada de 40 a 140 Km/h. . . . .	80
50.	Caja de cambios de dientes helicoidales. . . . .	81
51.	Interferencia entre dientes de perfil evolvente. . . . .	82
52.	Nº de dientes mínimo para evitar interferencia en dientes helicoidales. . . . .	83
53.	Coeficiente de Lewis. . . . .	86
54.	Factores de Servicio. . . . .	87
55.	Nº de calidad AGMA recomendados. . . . .	87
56.	Factores de Esfuerzos Dinámicos. . . . .	88
57.	Dimensiones caja de cambios original. . . . .	95
58.	Cargas generadas en la transmisión con engranajes cilíndricos helicoidales. . . . .	96
59.	Esfuerzos Axiles en el eje de entrada en 1º Marcha. . . . .	98
60.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XY. . . . .	98

61.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XZ. . . . .	99
62.	Momento Flector en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XY. . . . .	99
63.	Momento Flector en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XZ. . . . .	99
64.	Momentos Torsores en el eje de entrada en 1º Marcha. . . . .	100
65.	Esfuerzos Axiles en el eje de salida en 1º Marcha. . . . .	100
66.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XY. . . . .	100
67.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XZ. . . . .	101
68.	Momento Flector en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XY. . . . .	101
69.	Momento Flector en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XZ. . . . .	101
70.	Momentos Torsores en el eje de salida en 1º Marcha. . . . .	102
71.	Esfuerzos Axiles en el eje de entrada en 2º Marcha. . . . .	102
72.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XY. . . . .	102
73.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XZ. . . . .	103
74.	Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XY. . . . .	103
75.	Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XZ. . . . .	103
76.	Momentos Torsores en el eje de entrada en 2º Marcha. . . . .	104
77.	Esfuerzos Axiles en el eje de salida en 2º Marcha. . . . .	104
78.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 2º Marcha. Plano XY. . . . .	104
79.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 2º Marcha. Plano XZ. . . . .	105
80.	Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XY. . . . .	105
81.	Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XZ. . . . .	105
82.	Momentos Torsores en el eje de salida en 2º Marcha. . . . .	106
83.	Esfuerzos Axiles en el eje de entrada en 3º Marcha. . . . .	106
84.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XY . . . . .	106
85.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XZ . . . . .	107
86.	Momentos Flectores en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XY . . . . .	107
87.	Momentos Flectores en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XZ. . . . .	108
88.	Momentos Torsores en el eje de entrada en 3º Marcha. . . . .	108
89.	Esfuerzos Axiles en el eje de salida en 3º Marcha. . . . .	108
90.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XY. . . . .	109
91.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XZ. . . . .	109



92.	Momentos Flectores en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XY. . . . .	109
93.	Momentos Flectores en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XZ. . . . .	110
94.	Momentos Torsores en el eje de salida en 3º Marcha. . . . .	110
95.	Esfuerzos Axiles en el eje de entrada en 4º Marcha. . . . .	110
96.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XY. . . . .	111
97.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XZ. . . . .	111
98.	Momentos Flectores en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XY. . . . .	111
99.	Momentos Flectores en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XZ. . . . .	112
100.	Momentos Torsores en el eje de entrada en 4º Marcha. . . . .	112
101.	Esfuerzos Axiles en el eje de salida en 4º Marcha. . . . .	113
102.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XY. . . . .	113
103.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XZ. . . . .	113
104.	Momentos Flectores en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XY. . . . .	114
105.	Momentos Flectores en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XZ. . . . .	114
106.	Momentos Torsores en el eje de salida en 4º Marcha. . . . .	114
107.	Esfuerzos Axiles en el eje de entrada en 5º Marcha. . . . .	115
108.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XY. . . . .	115
109.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XZ. . . . .	115
110.	Momentos Flectores en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XY. . . . .	116
111.	Momentos Flectores en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XZ. . . . .	116
112.	Momentos Torsores en el eje de entrada en 5º Marcha. . . . .	116
113.	Esfuerzos Axiles en el eje de salida en 5º Marcha. . . . .	117
114.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XY. . . . .	117
115.	Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XZ. . . . .	117
116.	Momentos Flectores en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XY. . . . .	118
117.	Momentos Flectores en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XZ. . . . .	118
118.	Momentos Torsores en el eje de salida en 5º Marcha. . . . .	118
119.	Esfuerzos Axiles en el eje de entrada en 6º Marcha. . . . .	119
120.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XY. . . . .	119
121.	Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XZ. . . . .	119
122.	Momentos flectores en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XY. . . . .	120

123. Momentos flectores en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XZ. . . . .	120
124. Momentos Torsores en el eje de entrada en 6º Marcha. . . . .	120
125. Esfuerzos Axiles en el eje de salida en 6º Marcha. . . . .	121
126. Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XY. . . . .	121
127. Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XZ. . . . .	121
128. Momentos Flectores en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XY. . . . .	122
129. Momentos Flectores en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XZ. . . . .	122
130. Momentos Torsores en el eje de salida en 6º Marcha. . . . .	122
131. Curva S-N asociada al componente. . . . .	128
132. Factor modificativo asociado al acabado superficial. . . . .	129
133. Factor modificativo asociado a la forma de trabajo. . . . .	129
134. Factor modificativo asociado a la fiabilidad. . . . .	130
135. Factor modificativo asociado a la temperatura. . . . .	130
136. Concentrador de tensiones reducido a fatiga provocado por chaveteros. . . . .	132
137. Posición de los rodamientos en el modelo. . . . .	134
138. Dimensiones fundamentales de chaveta y chavetero. . . . .	139
139. Longitudes normalizadas de chavetas. . . . .	140
140. Material de chavetas. . . . .	141
141. Esquema de fuerzas en chaveta. . . . .	142
142. Rotura por cortadura de la chaveta. . . . .	143
143. Fallo a aplastamiento Eje-Chaveta. . . . .	143
144. Fallo a aplastamiento Engranaje-Chaveta. . . . .	144
145. Modelo de la caja modificada. . . . .	145
146. despiece de la caja modificada. . . . .	145
147. Transmisión de potencia en 1º. . . . .	146
148. Transmisión de potencia en 1º.Vista en perspectiva. . . . .	147
149. Engranajes involucrados en el cambio en primera. . . . .	147
150. Transmisión de potencia en 2º. . . . .	147
151. Transmisión de potencia en 2º.Vista en perspectiva. . . . .	148
152. Engranajes involucrados en el cambio en segunda. . . . .	148
153. Transmisión de potencia en 3º. . . . .	148

154. Transmisión de potencia en 3º.Vista en perspectiva. . . . .	149
155. Engranajes involucrados en el cambio en tercera. . . . .	149
156. Transmisión de potencia en 4º. . . . .	149
157. Transmisión de potencia en 4º.Vista en perspectiva. . . . .	150
158. Engranajes involucrados en el cambio en cuarta. . . . .	150
159. Transmisión de potencia en 5º. . . . .	150
160. Transmisión de potencia en 5º.Vista en perspectiva. . . . .	151
161. Engranajes involucrados en el cambio en quinta. . . . .	151
162. Transmisión de potencia en 6º. . . . .	151
163. Transmisión de potencia en 6º.Vista en perspectiva. . . . .	152
164. Engranajes involucrados en el cambio en quinta. . . . .	152
165. Eje de entrada. . . . .	153
166. Eje de salida. . . . .	153
167. Selector 1. Marchas 3º y 4º. . . . .	154
168. Selector 2. Marchas 1º y 5º. . . . .	154
169. Selector 3. Marchas 2º y 6º. . . . .	154
170. Pinzas 1, 2 y 3 respectivamente. . . . .	155
171. Dimensiones de chavetas. . . . .	155
172. Catálogo NSK. Rodamiento A. . . . .	156
173. Catálogo NSK. Rodamiento B. . . . .	157
174. Catálogo NSK. Rodamiento C. . . . .	158
175. Catálogo NSK. Rodamiento D. . . . .	159

## Índice de cuadros

1.	Características técnicas del motor . . . . .	8
2.	Características técnicas acerca de la geometría. . . . .	8
3.	Prestaciones del vehículo. . . . .	9
4.	Características técnicas de la transmisión. . . . .	9
5.	Rendimientos de los elementos de la transmisión. . . . .	12
6.	Desmultiplicaciones de caja de cambios y diferencial originales. . . . .	14
7.	Datos característicos del neumático. . . . .	14
8.	Valores del factor corrector de inercia según la marcha. . . . .	17
9.	Resumen de prestaciones con la caja original. . . . .	18
10.	Rendimientos de la nueva cadena de transmisión. . . . .	19
11.	Factores correctores de inercia para la caja nueva. . . . .	21
12.	Resumen de prestaciones para la caja modificada. . . . .	22
13.	Comparación de prestaciones entre ambas cajas. . . . .	24
14.	Cálculo de los engranajes reales para 1º, 2º y 3º marcha. . . . .	27
15.	Cálculo de los engranajes reales para 4º, 5º y 6º marcha. . . . .	27
16.	Comparativa de relaciones de transmisión teóricas con reales. . . . .	28
17.	Condiciones de Par o Potencia máximas. . . . .	29
18.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 1º, 2º y 3º marcha. . . . .	29
19.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 4º, 5º y 6º marcha. . . . .	29
20.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 1º, 2º y 3º marcha. . . . .	30
21.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 4º, 5º y 6º marcha. . . . .	30
22.	Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 1º, 2º y 3º marcha. . . . .	31
23.	Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 4º, 5º y 6º marcha. . . . .	31
24.	Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 1º, 2º y 3º marcha. . . . .	32
25.	Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 4º, 5º y 6º marcha. . . . .	32
26.	Resumen de solicitaciones. . . . .	33

27.	Propiedades de los materiales escogidos para los engranajes. . . . .	33
28.	Material escogido. . . . .	34
29.	Cálculo en el eje de entrada del $C_s$ . . . . .	35
30.	Cálculo en el eje de salida del $C_s$ . . . . .	35
31.	Coeficientes de seguridad a vida infinita. . . . .	36
32.	Resumen de las medidas obtenidas para chaveta y chavetero. . . . .	38
33.	Datos interesantes para el cálculo. . . . .	43
34.	Resistencia a la rodadura en función de velocidad y terreno. . . . .	45
35.	Valores de Resistencia Aerodinámica. . . . .	46
36.	Valores de Resistencia Total al avance. . . . .	47
37.	Datos característicos del neumático. . . . .	49
38.	Valores de Fuerza Motriz en cada marcha medidas en Kg f. . . . .	50
39.	Valores de Velocidad de avance en cada marcha en Km/h. . . . .	52
40.	Valores de Fuerzas Motrices corregidas en Kgf. . . . .	55
41.	Valores del factor corrector de inercia según la marcha. . . . .	57
42.	Aceleraciones de 0 a 200 Km/h con la caja de cambios original. 1º Parte. . . . .	58
43.	Aceleraciones de 0 a 200 Km/h con la caja de cambios original. 2º Parte. . . . .	59
44.	Recuperación de 40 a 140 Km/h con la caja original. . . . .	60
45.	Resumen de prestaciones con la caja original. . . . .	61
46.	Datos de cajas en FSAE Endurance Germany 2012. . . . .	68
47.	Datos de cajas en Zandvoort. . . . .	69
48.	Datos de cajas en Erftlandring. . . . .	70
49.	Relaciones de transmisión de la caja modificada. . . . .	71
50.	Fuerzas motrices en cada marcha para la transmisión nueva. . . . .	71
51.	Veocidades para cada marcha de la caja modificada. . . . .	72
52.	Fuerzas motrices en cada marcha para la transmisión nueva limitadas por el terreno. .	74
53.	Factores correctores de inercia para la caja nueva. . . . .	75
54.	Aceleraciones con la caja nueva de 0 a 200 Km/h. 1º Parte. . . . .	76
55.	Aceleraciones con la caja nueva de 0 a 200 Km/h. 2º Parte. . . . .	77
56.	Recuperaciones con la caja nueva de 40 a 140 Km/h. . . . .	79
57.	Cálculo de los engranajes teóricos para 1º, 2º y 3º marcha. . . . .	83

58.	Cálculo de los engranajes teóricos para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	83
59.	Cálculo de los engranajes reales para 1 <sup>o</sup> , 2 <sup>o</sup> y 3 <sup>o</sup> marcha. . . . .	84
60.	Cálculo de los engranajes reales para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	84
61.	Comparativa de relaciones de transmisión teóricas con reales. . . . .	84
62.	Cálculo del coeficiente de Lewis para 1 <sup>o</sup> , 2 <sup>o</sup> y 3 <sup>o</sup> marcha. . . . .	86
63.	Cálculo del coeficiente de Lewis para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	86
64.	Condiciones de Par o Potencia máximas. . . . .	88
65.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 1 <sup>o</sup> , 2 <sup>o</sup> y 3 <sup>o</sup> marcha. . . . .	89
66.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	89
67.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 1 <sup>o</sup> , 2 <sup>o</sup> y 3 <sup>o</sup> marcha. . . . .	89
68.	Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	90
69.	Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 1 <sup>o</sup> , 2 <sup>o</sup> y 3 <sup>o</sup> marcha. . . . .	92
70.	Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	92
71.	Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 1 <sup>o</sup> , 2 <sup>o</sup> y 3 <sup>o</sup> marcha. . . . .	93
72.	Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 4 <sup>o</sup> , 5 <sup>o</sup> y 6 <sup>o</sup> marcha. . . . .	93
73.	Resumen de solicitaciones. . . . .	94
74.	Propiedades de los materiales escogidos para los engranajes. . . . .	94
75.	Cálculo de fuerzas tangenciales y momentos torsores. . . . .	97
76.	Cálculo de fuerzas radiales. . . . .	97
77.	Cálculo de fuerzas axiales y momentos flectores. . . . .	97
78.	Solicitaciones en el eje a partir de MEFI. 1 <sup>o</sup> Parte. . . . .	123
79.	Solicitaciones en el eje a partir de MEFI. 2 <sup>o</sup> Parte. . . . .	123
80.	Cálculo en el eje de entrada de $\sigma_x$ . . . . .	125
81.	Cálculo en el eje de salida de $\sigma_x$ . . . . .	125
82.	Cálculo en el eje de entrada de $\tau_{xy}$ . . . . .	125
83.	Cálculo en el eje de salida de $\tau_{xy}$ . . . . .	126
84.	Cálculo en el eje de entrada de $\tau_{max}$ . . . . .	126
85.	Cálculo en el eje de salida de $\tau_{max}$ . . . . .	126

86. Material escogido. . . . .	127
87. Cálculo en el eje de entrada del $C_s$ . . . . .	127
88. Cálculo en el eje de salida del $C_s$ . . . . .	127
89. Material escogido. . . . .	128
90. Coeficientes Modificativos para ambos ejes. . . . .	131
91. Coeficientes de seguridad a vida infinita. . . . .	133
92. Reacciones en apoyos para cada marcha. . . . .	134
93. Reacciones en apoyos resultantes. . . . .	135
94. Reacciones en apoyos máximas. . . . .	135
95. Millones de ciclos de duración para los rodamientos. . . . .	135
96. Carga sobre el apoyo A. . . . .	136
97. Carga sobre el apoyo B. . . . .	137
98. Carga sobre el apoyo C. . . . .	137
99. Carga sobre el apoyo D. . . . .	138
100. Resumen de las medidas obtenidas para chaveta y chavetero. . . . .	141
101. Tensiones admisibles de los materiales implicados. . . . .	142
102. Coeficientes de seguridad al fallo por cortadura. . . . .	143
103. Coeficientes de seguridad al fallo por aplastamiento entre chaveta y eje. . . . .	144
104. Coeficientes de seguridad al fallo por aplastamiento entre chaveta y engranaje. . . . .	144

## 1. INTRODUCCIÓN.

En el mundo del motor, cada décima de segundo cuenta, por ello, el trabajo de un ingeniero en este sector consiste en tratar de buscar formas de exprimir al máximo el potencial tanto del vehículo como del piloto.

En este afán por rebajar los tiempos, se desarrolla en los años 70 en el seno del equipo Lotus, el primer indicio de algo parecido a una caja de cambios secuencial. En 1974, Colin Chapman, Tony Rudd y Ralph Bellamy diseñan el Lotus 76, que porta una caja de cambios manual en la que el embrague esta controlado electrónicamente. Sin embargo, la tecnología en esa época no estaba suficientemente desarrollada, por lo que el equipo deshecha el proyecto.

Saltamos ahora a 1978, cuando en el equipo de Fórmula 1 de Ferrari, se desarrolla la idea propuesta anteriormente por Lotus, con la diferencia de que ahora se busca automatizar tanto el embrague como los cambios, incluyendo en el monoplaza un cambio por levas, gracias al cual el piloto solicitaba el cambio de velocidad pulsando una u otra. El sistema sigue sin convencer a pilotos e ingenieros por lo que se vuelve a deshechar.

Ya a mediados de los años 80, vuelve a ser el equipo Ferrari el que vuelve a centrarse en la idea, desarrollándola, llevándola a la pista y consiguiendo, en el año 1989 la primera victoria de un cambio semiautomático.

En este proceso de reducción de tiempos, se evoluciona la transmisión manual adoptando diferentes configuraciones, como secuenciales robotizadas, automáticas, dobles embragues, secuenciales manuales...

Este último caso de transmisión manual secuencial, sumado al sistema de cambio por embragues de empuje, que eliminan el proceso de embragar y desembragar en cada cambio de marcha salvo al engranar primera velocidad, se caracteriza por la brusquedad y rapidez del cambio, por ello se ha popularizado en muchas disciplinas del motor como el WRC o la Fórmula Drift. El funcionamiento de esta caja se explica en el Anexo I.

Por ello, hay que valorar las ventajas y los inconvenientes de este cambio. En primer lugar, se valorarán las ventajas de la instalación:

- Como principal ventaja, el sistema de embragues de empuje, junto con el tambor selector de velocidades que funciona con el empuje en una sola dirección de una palanca, elimina el proceso de pulsar el embrague, salvo en la 1<sup>o</sup> marcha. Además, elimina la búsqueda con la palanca de la posición correcta de la marcha a engranar en caso de un cambio en H, reduciendo enormemente el tiempo de cambio.
- Debido a la naturaleza de la transmisión, no se permite saltar marchas, por ejemplo, de 3<sup>o</sup> a 5<sup>o</sup>, lo que evita dos problemas graves tales como el bloqueo de las ruedas por fallo en la selección, o de fallo en el motor por excesivas revoluciones producidas al bajar de marcha a mucha velocidad, común en pasos de 5<sup>o</sup> a 2<sup>o</sup>.



- También hay que tener en cuenta que el cambio más rápido minimiza el tiempo que se pasa sin una de las manos en el volante, por lo que se aumenta la seguridad y el control.

Sin embargo, este tipo de transmisiones tienen una serie de fallos que las hacen inviables para la instalación en coches de producción en serie, masiva.

- Son transmisiones muy caras.
- Generalmente, están compuestas por engranajes rectos, por lo que son bastante ruidosas.
- El cambio es muy brusco debido a los embragues de empuje. Esto no supone un problema en vehículos de competición, donde prima la velocidad del cambio, pero si lo hace en coches de calle, especialmente a bajas velocidades, cuando el motor aporta mucho par.
- A pesar de que, como se ha dicho antes, evita errores del conductor, el cambio secuencial no permite saltar entre marchas, lo que en ocasiones puede beneficiar en cuanto al consumo del vehículo.

### **1.1. Motivación personal.**

Como fan del mundo del motor y de la mecánica, la idea de combinar ambos campos me apasiona. Realizar el diseño de una parte tan importante de un automóvil como es la caja de cambios y, además, con un enfoque de exprimir el rendimiento del vehículo, supone un acercamiento a lo que espero sea mi labor en un futuro equipo de competición.

### **1.2. Elección del vehículo**

Expuesto lo anterior acerca de la transmisión, el vehículo a escoger para la transformación deberá poder ajustarse a una de las disciplinas que se han mencionado anteriormente, además de tener cierto carácter deportivo para que este tipo de modificación encaje.

Vivir en un medio rural como Soria, bañada por la despoblación y la falta de oportunidades laborales en este sector, me ha hecho buscar una forma de promocionar mi tierra. Como aficionado del Rally, siempre he visto las posibilidades del terreno, tanto en la variedad como en la cantidad de pistas que ofrece para un deporte de estas características, por lo que una opción de Rally muy atractiva sería la Copa de España de Rallyes de Tierra (*CERT RALLYCAR*). Esta división deportiva creada por la Real Federación Española de Automovilismo busca desarrollar y promocionar nuevos pilotos, copilotos y equipos, en un entorno muy parecido a los certámenes internacionales.

Para la participación en esta prueba, se debe comprobar los campeonatos, copas y trofeos que forman parte:



Figura 1: Campeonatos de la RFEDA.

Atendiendo al reglamento del *CERT*, la primera idea es escoger el Trofeo de España de Rallyes de Tierra para Pilotos y Copilotos de Vehículos Históricos, cuyo criterio de admisión se limitará a los Vehículos Históricos que puedan participar en el Campeonato de España de Rallyes Históricos. Se debe ahora comprobar la documentación del Campeonato de España de Rallyes de Vehículos Históricos (*CERVH*). Dentro de este documento, se puede ver que para ingresar a modo de exhibición en el Rally, hay que pertenecer a la categoría *Legend*. Esta categoría engloba vehículos de especial interés histórico. Además, como no se busca puntuar para el Campeonato de España, se correrá sin cronometrar puramente como exhibición, no se asignará ningún reglamento extra. Sí se debe tener en cuenta unos requisitos mínimos, que consistirán en que deberán ser catalogados como vehículos históricos.

La catalogación de vehículos históricos la realiza la DGT, que impondrá que podrán ser considerados Vehículos Históricos y matricularse como tal aquellos que:

- Tengan una antigüedad mínima de 30 años.
- Estén incluidos en el Inventario General de Bienes Muebles del Patrimonio Histórico Español o declarados bienes de interés cultural y los que revistan un interés especial por haber pertenecido a alguna personalidad relevante o intervenido en algún acontecimiento de trascendencia histórica.
- Sean considerados vehículos de colección, que por sus características, singularidad, escasez manifiesta u otra circunstancia especial muy sobresaliente, merezcan acogerse al régimen de los vehículos históricos.

Sin embargo, el Reglamento de Vehículos Históricos, Real Decreto 1247/1995 del 14 de Julio, establece que podrán ser considerados vehículos históricos los que reúnan las condiciones siguientes:

- Fuera fabricado o matriculado por primera vez con una anterioridad de treinta años, como mínimo.
- Su tipo específico haya dejado de producirse.
- Estuviere en su estado original y no haya sido sometido a ningún cambio fundamental en cuanto a sus características técnicas o componentes principales, como el motor, los frenos, la dirección, la suspensión o la carrocería.

En todo caso, para que un vehículo pueda, por su antigüedad, ser calificado como histórico, sus piezas constitutivas deberán haber sido fabricadas en el período de producción normal del tipo o variante de que se trate y de sus recambios, con excepción de los elementos fungibles sustituidos por reproducciones o equivalencias efectuadas con posterioridad al período de producción normal, que habrán de hallarse inequívocamente identificadas. Si hubiera habido modificaciones en la estructura o componentes, la consideración de vehículo histórico se determinará en el momento de la catalogación.

Con las condiciones expuestas no se podrá matricular el vehículo como histórico. A pesar de ello, todavía se podrá inscribir en la **categoría de vehículos de tracción trasera**, cuyo único criterio es el de ese tipo de transmisión de potencia.

Para seleccionar el vehículo hay que situarse en el año 1982, la Ford Motor Company abandona la producción del Ford Cortina y pretende sustituirlo por un modelo de turismo familiar que suponga ventas multimillonarias, el Ford Sierra; sin embargo, supone en el momento de su salida, un fracaso en ventas.



Figura 2: Ford Sierra de 1982. 1ª Generación.

Para subsanar esto, Ford decide crear un modelo deportivo del Ford Sierra, el Ford Sierra RS Cosworth, una evolución del original con el que competir. Este alcanzaría una velocidad máxima de 240 Km/h gracias a su motor creado por el motorista británico Cosworth. Con el objetivo de competir con él, este modelo ofrecía una serie de modificaciones enfocadas a la competición, como un segundo juego de inyectores que en el modelo de calle no estaban conectados, pero que en los de competición, junto con un turbo de mayores dimensiones, eran capaces de generar 525 CV. Esto convirtió al Ford

Sierra RS Cosworth en la figura dominante del DTM en las temporadas de 1987 a 1990, además de ganar los campeonatos de turismos de Australia, Japón y Reino Unido, y el Campeonato de Australia de Resistencia entre muchos otros.



Figura 3: Ford Sierra Cosworth en el DTM.

No solo tuvo éxito sobre el asfalto, el Ford RS Cosworth ganó el Mundial de Rallyes en el grupo A de la mano de Didier Auriol, además, fué conducido por pilotos de la talla de Carlos Sainz Sr, con el que ganó el Campeonato de España de Rallyes; Ari Vatanen, o Jimmy McRae.



Figura 4: Carlos Sainz junto al modelo de Rally.

Como evolución de ese primer modelo de homologación del año 86, se crea el Ford Sierra RS500 Cosworth, con el que se pretendía dominar los circuitos. Esta tirada de 500 unidades fueron homologadas el mismo año 1987, y han supuesto una de las caras más reconocidas de la época, símbolo del dominio de Ford frente a marcas como Mercedes o BMW, y cuyo valor actual en subasta supera los 100.000 euros.

Por su pedigree, y por ser uno de los primeros coches en el que ví correr a Carlos Sainz, el Ford Sierra RS500 Cosworth será objeto de la modificación de transmisión.

## 2. OBJETIVO.

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado consistirá en el cambio de transmisión a un Ford Sierra RS500 Cosworth, pasando de una caja de cambios manual de 5 velocidades, a otra secuencial-manual de 6 marchas y embragues de empuje, diseñando geometría y material de engranajes y ejes, y calculando su resistencia a diferentes tipos de fallo para una duración de la caja preestablecida. Además, se seleccionan rodamientos y chavetas a partir de la geometría y los esfuerzos obtenidos a partir de los engranajes y ejes.

Las modificaciones se encaminan a mejorar el rendimiento, reduciendo los tiempos de cambio tanto por el proceso de cambio como por las relaciones de transmisión nuevas, escogidas pensando en el circuito y no en la carretera. Con ello se buscará participar en el Campeonato de España de Rallyes de Tierra con un vehículo con el que, partiendo del su carácter deportivo de base, acentuar sus dotes en pistas de tierra.

### 3. ANÁLISIS DEL VEHÍCULO DE SERIE.

Producido por Ford Europa, el Ford Sierra RS Cosworth es el modelo deportivo del vehículo familiar Ford Sierra, producido de 1986 a 1992. Fué resultado de un proyecto de *Ford Motorsport* con el propósito de producir un ganador del Grupo A europeo.

Durante este periodo de tiempo, los modelos producidos contaban con las siguientes características:

- Chasis:
  1. *Hatchback* de 3 puertas (1986-1987).
  2. Turismo de 4 puertas (1988-1992).
- Disposición: Motor delantero.
  1. Tracción trasera (1986-1989).
  2. Tracción total (1990-1992).
- Motor:
  1. Cosworth YBD, 204 CV (1986).
  2. Cosworth YBD, 224 CV (1987).
  3. Cosworth YBD, 204 CV (1988-1989).
  4. Cosworth YBG/YBJ, 220 CV (1990-1992).
- Transmisión: 5 velocidades.
  1. Borg Warner T5 (1986-1989).
  2. Ferguson 4x4 MT75 (1990-1992).

De todas estas versiones nos quedaremos con el Ford Sierra RS500 Cosworth, cuyas características listaremos a continuación:

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS. MOTOR	
Motor	
Código del motor	Pinto Cosworth YBD
Combustible	Gasolina
Alimentación	Bosch L-Jet fuel inj
Líquido Refrigerante	Agua
Situación	Longitudinal
Posición del motor	Delantero
Cilindrada	1993 $cm^3$
Diámetro x Carrera	90,80 x 76,95 mm
Válvulas	16 Válvulas
Sobrealimentación	Turbo
Rel. Compresión	8,00
Potencia	227 PS or 224 bhp or 167 kW @ 6000 rpm
Par máximo	277.0 Nm or 204 lb.ft @ 6000 rpm
Consumo mixto	9,7 L/100Km
Inyectores	Weber IW025

Tabla 1: Características técnicas del motor

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS. GEOMETRÍA	
Tipo de carrocería	Fastback
Nº de puertas	3,00
Batalla	260,8 cm
Longitud	442,5 cm
Anchura	172,5 cm
Altura	142 cm
Vía delantera	145,2 cm
Vía trasera	146,8 cm
Nº de plazas	5,00
Coeficiente Cx	0,35
Neumáticos	205/50/15
Peso	1207 Kg
Distribución de pesos	0,54-0,46
Rel. Peso/Potencia	5,3 Kg/Hp
Rel. Peso/Par	213 Nm/T
Suspensión Delantera	Suspensión McPherson + Resorte Helicoidal
Suspensión Trasera	Resorte Helicoidal
Depósito de combustible	65 L

Tabla 2: Características técnicas acerca de la geometría.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS. PRESTACIONES	
Velocidad Max	248 Km/h
Aceleración 400 m	15,1 s a 154 Km/h
0 a 80 Km/h	6,1 s
0 a 100 Km/h	6,4 s
0 a 130 Km/h	10,6 s
0 a 160 Km/h	16,1 s
0 a 180 Km/h	20,4 s
Recuperaciones	
40 a 140 min	9,5 s
80 a 120 min	4,3 s
80 a 180 min	14,3 s
Frenos delanteros	Discos ventilados de 283 mm
Frenos traseros	Discos macizos de 272 mm

Tabla 3: Prestaciones del vehículo.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS. TRANSMISIÓN	
Tracción	Trasera
Caja de cambios	Borg Warner T5, 5 velocidades
Rel de transmisión	
1º	2,95:1
2º	1,94:1
3º	1,34:1
4º	1:1
5º	0,80:1
Marcha atrás	2,661:1
Diferencial	3,64:1

Tabla 4: Características técnicas de la transmisión.

### 3.1. Análisis prestacional del vehículo de serie.

Para comenzar el análisis se debe comprobar el rendimiento del vehículo como salió de la fábrica. Partiendo de las curvas de potencia del motor.

El primer paso es obtener las curvas de potencia que otorga el motor:



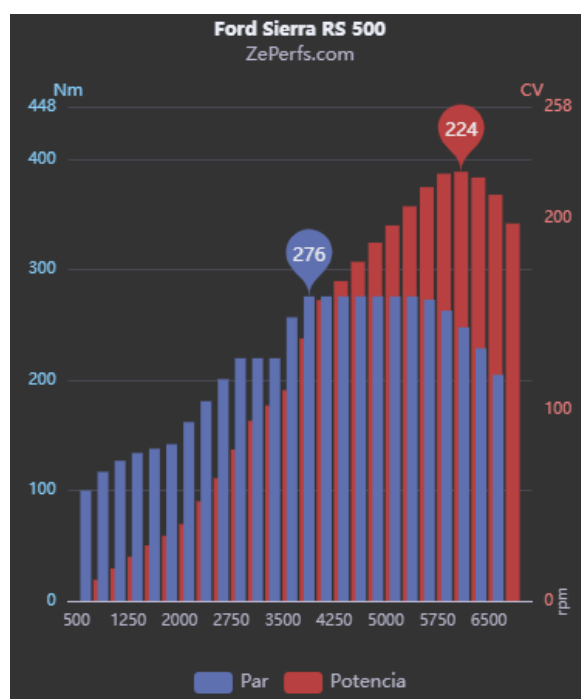
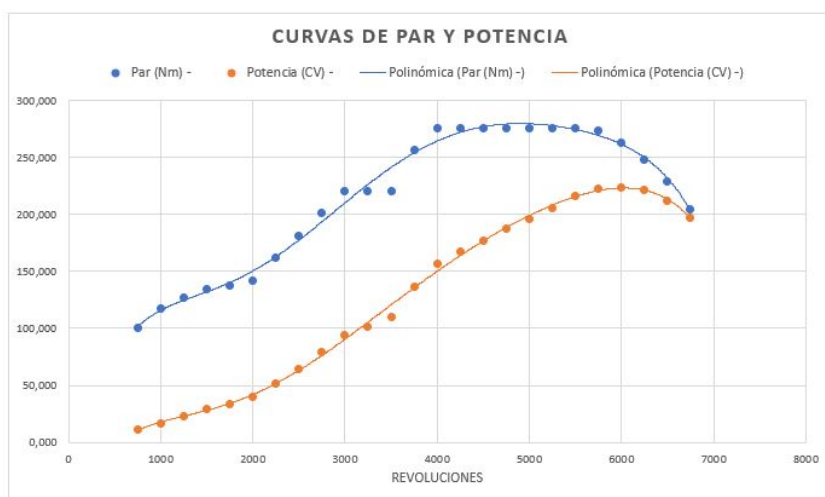


Figura 5: Curvas de Par Motor y Potencia.

Con estos datos se pueden obtener los datos de potencia en CV y par motor en  $Nm$  y  $Kgf$ . Marcados en color amarillo se encuentran los valores máximos de Par y potencia:



Revoluciones	Par (Nm)	Par [Kg f. m]	Potencia (CV)
500	-	-	-
750	100,000	10,194	11,000
1000	117,000	11,927	17,000
1250	127,000	12,946	23,000
1500	134,000	13,660	29,000
1750	138,000	14,067	34,000
2000	142,000	14,475	40,000
2250	162,000	16,514	52,000
2500	181,000	18,451	64,000
2750	201,000	20,489	79,000
3000	220,000	22,426	94,000
3250	220,000	22,426	102,000
3500	220,000	22,426	110,000
3750	257,000	26,198	137,000
4000	276,000	28,135	157,000
4250	276,000	28,135	167,000
4500	276,000	28,135	177,000
4750	276,000	28,135	187,000
5000	276,000	28,135	196,000
5250	276,000	28,135	206,000
5500	276,000	28,135	216,000
5750	273,000	27,829	223,000
6000	263,000	26,809	224,000
6250	248,000	25,280	221,000
6500	229,000	23,344	212,000
6750	205,000	20,897	197,000

Figura 6: Datos de Potencia y Par Motor.

También se presenta el diagrama de cambio del vehículo, en el que se puede ver como se busca mantenerse siempre en el intervalo de máximo par a máxima potencia:

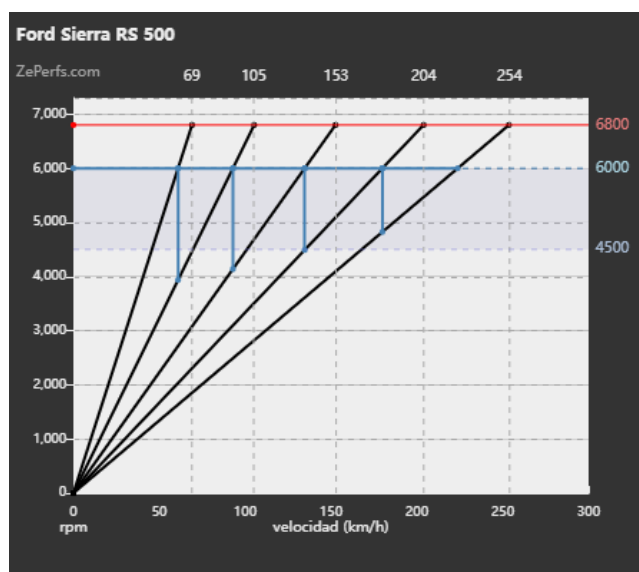


Figura 7: Curvas de diente de sierra. Transmisión original.

### 3.1.1. Análisis de fuerzas resistentes.

El desarrollo completo de las fuerzas que se oponen al avance del vehículo se realiza en el Anexo A.

Estas fuerzas serán tres principalmente, la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica, y la resistencia en pendiente. Teniendo en cuenta las tres, se obtiene una relación entre la velocidad de avance del vehículo y la fuerza resistente que se opone al movimiento:

$$R_{total}[Kgf] = 0,004V^2\left[\frac{m}{s}\right] + 53,108 \quad (1)$$

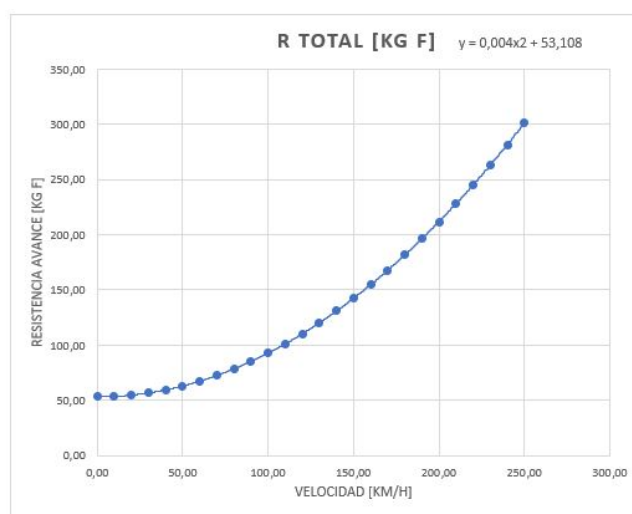


Figura 8: Curva de resistencia al avance.

### 3.1.2. Potencia en llanta.

Tanto el par como la potencia deben transmitirse a las ruedas, que conectarán el vehículo con el terreno aplicando la fuerza motriz necesaria para propulsar el automóvil. Sin embargo, esta conexión tiene una serie de pérdidas en diferentes elementos:

Caja de velocidades	$(\eta_{cv}) = 95\% \div 98\%$
Articulaciones	$(\eta_{je}) = 98\% \div 99\%$
Grupo cónico	$(\eta_{gc}) = 97 \div 99\%$
Otros	$(\eta_{ot}) = 95\% \div 100\%$

Figura 9: Pérdidas por rendimiento en la cadena de transmisión.

Teniendo en cuenta estos datos, se consideran los siguientes rendimientos atendiendo a la edad del vehículo:

RENDIMIENTOS CADENA DE TRANSMISIÓN	
Caja de velocidades	0,96
Articulaciones	0,98
Grupo cónico	0,97
Otros	0,97
Total	0,89

Tabla 5: Rendimientos de los elementos de la transmisión.

Se representa esta pérdida de potencia comparándola con la obtenida a la salida del cigüeñal.

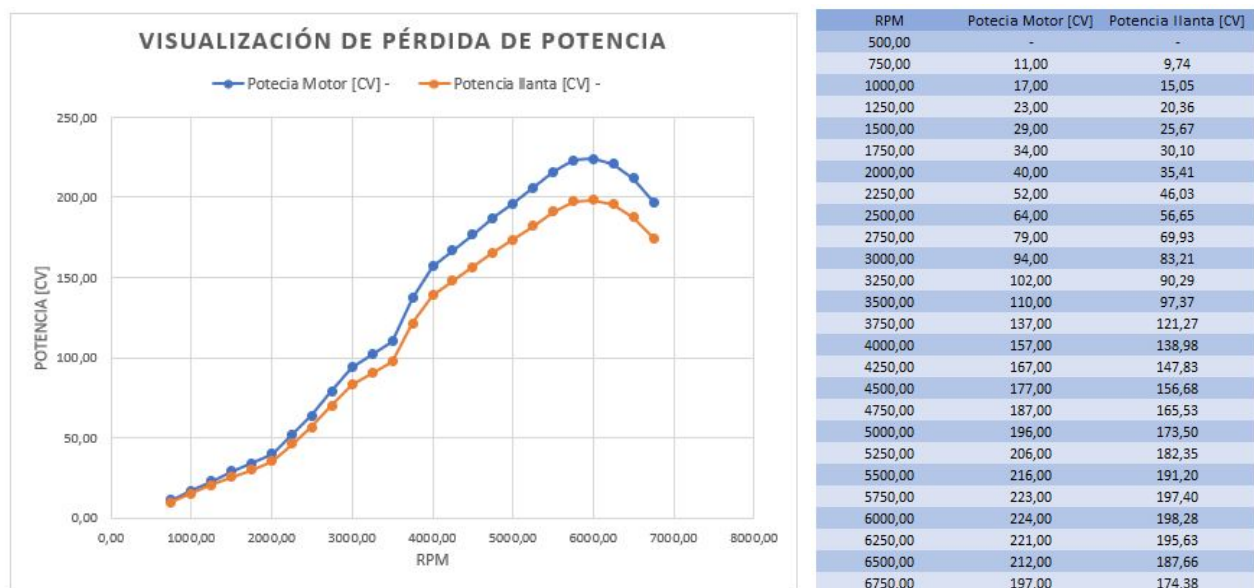


Figura 10: Comparación de potencia y par en la llanta frente al cigüeñal.

Se establece una relación entre la potencia del motor y la fuerza motriz entregada en las ruedas:

$$P[CV] = \frac{F_m[Kgf] \cdot V[\frac{m}{s}]}{75 \cdot \eta_t} \quad (2)$$

### 3.1.3. Velocidad máxima

Con esta ecuación (2), se puede calcular la velocidad máxima a la que llega teniendo en cuenta la potencia del motor y las resistencias al avance.

Reordenando:

$$F_m = \frac{P[CV] \cdot 75 \cdot \eta_t}{V[\frac{m}{s}]} \quad (3)$$

Se imponen ahora una serie de condiciones:

1. Condiciones máximas de potencia a 6000 RPM.
2. Condición de velocidad máxima:

$$F_m = R_t$$

3. Condición de la recta de ajuste de la resistencia total de avance (1). Siguiendo la condición anterior, se puede calcular la velocidad para la cual toda la fuerza motriz existente se usa para vencer las resistencias del vehículo.

$$0,004 \cdot V^2 + 53,108 = \frac{224 \cdot 75 \cdot 0,89}{V \cdot \frac{3600}{1000}}; V_{max} = 219,29 \frac{Km}{h} \quad (4)$$

Esta velocidad es menor que la especificada, y se puede deber a las resistencias impuestas, ya que el terreno elegido ha sido la tierra, además, tanto la aerodinámica como la de rodadura son aproximaciones que pueden distar de ensayos reales.

## 3.2. Análisis de la caja de cambios original.

Se pasa ahora a comprobar el rendimiento de la caja del vehículo original, que se comparará posteriormente con la nueva diseñada. El análisis completo de la caja de cambios original se encuentra en el Anexo B.

Se parte de las desmultiplicaciones de la caja de cambios y el diferencial:

RELACIONES DE TRANSMISIÓN	
Caja de Cambios	
$r_1$	2,950
$r_2$	1,940
$r_3$	1,340
$r_4$	1
$r_5$	0,800
Diferencial	
$r_{Diff}$	2,661

Tabla 6: Desmultiplicaciones de caja de cambios y diferencial originales.

Junto a los datos de relaciones de transmisión, se necesitan otra serie de valores relacionados con los neumáticos. El cálculo de los mismos también se encuentra en el Anexo B.

Neumáticos	205/50/15
Diámetro llanta [mm]	381
Altura neumático [mm]	102,5
Diámetro neumático [mm]	586
Radio neumático [m]	0,293

Tabla 7: Datos característicos del neumático.

Con estos datos, se calculan las fuerzas que son capaces de ejercer las ruedas motrices, dependiendo del motor del que se dispone, y de las relaciones de transmisión con la expresión (5). Representando estos valores de fuerza para cada marcha en función de la velocidad, se obtiene la siguiente gráfica:

$$F_m = \frac{M_m \cdot r_i \cdot r_f \cdot \eta_r}{R} \quad (5)$$

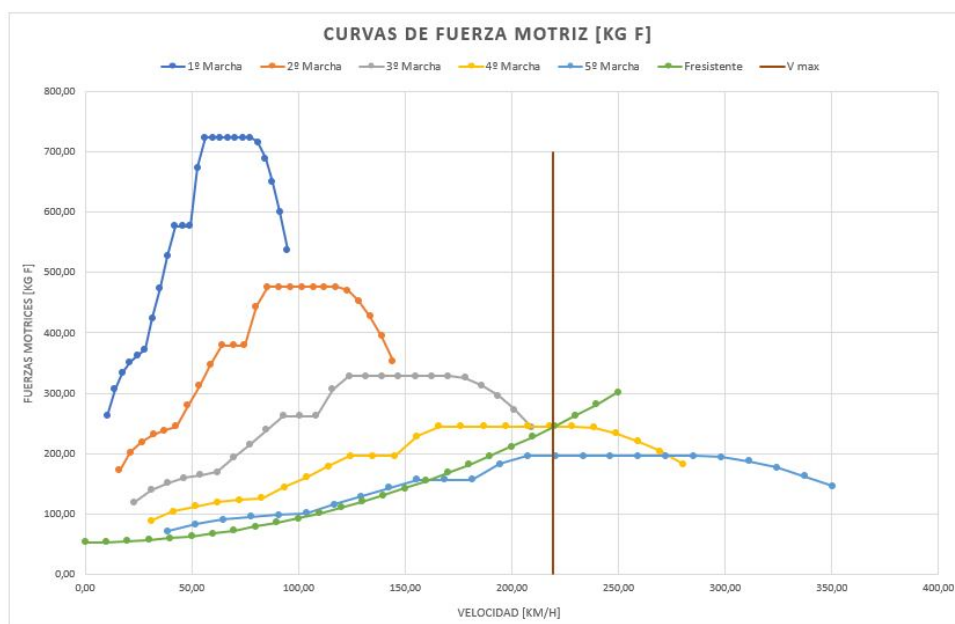


Figura 11: Curva de Fuerza Motriz en Kg f.

Para calcular ahora la velocidad obtenida en función de las revoluciones del motor para cada marcha se usa la expresión (6). Y representando estas velocidades en función de las RPM para cada marcha se obtiene:

$$V = \frac{n_m}{r_i \cdot r_f} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{60} \quad (6)$$

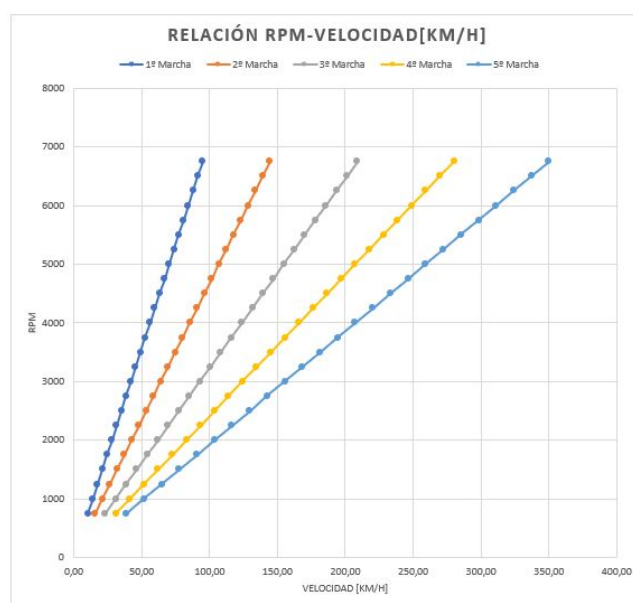


Figura 12: Curvas de diente de sierra para la caja original.

### 3.2.1. Limitaciones del terreno.

Una vez conocidas las capacidades del vehículo, se deben considerar las limitaciones que impone el terreno a la hora de transmitir esa potencia al suelo. Esto afectará las curvas representadas anteriormente.

Teniendo en cuenta la siguiente expresión y contando con la masa del vehículo, se determina que la fuerza motriz máxima transmisible al terreno será:  $F_{m,max} = \mu_a \cdot W_{vehículo} = 0,55 \cdot 1207Kg = 663,85Kg f$ .

Considerando este como valor máximo de fuerza motriz, las gráficas mostradas anteriormente variarán. Representando estas variaciones se obtienen las curvas de fuerza motriz útiles que servirán para propulsar el vehículo sobre grava o arena.

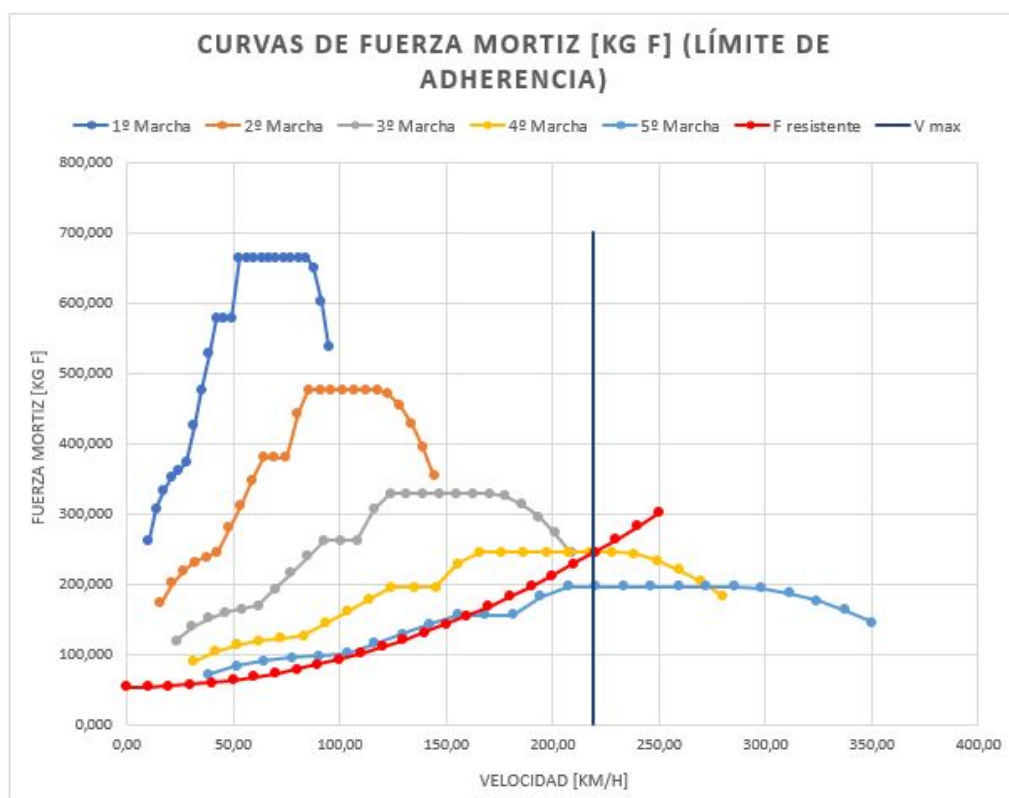


Figura 13: Representación de Fuerzas Motrices limitadas por adherencia [Kg f].

### 3.2.2. Aceleración.

Todos los datos obtenidos anteriormente son útiles en cuanto a la comparación entre cajas, sin embargo, la diferencia más notable, y la más interesante en cuanto al rendimiento del vehículo, se dará a la hora de la aceleración, donde se podrá ver la recuperación del vehículo a diferentes velocidades, comparando los tiempos de 0 a 100 Km/h, 0 a 200 Km/h...

Se calcula la aceleración del vehículo teniendo en cuenta la inercia de los elementos de rotación.

Para el cálculo se incluirá un factor de corrección de inercias:

$1+\epsilon$	
1º	0,885
2º	0,737
3º	0,678
4º	0,654
5º	0,643

Tabla 8: Valores del factor corrector de inercia según la marcha.

Una vez calculado este valor, se puede determinar la aceleración obtenida para cada RPM.

Representando:

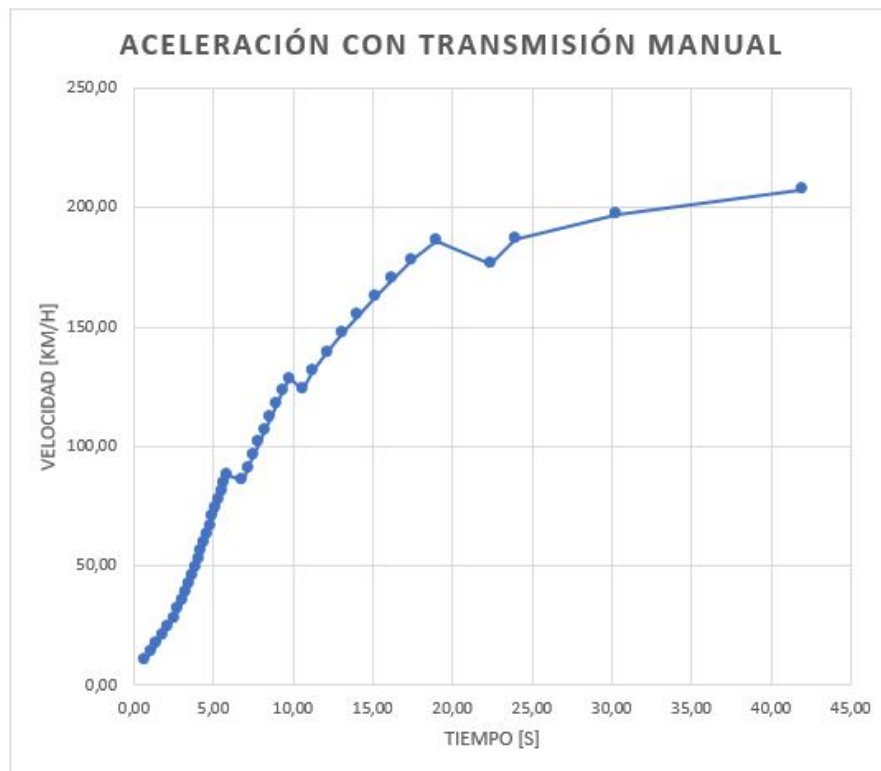


Figura 14: Representación de aceleración de 0 a 200 Km/h con la caja vieja.



### 3.2.3. Recuperaciones.

Como se ha expuesto, las mejoras se destinan al mundo del Rally, por lo que se busca tener mucha capacidad de aceleración a velocidades medias. Por ello hay que centrarse en las recuperaciones de 40 a 140 Km/h, que representadas quedan:

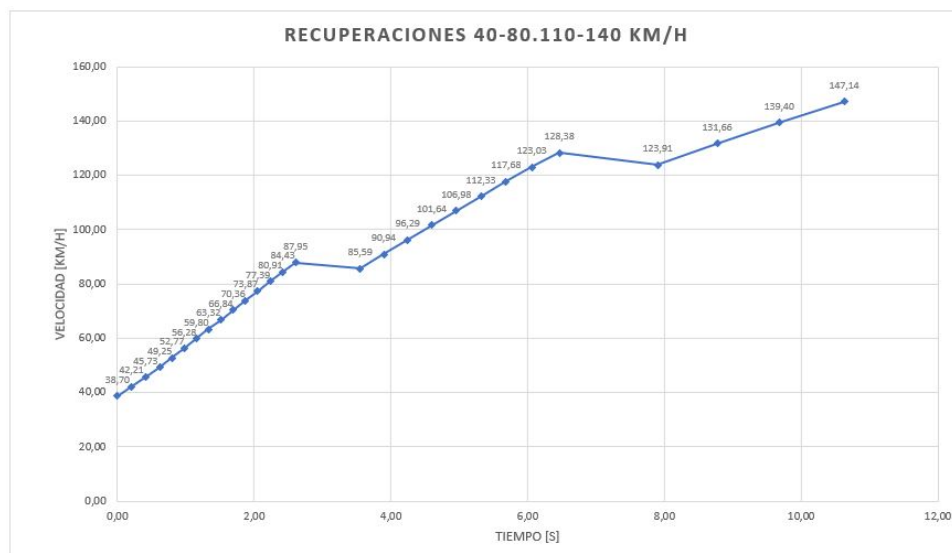


Figura 15: Representación de las recuperaciones de 40 a 140 Km/h con la caja vieja.

### 3.3. Resumen de prestaciones.

Habiendo expuesto todos los cálculos, se pueden resumir una serie de datos con los que comparar posteriormente las mejoras introducidas:

RESUMEN PRESTACIONES	
Aceleraciones	tiempo [s]
0-100 $\frac{Km}{h}$	7,81
0-200 $\frac{Km}{h}$	33,51
40-80 $\frac{Km}{h}$	2,19
40-110 $\frac{Km}{h}$	5,16
40-140 $\frac{Km}{h}$	9,75

Tabla 9: Resumen de prestaciones con la caja original.

## 4. ANÁLISIS DEL VEHÍCULO MODIFICADO.

### 4.1. Análisis prestacional del vehículo modificado.

Con la implementación de una nueva caja de cambios, la potencia y el par aportados por el motor no se verá afectada, sin embargo, al introducir componentes nuevos, se mejora el rendimiento de la misma, reduciendo pérdidas en componentes nuevos:

RENDIMIENTOS CADENA DE TRANSMISIÓN NUEVA	
Caja de velocidades	0,98
Articulaciones	0,98
Grupo cónico	0,97
Otros	0,97
Total	0,90

Tabla 10: Rendimientos de la nueva cadena de transmisión.

Con este nuevo rendimiento mejorado, se puede comprobar como las pérdidas se reducen. Introduciéndolos en una gráfica se ve la mejora:

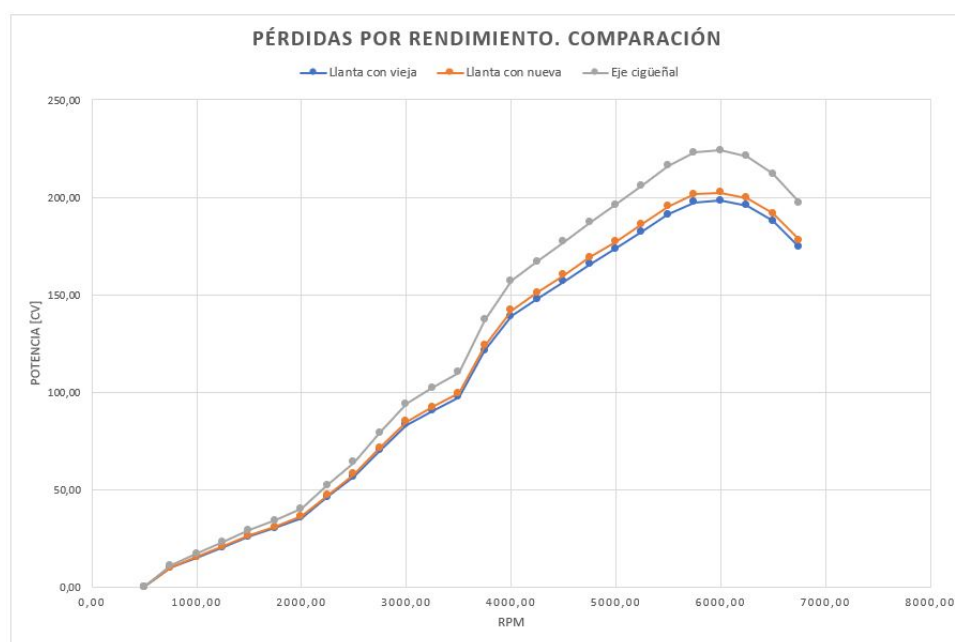


Figura 16: Comparaciones de potencia en llanta para las diferentes transmisiones.

## 4.2. Análisis prestacional de la caja de cambios modificada.

Se deben realizar los mismos cálculos que se han realizado para la caja original. En este caso se desarrollan en el Anexo D.

Cabe destacar que todas las variables de cálculo permanecerán constantes menos el rendimiento de la caja de velocidades, que será del 98 %, las relaciones de transmisión, y el número de marchas.

Teniendo en cuenta las ecuaciones (5) y (6), se determinan las fuerzas motrices y las velocidades correspondientes para cada marcha, e imponiendo las limitaciones que da el terreno, se obtiene:

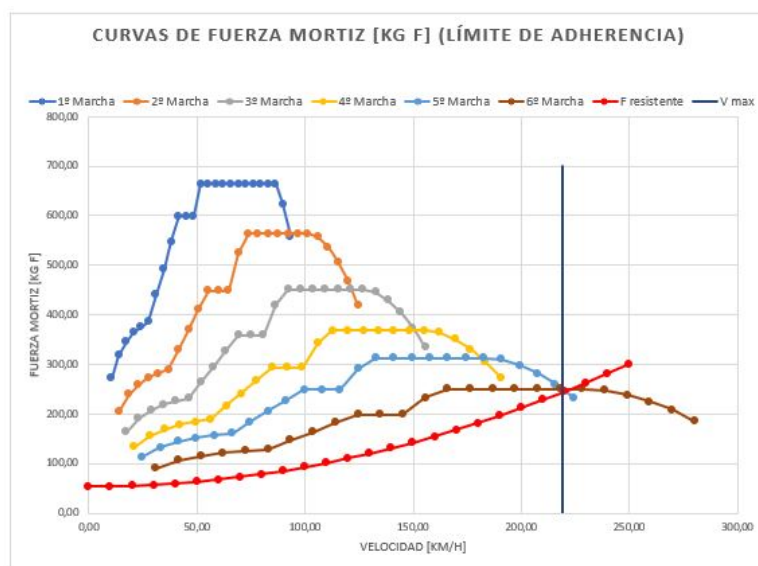


Figura 17: Fuerzas motrices para la caja modificada limitadas por el terreno.

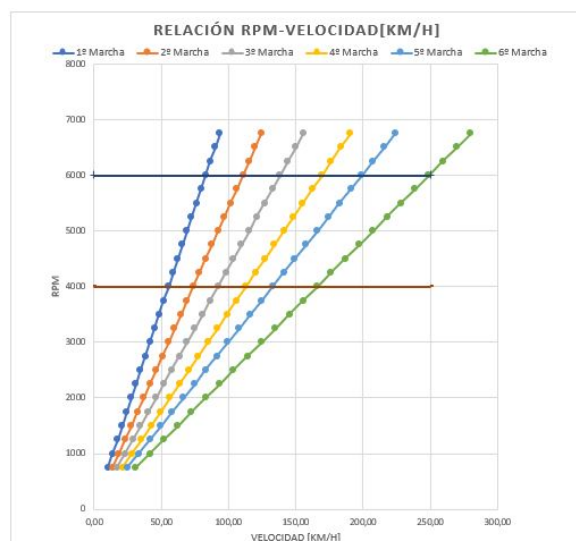


Figura 18: Velocidad en función de las RPM para cada marcha.

#### 4.2.1. Aceleraciones.

Al igual que antes, se determinan los factores correctores de inercia y, con ellos, las aceleraciones instantáneas para cada intervalo de revoluciones:

$1+\epsilon$	
1º	0,894
2º	0,776
3º	0,721
4º	0,689
5º	0,671
6º	0,654

Tabla 11: Factores correctores de inercia para la caja nueva.

Graficando los resultados se obtiene lo siguiente:

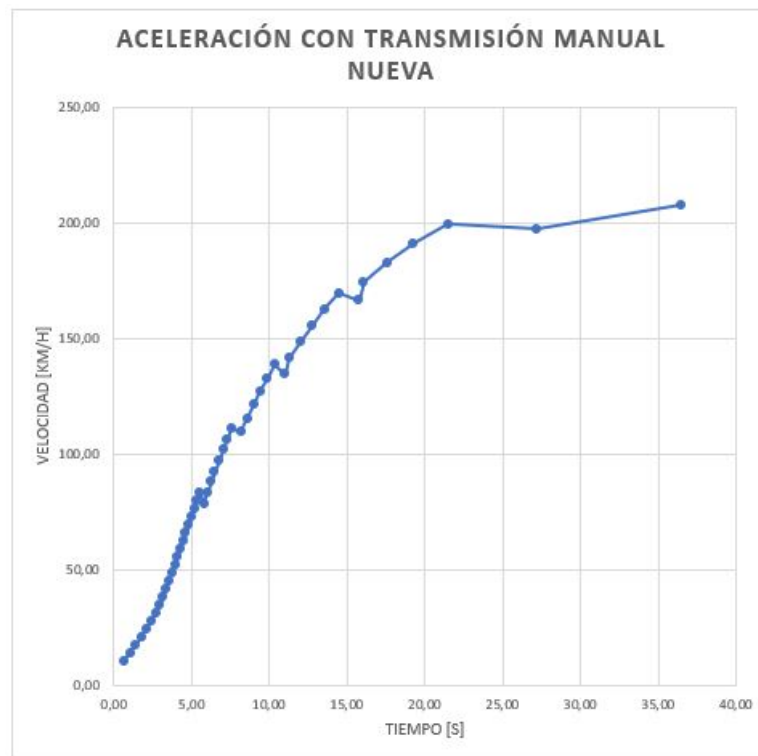


Figura 19: Aceleraciones 0 a 200 Km/h.

#### 4.2.2. Recuperaciones.

Como se ha expuesto, interesa el rango de aceleraciones de 40 a 140 Km/h:

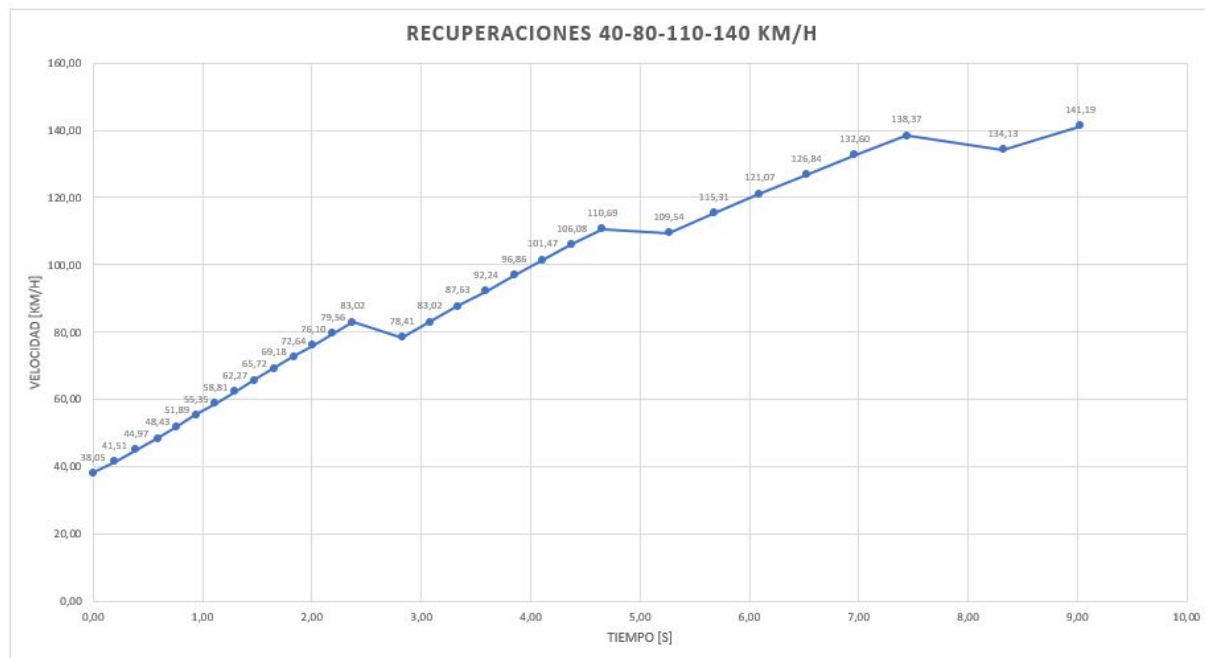


Figura 20: Recuperaciones con la caja modificada de 40 a 140 Km/h.

#### 4.3. Resumen de prestaciones.

Se exponen los mismos datos que para la transmisión original, buscando compararlos posteriormente.

RESUMEN PRESTACIONES	
0-100 $\frac{Km}{h}$	6,96
0-200 $\frac{Km}{h}$	21,50
40-80 $\frac{Km}{h}$	2,21
40-110 $\frac{Km}{h}$	4,62
40-140 $\frac{Km}{h}$	8,91
40-140 $\frac{Km}{h}$	9,75

Tabla 12: Resumen de prestaciones para la caja modificada.

## 5. COMPARACIÓN DE TRANSMISIONES.

Con las modificaciones decididas y los cálculos realizados, se pasará a comprobar que realmente sirven para algo. Si se juntan en la misma gráfica las aceleraciones de 0 a 200 Km/h, se puede ver que la curva de la caja nueva se encuentra por encima de la original, es decir, se llega a la misma velocidad en menos tiempo. En otras palabras, pasado el mismo tiempo, con la caja original se ha alcanzado mayor velocidad.

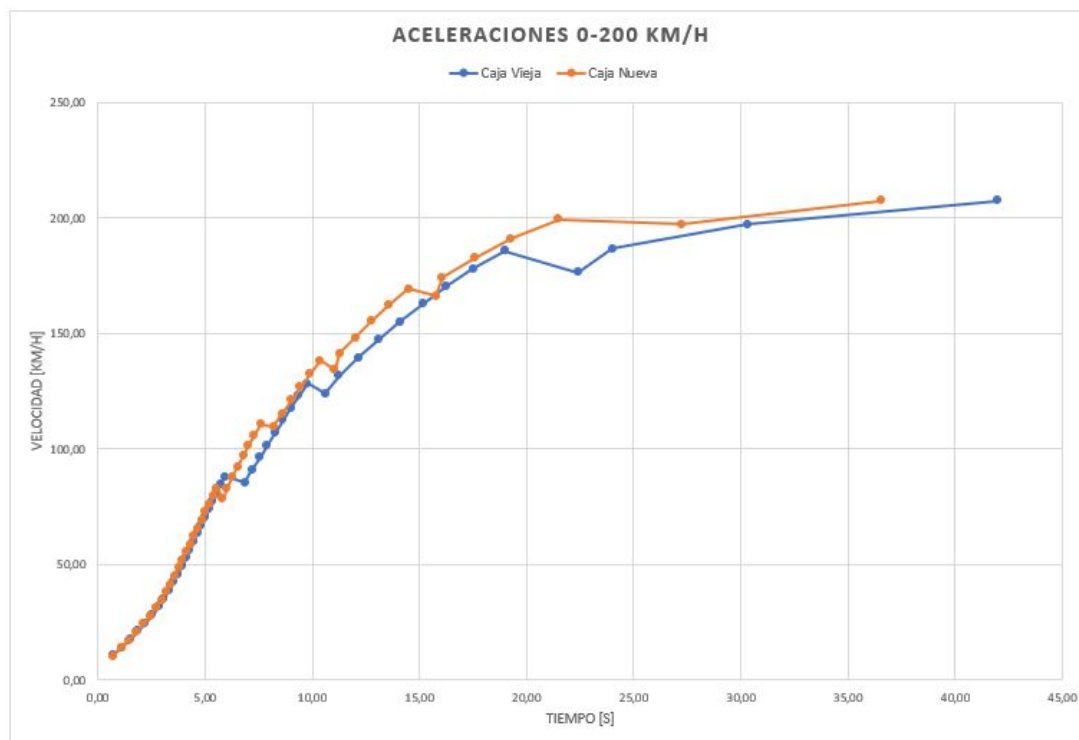


Figura 21: Aceleraciones 0 a 200 Km/h.

Centrándose en las recuperaciones en el rango de velocidades que elegido como importante, se ve más clara la diferencia:

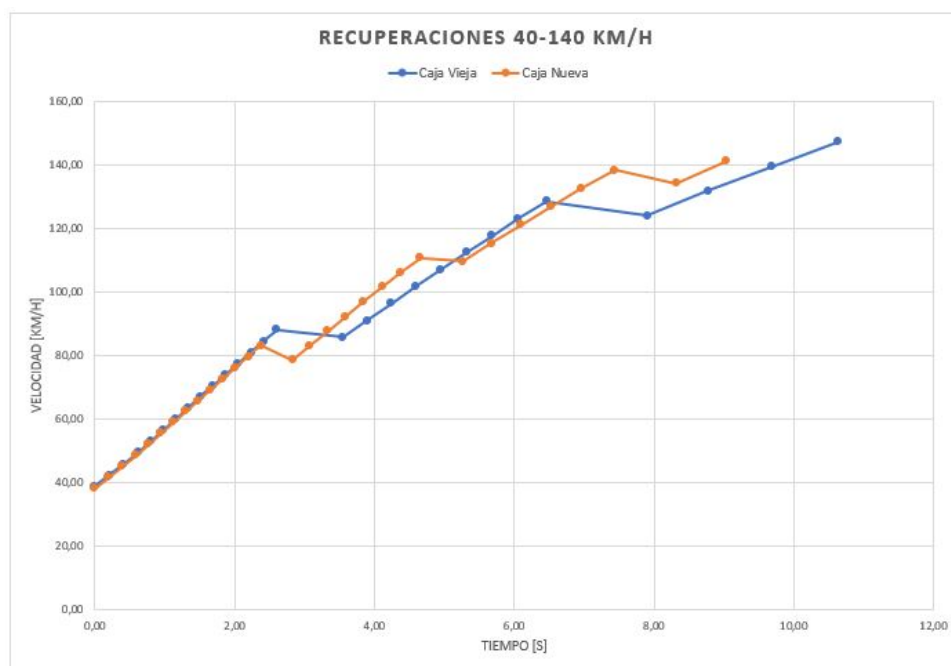


Figura 22: Recuperaciones 40-140 Km/h.

Por último, para comprobar cuantitativamente la diferencia, se comparan aceleraciones y recuperaciones. Apreciando la mejora los tiempos en todos los casos, llegando a reducir en casi 1 segundo la aceleración de 0 a 100 Km/h, y en más de 10 la aceleración de 0 a 200 Km/h, lo que en el mundo del motor supone una gran mejora.

RESUMEN PRESTACIONES			
	Vieja	Nueva	$\Delta T$
0-100 $\frac{Km}{h}$	7,81	6,96	-0,85
0-200 $\frac{Km}{h}$	33,51	21,50	-12,01
40-80 $\frac{Km}{h}$	2,19	2,21	0,02
40-110 $\frac{Km}{h}$	5,16	4,62	-0,54
40-140 $\frac{Km}{h}$	9,75	8,91	-0,84

Tabla 13: Comparación de prestaciones entre ambas cajas.

## 6. CÁLCULO DE ENGRANAJES.

Una vez decididas las relaciones de transmisión, se deben diseñar los engranajes que permitan conseguirlos. La duda ahora se presenta en qué tipo de engranajes elegir:

**Engranajes de dientes rectos:** Poseen las siguientes características:

1. Más comúnmente empleados en transmisiones, aunque no necesariamente en automoción.
2. Transmisión por choque brusco.
3. Ruidosos.
4. Elevado rendimiento, cercano a 1.
5. Relaciones de transmisión en una etapa pequeñas ( $<8$ ).
6. Velocidades tangenciales máximas de  $5 \frac{m}{s}$ .

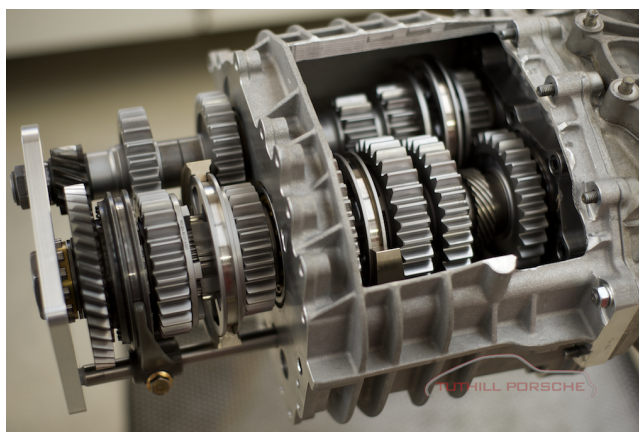


Figura 23: Caja de cambios de dientes rectos.

**Engranajes de dientes helicoidales.** Características:

1. Ángulo de inclinación de los dientes ( $\mu$ ) de  $15^\circ$  a  $20^\circ$ .
2. Transmisión suave y silenciosa.
3. Admiten cargas más elevadas que rectos para la misma anchura.
4. Para velocidades tangenciales mayores de  $5 \frac{m}{s}$ .
5. Elevado rendimiento, cercano a 1.
6. Pueden transmitir potencia entre ejes que se cruzan.



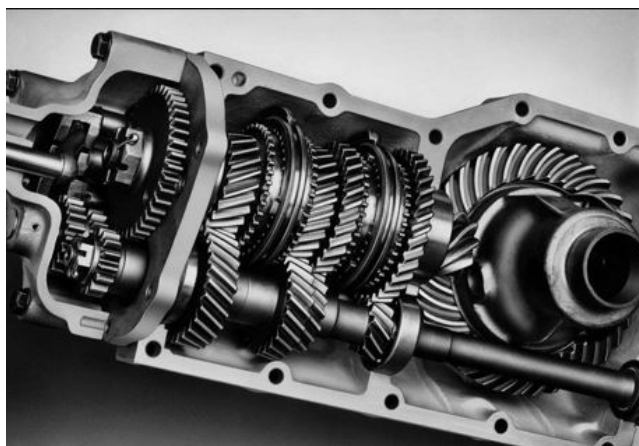


Figura 24: Caja de cambios de dientes helicoidales.

Según lo expuesto se decidió montar dientes helicoidales por tres razones principalmente. En primer lugar, la transmisión de dientes rectos es muy ruidosa, llegando a ser muy molesta en un vehículo, ya que esta se encuentra entre el conductor y el pasajero. Por otro lado, condiciona la velocidad tangencial máxima, que como se podrá ver después, superará con creces la máxima recomendada para los dientes rectos. Por último se tendrá en cuenta el tamaño, los dientes helicoidales permiten obtener una caja de cambios mas compacta, y ya que se está intentando colocar en el lugar donde había una caja de 5 velocidades, una de 6 velocidades, empaquetar el conjunto de todas las marchas será fundamental.

### 6.1. Proceso de cálculo.

El cálculo de los engranajes vendrá determinado por dos fallos, a flexión, y a desgaste. El cálculo completo se desarrollará en el Anexo E.

Se comprueba el conjunto de engranajes diseñado atendiendo a los posibles fallos a flexión y a desgaste.

### 6.2. Consideraciones iniciales.

Antes de realizar las comprobaciones de los fallos, se toman los siguientes parámetros. Estos han sido elegidos en base a un proceso iterativo de prueba y error, hasta que se han conseguido las características deseadas:

1. Coeficiente de rigidez del diente:  $\delta = 25$ , escogida para cajas de velocidad.

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coeficiente $\delta$
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Figura 25: Caja de cambios de dientes helicoidales.

2. Ángulo de inclinación del diente  $\mu = 30^\circ$ .
3. Ángulo de presión del diente  $\alpha = 20^\circ$ .
4. Módulo normal de tallado  $M_n = 4$  mm.

### 6.3. Geometría principal.

En base a estos parámetros y con los cálculos desarrollados en el Anexo E, se obtienen los siguientes engranajes:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Nº dientes REALES	14,00	42,00	17,00	39,00	20,00	36,00
$D_{\text{primitivo}}$ REAL	64,66	193,99	78,52	180,13	92,38	166,28
$D_{\text{ejes}}$ REAL	129,33		129,33		129,33	
$r_{\text{reales}}$	3,00		2,29		1,80	

Tabla 14: Cálculo de los engranajes reales para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Nº dientes REALES	23,00	33,00	25,00	31,00	28,00	28,00
$D_{\text{primitivo}}$ REAL	106,23	152,42	115,47	143,18	129,33	129,33
$D_{\text{ejes}}$ REAL	129,33		129,33		129,33	
$r_{\text{reales}}$	1,43		1,24		1,00	

Tabla 15: Cálculo de los engranajes reales para 4º, 5º y 6º marcha.

En el proceso de cálculo han variado ligeramente las relaciones de transmisión del análisis prestacional. Esto no afectará en gran medida en ese análisis, sin embargo, para los siguientes cálculos, se usarán las relaciones de transmisión reales:

RELACIONES DE TRANSMISIÓN		
Caja de Cambios		
	Teóricas	Reales
$r_1$	3,00	3,00
$r_2$	2,25	2,29
$r_3$	1,80	1,80
$r_4$	1,47	1,43
$r_5$	1,25	1,24
$r_6$	1,00	1,00
Diferencial		
$r_{Diff}$	2,66	2,66

Tabla 16: Comparativa de relaciones de transmisión teóricas con reales.

El último parámetro geométrico que falta por determinar es la **anchura mínima**,  $b$ , del engranaje. Este parámetro será fundamental ya que se busca crear un conjunto de cambio lo más empaquetado posible, tratando de ubicar 6 marchas en el espacio donde antes había 5.

$$b \geq 50,27mm$$

Una vez calculados los parámetros de los engranajes se realizan las comprobaciones a flexión y a desgaste para ver que material hay que elegir.

#### 6.4. Cálculo a flexión.

Para el cálculo se parte de las siguientes hipótesis iniciales:

1. Empuje sobre el diente a lo largo de la generatriz de contacto, por lo que la resultante se da a  $2/3$  de su altura.
2. Se calcula a partir del módulo normal de tallado.

Se utiliza la siguiente expresión, obtenida a partir del cálculo de dientes rectos:

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos(\mu)}{1,5}} \quad (7)$$

Donde:

1.  $M_{tc}$ , el momento a transmitir corregido.
2.  $\delta$ , el coeficiente de rigidez del diente.
3.  $Z$ , el  $n^\circ$  de dientes.

4.  $y$ , el coeficiente de Lewis.
5.  $\sigma_{admisible}$ , el esfuerzo máximo admisible.
6.  $\mu$ , el ángulo de inclinación del diente.

Se desarrolla la ecuación basándose en dos hipótesis principales, la de máximo par motor, y máxima potencia, como situaciones más desfavorables:

Par motor máximo		
Potencia [CV]	Par [N m]	RPM
216	276	5500
Potencia máxima		
Potencia [CV]	Par [N m]	RPM
224	263	6000

Tabla 17: Condiciones de Par o Potencia máximas.

#### 6.4.1. Par motor máximo como más desfavorable.

Según la hipótesis de par motor máximo como la situación más desfavorable, se presentan en las siguientes tablas los valores intermedios, y la tensión admisible que deberán tener los engranajes según la ecuación (7) para evitar el fallo a flexión:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	18,622	18,622	22,612	22,612	26,602	26,602
fd	1,13	1,13	1,15	1,15	1,16	1,16
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	467,82	1403,46	476,10	1092,23	480,24	864,43
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	60,01	49,42	47,72	41,74	39,48	36,12

Tabla 18: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	30,593	30,593	33,253	33,253	37,243	37,243
fd	1,17	1,17	1,17	1,17	1,18	1,18
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	484,38	694,98	484,38	600,63	488,52	488,52
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	33,80	31,97	30,63	29,71	27,24	27,24

Tabla 19: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 4º, 5º y 6º marcha.

Aparece marcado en amarillo la máxima sollicitación según esta hipótesis.

#### 6.4.2. Potencia máxima como más desfavorable.

Realizando los mismos cálculos que en el apartado anterior, pero con la hipótesis de potencia máxima como más desfavorable, se obtienen las siguientes durezas:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	20,315	20,315	24,668	24,668	29,021	29,021
fd	1,140	1,140	1,150	1,150	1,160	1,160
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	449,73	1349,19	453,68	1040,78	457,62	823,72
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	57,69	47,51	45,47	39,77	37,62	34,41

Tabla 20: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	33,374	33,374	36,276	36,276	40,629	40,629
fd	1,170	1,170	1,180	1,180	1,180	1,180
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	461,57	662,25	465,51	577,23	465,51	465,51
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	32,21	30,46	29,43	28,55	25,96	25,96

Tabla 21: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 4º, 5º y 6º marcha.

Aparece marcado en amarillo la máxima sollicitación según esta hipótesis.

#### 6.5. Cálculo a desgaste.

Para el cálculo a desgaste, se parte de la siguiente expresión, que permite hallar el módulo que debe tener el diente para evitar el fallo a desgaste a partir del par a transmitir:

$$M_n = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc} \cdot \cos(\mu)^3}{K_r \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i}} \quad (8)$$

Donde:

1.  $M_n$ , el módulo normal de tallado.
2.  $\delta$ , el coeficiente de rigidez del diente.
3.  $Z$ , el nº de dientes.
4.  $M_{tc}$ , el momento a transmitir corregido.
5.  $\mu$ , el ángulo de inclinación del diente.

6.  $K_r$ , el coeficiente de presión de rodadura.
7.  $\alpha$ , el ángulo de presión del diente.
8.  $i$ , la relación de transmisión correspondiente.

Como dato de partida, se buscará que la transmisión dure 300.000 Km. Para incluir este parámetro en el cálculo a desgaste, se procede según lo expuesto en el Anexo E. Siguiendo como hipótesis de cálculo las situaciones de máximo par motor y máxima potencia como más desfavorables, se obtiene:

#### 6.5.1. Par motor máximo como más desfavorable.

Los valores obtenidos siguiendo esta hipótesis serán los siguientes. Resaltado en amarillo se encuentra la mayor sollicitación:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Engranaje	1	2	3	4	5	6
n[RPM]	5500,00	1833,33	5500,00	2397,44	5500,00	3055,56
V vehículo [Km/h]	76,10		99,52		126,84	
$L_h$ [h]	3942,09	3942,09	3014,54	3014,54	2365,25	2365,25
W	1300,888	433,629	994,797	433,629	780,533	433,629
$K_r$ [MPa]	8,039	2,680	5,976	2,605	4,718	2,621
HB [Mpa]	5217,570	2508,346	4301,618	2472,984	3670,749	2480,693

Tabla 22: Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Engranaje	7	8	9	10	11	12
n[RPM]	5500,00	3833,33	5500,00	4435,48	5500,00	5500,00
V vehículo [Km/h]	159,12		184,12		228,31	
$L_h$ [h]	1885,35	1885,35	1629,40	1629,40	1314,03	1314,03
W	622,164	433,629	537,701	433,629	433,629	433,629
$K_r$ [MPa]	3,925	2,736	3,537	2,852	3,148	3,148
HB [Mpa]	3224,042	2534,408	2986,784	2587,752	2718,726	2718,726

Tabla 23: Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 4º, 5º y 6º marcha.

### 6.5.2. Potencia máxima como más desfavorable.

Siguiendo el proceso mencionado en el apartado anterior, pero cambiando los datos, se calculan los valores para la hipótesis de potencia máxima:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Engranaje	1	2	3	4	5	6
$n$ [RPM]	6000,00	2000,00	6000,00	2615,38	6000,00	4181,82
V vehículo [Km/h]	83,02		108,56		138,37	
$L_h$ [h]	3613,58	3613,58	2763,33	2763,33	2168,15	2168,15
W	1300,888	433,629	994,797	433,629	780,533	544,008
$K_r$ [MPa]	7,729	2,576	5,287	2,305	3,853	2,141
HB [Mpa]	5115,697	2459,370	4046,344	2326,228	3317,452	2328,291

Tabla 24: Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Engranaje	7	8	9	10	11	12
$n$ [RPM]	6000,00	4181,82	6000,00	4838,71	6000,00	6000,00
V vehículo [Km/h]	173,59		200,86		249,06	
$L_h$ [h]	1728,23	1728,23	1493,61	1493,61	1204,53	1204,53
W	622,164	433,629	537,701	433,629	433,629	433,629
$K_r$ [MPa]	2,939	2,048	2,509	2,023	2,000	2,000
HB [Mpa]	2789,692	2192,968	2515,541	2179,467	2166,921	2166,921

Tabla 25: Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 4º, 5º y 6º marcha.

## 6.6. Selección de material.

Mediante los cálculos anteriores, se puede seleccionar un material que aguante las solicitaciones impuestas. Estas solicitaciones son variadas, por lo que no hay por qué asignar el mismo material a todas las marchas. Más dureza y resistencia en el acero, significan más coste, tanto económico como de fabricación, por lo que asignaremos un material más resistente para las primeras marchas, y otro menos resistente para las marchas mas largas. Cabe destacar que debido al diámetro del eje que se obtendrá posteriormente, el engranaje 1 se ha decidido mecanizar sobre el eje, luego la pareja que forman la primera marcha estará compuesta por el material del eje.

Buscaremos que la pareja de engranajes de una marcha sea del mismo material para evitar grandes diferencias en el desgaste:

SOLICITACIONES DE CADA ENGRANAJE					
Eje	Marcha	Engranaje	$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	Dureza [HRC]	Material
1	1º	1	60,01	52,18	42CrMo4
2		2	49,42	25,08	
1	2º	3	47,72	43,02	F-1540
2		4	41,74	24,73	
1	3º	5	39,48	36,71	
2		6	36,12	24,81	
1	4º	7	33,80	32,24	F-1270
2		8	31,97	25,34	
1	5º	9	30,63	29,87	
2		10	29,71	25,88	
1	6º	11	27,24	27,19	
2		12	27,24	27,19	

Tabla 26: Resumen de solicitaciones.

Estos materiales escogidos darán las siguientes propiedades:

Acero F-1540	
$\sigma_{adm}$ [MPa]	Dureza [HRC]
310,00	58,00
Acero F-1270	
$\sigma_{adm}$ [MPa]	Dureza [HRC]
380,00	34,00
Acero 42CrMo4	
$\sigma_{adm}$ [MPa]	Dureza [HRC]
720,00	56,00

Tabla 27: Propiedades de los materiales escogidos para los engranajes.



## 7. CÁLCULO DE EJES.

### 7.1. Cálculo resistente.

Conocidos los engranajes que se necesitan para conseguir las prestaciones expuestas, se debe calcular las fuerzas provocadas por la transmisión de par y potencia sobre los ejes que soportaran las ruedas dentadas. Para el cálculo resistente se seguirán los siguientes pasos. El desarrollo de los cálculos se realiza en el Anexo F.

1. Se determinará la posición de los engranajes teniendo en cuenta la geometría de una caja de cambios de 6 velocidades, los espacios que se desea dejar entre marchas, y el límite que impone la longitud de la caja original.
2. Se calcula las fuerzas sobre el eje dependiendo de la forma del engranaje y el diámetro del mismo.
3. Se introduce la geometría y las fuerzas sobre los ejes en el programa MEFI, obteniendo diagramas de esfuerzos.
4. En función de los esfuerzos en cada marcha, mediante la teoría de cortante máximo, y un diámetro impuesto, se obtiene el coeficiente de seguridad de los ejes.

Se sustituye cada engranaje únicamente en la hipótesis de par más desfavorable, que dará los valores límites, ya que el cálculo no tiene en cuenta las RPM.

Una vez calculadas las solicitaciones y los puntos de actuación, se crea un modelo en MEFI con el que obtener directamente los diagramas de esfuerzos y las solicitaciones, tanto momentos flectores, cortantes y axiles; además de las reacciones en los apoyos, que se utilizarán posteriormente para la selección de rodamientos.

Conocidos los esfuerzos y el diámetro, el proceso de cálculo seguirá la teoría de cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (9)$$

El material escogido para los ejes será el siguiente:

Ejes	
Material	Acero 42CrMo4
$R_m$ [MPa]	1100,00
$\sigma_f$ [MPa]	720,00
Dureza [HRC]	56,00

Tabla 28: Material escogido.

Como las solicitaciones en los engranajes son distintas a la izquierda y a la derecha del mismo, se obtendrán dos coeficientes de seguridad en función de los esfuerzos para cada engranaje:

Eje	Engranaje	$C_s^-$	$C_s^+$
1	1	11,71	14,24
1	3	6,15	6,55
1	5	6,11	6,36
1	7	6,91	7,40
1	9	8,33	9,02
1	11	13,68	35,81

Tabla 29: Cálculo en el eje de entrada del  $C_s$ .

Eje	Engranaje	$C_s^-$	$C_s^+$
2	2	16,06	4,78
2	4	10,09	6,80
2	6	6,16	5,46
2	8	6,90	6,45
2	10	6,52	6,08
2	12	19,93	15,00

Tabla 30: Cálculo en el eje de salida del  $C_s$ .

## 7.2. Cálculo a fatiga.

Los coeficientes de seguridad obtenidos en el cálculo resistente dan mucho margen, sin embargo, se debe tener en cuenta que los ejes deben estar diseñados a vida infinita. Esto se debe a que la vida de engranajes se ha calculado con millones de ciclos, por lo que si se quiere asemejar la duración de ambos, los ejes deben durar millones de ciclos.

El proceso de cálculo completo se desarrolla en el Anexo F. Se puede resumir en lo siguiente:

1. Se presentan las solicitaciones a las que se someten los ejes, además de las condiciones de fabricación, fiabilidad, temperatura de trabajo...
2. Se obtiene la curva  $\sigma - N$  tanto para la probeta como para el componente, teniendo en cuenta los coeficientes modificativos.
3. Se calcula el coeficiente de seguridad a vida infinita teniendo en cuenta el diámetro y las solicitaciones expuestas. Se debe tener en cuenta el coeficiente de tensiones reducido provocado por las uniones por chavetas.

Teniendo en cuenta lo expuesto, los coeficientes de seguridad a vida infinita obtenidos serán los siguientes. Al igual que en el cálculo a flexión, se obtienen dos coeficientes de seguridad para cada engranaje, en función de las solicitaciones a la izquierda y a la derecha del mismo.

Engranaje	D [mm]	CS-	CS+
1	38	4,853	3,934
3	40	1,100	1,055
5	42	2,501	2,372
7	40	2,497	2,385
9	42	1,854	1,682
11	40	4,188	5,770
2	40	5,672	2,844
4	40	3,405	5,416
6	40	1,017	1,093
8	40	1,137	1,253
10	40	2,144	2,183
12	38	5,822	8,689

Tabla 31: Coeficientes de seguridad a vida infinita.

Al ser estos mayores que 1, se puede afirmar que los ejes se han diseñado a vida infinita.

## 8. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para la selección de rodamientos hay que tener en cuenta las reacciones que experimentan los apoyos de los ejes para cada marcha. El rodamiento seleccionado deberá soportar el mayor esfuerzo de todos los dados. Se supondrá que los apoyos izquierdos, tanto en el eje de entrada como en el de salida, soportarán los esfuerzos axiales.

Los cálculos se realizan en el Anexo G. Siguiendo la nomenclatura del dibujo, los rodamientos escogidos del catálogo de rodamientos NSK, serán los siguientes:

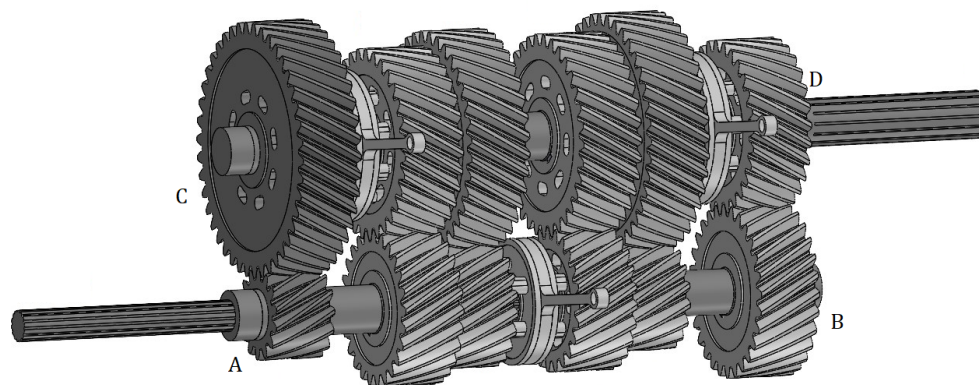


Figura 26: Posición de los rodamientos en el modelo.

**Apoyo A:** Rodamiento de rodillos cónicos HR 33208J.

**Apoyo B:** Rodamiento de rodillos cilíndricos NU 208 EW.

**Apoyo C:** Rodamiento de rodillos cónicos HR 33108J.

**Apoyo D:** Rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207 EW.

## 9. SELECCIÓN DE CHAVETAS.

Una vez seleccionados los soportes de los ejes en la caja de cambios, se puede plantear ahora como será la unión entre engranajes y ejes. El funcionamiento de la caja se explicará en el Anexo I, lo que permitirá entender qué engranajes necesitan unión con chavetas y cuales no.

El cálculo y la comprobación de las chavetas se realiza en el Anexo H.

Colocaremos en las posiciones de los engranajes 3, 6, 8, 9 y 11 chavetas de las siguientes dimensiones y material:

CHAVETA	
d [mm]	(38, 44]
h [mm]	8
b [mm]	12
L [mm]	50
t1 [mm]	5
t2 [mm]	3,3
Material	AISI 316

Tabla 32: Resumen de las medidas obtenidas para chaveta y chavetero.

Con estas medidas y material, teniendo en cuenta las solicitaciones impuestas, se obtiene un coeficiente de seguridad mayor que 1 frente a los siguientes fallos:

1. Fallo a cortadura.  $C_{s,min} = 6,22$ .
2. Fallo a aplastamiento eje-chaveta.  $C_{s,min} = 5,18$ .
3. Fallo a aplastamiento chaveta-engranaje.  $C_{s,min} = 1,87$ .

## 10. CONCLUSIONES.

Con el proyecto presentado se analizan dos disposiciones de caja de cambios manual y ,con sus ventajas e inconvenientes, se compara el rendimiento con la caja creada y la mejora obtenida. Esta mejora implica reducción tanto en los tiempos de aceleración de 0 a 100, de 0 a 200; y la recuperación a velocidades intermedias.

Mediante los cálculos realizados se ha demostrado la viabilidad , tanto por materiales como por dimensiones, de crear esta caja secuencial-manual capaz de soportar los esfuerzos transmitidos a lo largo de la cadena de transmisión durante una vida impuesta de 300.000 Km, valor suficiente para un vehículo destinado sobre todo a la competición.

Se obtendrá una caja de cambios de 6 velocidades operada manualmente mediante una serie de selectores con embragues de empuje, encargados de transmitir el par motor. El conjunto del cambio posee una longitud total de menos de 470 mm, lo que ha permitido ubicarla en lugar de la anterior caja, la Tremec T5 de cinco velocidades y longitud total de 620 mm.

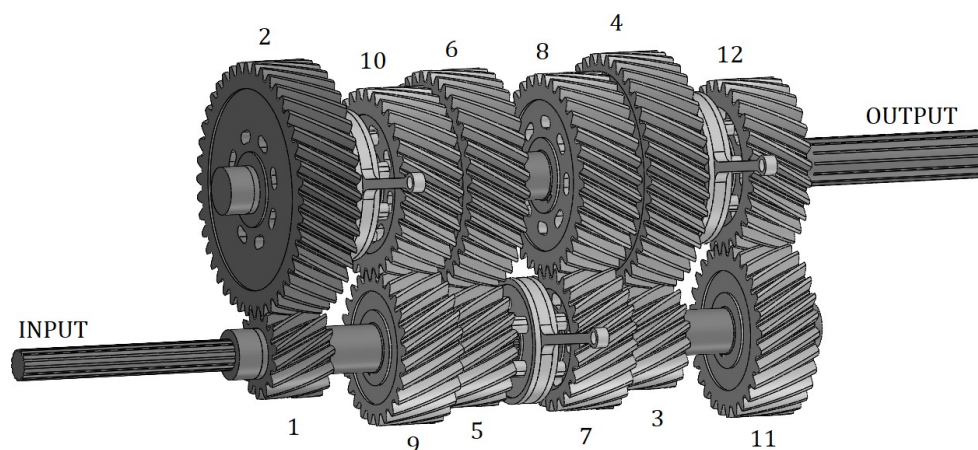


Figura 27: Modelo de la caja modificada.

En el ámbito personal, el desarrollo del presente Trabajo de Fin de Grado ha supuesto uno de los retos mas complicados que he tenido en la carrera, pero a su vez ha sido el proyecto que más he disfrutado realizando, ya que se trata de un tema que me apasiona.

Tanto la longitud como la variedad de problemas presentados me han obligado a realizar una labor de investigación a la que no estaba acostumbrado. A pesar de esto, la búsqueda acerca del vehículo original o de la mecánica del funcionamiento de los componentes, han supuesto un entretenimiento mas que un trabajo tedioso.

En resumen, este Trabajo de Fin de Grado ha supuesto el inicio de lo que espero sea mi profesión en el futuro, tanto en relación con la mecánica como con la competición, por lo que me siento verdaderamente orgulloso del proyecto presentado.

## 11. REFERENCIAS.

- [1] S. Baselga Ariño, Cálculo de la cadena de transmisión y de las prestaciones del automóvil (2018.).
- [2] P. Canalís Martínez, J. Abad Blasco, Cálculo de elementos de máquinas. (2021/22.).
- [3] RFEDA, ¿qué es la cert - rallycar?  
URL <https://cert.rfeda.es/que-es-la-cert-rallycar>
- [4] RFEDA, CERVH 2022 REGLAMENTO DEPORTIVO.  
URL [https://www.rfeda.es/docs/pdf/reglamentos/05\\_cervh\\_vel/00%20CERVH%20VEL%2022%20Reglamento%20Deportivo\\_19.12.21.pdf](https://www.rfeda.es/docs/pdf/reglamentos/05_cervh_vel/00%20CERVH%20VEL%2022%20Reglamento%20Deportivo_19.12.21.pdf)
- [5] DGT, MATRICULACIÓN DE VEHÍCULOS HISTÓRICOS.  
URL <https://sede.dgt.gob.es/es/vehiculos/matriculaciones-de-vehiculos/matriculacion-vehiculos-historicos/index.shtml>
- [6] Acuerdos en materia de vehículos históricos adoptados por el Grupo de Trabajo de la Conferencia Sectorial de Industria y de la Pyme. (2021).  
URL [https://industria.gob.es/Calidad-Industrial/unidaddemercado/Grupo/Acuerdos%20ORD%201247\\_1995%20Hist%C3%B3ricos%20\(rev.2%20-%20Jun'21\).pdf](https://industria.gob.es/Calidad-Industrial/unidaddemercado/Grupo/Acuerdos%20ORD%201247_1995%20Hist%C3%B3ricos%20(rev.2%20-%20Jun'21).pdf)
- [7] Cosworth, the yb series.  
URL [https://upwikies.top/wiki/Cosworth#The\\_YB\\_series](https://upwikies.top/wiki/Cosworth#The_YB_series)
- [8] Ford sierra rs cosworth.  
URL [https://upwikies.top/wiki/ford\\_sierra\\_rs\\_cosworth](https://upwikies.top/wiki/ford_sierra_rs_cosworth)
- [9] Ford sierra mk i 3-door cosworth rs500, ficha técnica.  
URL <https://www.ultimatespecs.com/es/car-specs/Ford/14947/Ford-Sierra-Mk-I-3-door-Cosworth-RS500.html>
- [10] Motormanía, Ford sierra rs cosworth. historia y ficha técnica.  
URL <http://motormanía.info/MM/2019/07/26/ford-sierra-rs-cosworth-historia-y-ficha-tecnica/>
- [11] Ford sierra rs cosworth.  
URL [https://en.wikipedia.org/wiki/Ford\\_Sierra\\_RS\\_Cosworth](https://en.wikipedia.org/wiki/Ford_Sierra_RS_Cosworth)
- [12] Ford sierra rs 500 224 cv (1987->1987) ficha técnica y prestaciones.  
URL <https://zeperfs.com/es/fiche3421-ford-sierra-rs-500.htm>
- [13] Automotriz, T5 especificaciones de transmisión.  
URL <http://www.automotriz.mobi/coches/car-maintenance/general-car-maintenance/130454.html>

- [14] PowerArt, ¿cómo funciona una caja robotizada?.  
URL <https://www.youtube.com/watch?v=Da16FvzmTXI>
- [15] RaceCraftHQ, Dog boxes vs synchromesh gearboxes | sequential transmission shifting.  
URL <https://www.youtube.com/watch?v=lsa8evigVB8>
- [16] DonutMedia, Helical vs. straight cut gears.  
URL [https://www.youtube.com/watch?v=Zy4kYFWZ1\\_g](https://www.youtube.com/watch?v=Zy4kYFWZ1_g)
- [17] MotiveVideo, Difference between manual gearboxes - sequential h-pattern dog box synchro straight cut.  
URL <https://www.youtube.com/watch?v=7HzX1pXHOMU>
- [18] TecknoMechanics, How a motorcycle transmission works.  
URL <https://www.youtube.com/watch?v=g8xnIFf4id4>
- [19] Hemmings, Borg-warner/tremec t-5 transmissions.  
URL <https://www.hemmings.com/stories/article/borg-warner-tremec-t-5-transmissions>
- [20] MotorTrend, Everything you ever wanted to know about the t-5 five-speed.  
URL <https://www.motortrend.com/how-to/1506-everything-you-ever-wanted-to-know-about-the-t-5-five-speed/>
- [21] AutoarestomodManicMechanicGasolineMedia, T-5 borg warner t5 five speed tear down disassembly.  
URL [https://www.youtube.com/watch?v=SbD7MP\\_52gc](https://www.youtube.com/watch?v=SbD7MP_52gc)
- [22] PassionFord, T-5 gear ratios.  
URL <https://passionford.com/forum/ford-sierra-sapphire-rs500-cosworth/6819-t5-gear-ratios.html>
- [23] RacingCars, Ford sierra xr4x4 group a (1986).  
URL <http://tech-racingcars.wikidot.com/ford-sierra-xr4x4>
- [24] Transmisión manual secuencial.  
URL [https://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n\\_manual\\_secuencial](https://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n_manual_secuencial)
- [25] MotorFordBDA, Cosworth.  
URL [https://copro.com.ar/Motor\\_Ford\\_BDA.html](https://copro.com.ar/Motor_Ford_BDA.html)
- [26] CarThrottle, The pros cons of sequential gearboxes.  
URL <https://www.youtube.com/watch?v=Up2vJS98Rgs&t=275s>
- [27] RACE, ¿cómo leer un neumático? dimensiones, códigos y nomenclaturas.  
URL <https://www.race.es/como-leer-neumatico-dimensiones-codigos-nomenclaturas>



- [28] Notas sobre Física General: Resistencia a la rodadura.  
URL <http://www2.fisica.unlp.edu.ar/materias/fisicageneralcn/Resistenciarodadura.pdf>
- [29] CausaDirecta., Coeficientes especiales de adherencia.  
URL <https://www.causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/coeficientes-especiales-de-adherencia>
- [30] DIPACProductosDeAcero., Aceros especiales.  
URL <https://fliphtml5.com/guzv/mavx/basic>
- [31] Acero Inoxidable 316 Ficha Técnica.  
URL <https://www.materialmundial.com/inox-ss316-aisi-astm-acero-inoxidable-316-ficha-tecnica-propiedades-ss/>
- [32] Rodavigo, Chaveta según la normativa UNI 6604-69 – din 6885.  
URL <https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisi%C3%B3n/LASIOM%2011%20Chavetas.pdf>
- [33] Acero 42crmo4.  
URL <https://es.steelpurchase.com/42crmo4-1-7225-placa-de-chapa-de-acero-redonda/>
- [34] Ausasteel, Acero 42crmo4.  
URL <https://www.ausasteel.com/aceros/aceros-especiales/aceros-aleados-de-temple-y-revenido/acero-aleado-de-temple-y-revenido-42crmo4/>
- [35] NSK, Rodamientos.  
URL <https://www.nsk-literature.com/es/rolling-bearings/>

## Anexos

### A. Análisis prestacional del vehículo original.

Para determinar la máxima velocidad que se puede alcanzar, además de la capacidad de aceleración en cada instante, hay que obtener las fuerzas que se oponen al avance del vehículo. Antes del cálculo se presentan algunos datos útiles:

Datos Vehículo	Ford Sierra RS500
Masa [Kg]	1207
Neumáticos	205/50/15
Cx	0,351
Anchura [m]	1,725
Altura [m]	1,42

Tabla 33: Datos interesantes para el cálculo.

#### A.1. Cálculo de fuerzas que se oponen al avance.

Las fuerzas que se oponen al movimiento son tres principalmente:

##### A.1.1. Resistencia a la rodadura.

El hecho de poseer neumáticos con carácter elástico, sumado a el esfuerzo al que se someten al soportar el vehículo, provocan una distribución de presiones sobre la goma. El problema se da en el hecho de que esta distribución no es simétrica, siendo mayor la presión en la primera zona de contacto con el asfalto. Esto provoca un momento que se opondrá al movimiento de avance:

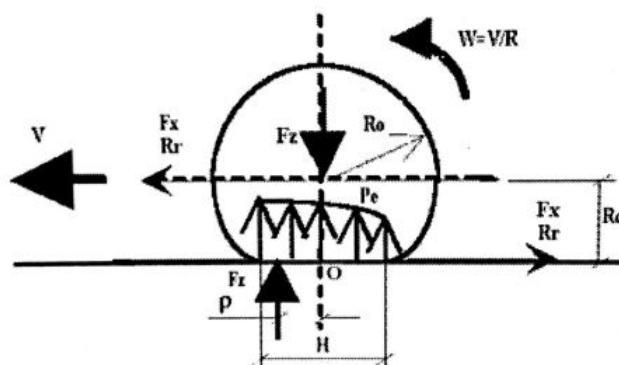


Figura 28: Distribución de presiones en la huella de contacto.

El calculo de la misma es complejo, ya que aunque la operación se reduce al producto de la Fuerza

normal al suelo  $F_z$ , y un coeficiente de rodadura  $\mu_r$ :

$$R_r = F_z \cdot \mu_r \quad (10)$$

El problema se da en la obtención de ambos términos, ya que en la dinámica del vehículo, el peso soportado por cada rueda varía en cada instante con fenómenos como el balanceo o cabeceo, interviniendo el tipo de asfalto, de suspensión... Por otro lado el coeficiente de rodadura también depende de factores como la velocidad lineal, el tipo de suelo, la presión de inflado, la temperatura... Por ello, para determinar esta resistencia a la rodadura se realizarán dos aproximaciones:

1. Se considera el vehículo estático:

$$F_z = N_{delantera} + N_{trasera} = W_{vehiculo}$$

2. Se calcula el coeficiente  $\mu_r$  mediante fórmulas empíricas, y dado que se busca un buen comportamiento en tierra, esta fórmula dependerá de la velocidad y el terreno:

$$\mu_r = \mu_{ro} + KV^2$$

Siendo

- a)  $\mu_{ro}$  el coeficiente de rodadura mínimo, para velocidades cercanas a 0.
- b) K una constante de valor  $0,5 \cdot 10^{-6}$ .
- c) V será la velocidad lineal del vehículo en  $\frac{Km}{h}$ .

Obteniendo el valor del coeficiente de rodadura mínimo de la siguiente tabla, se podrá calcular la resistencia a la rodadura dependiente de la velocidad:

Velocidad [ $\frac{Km}{h}$ ]	$\mu_{ro}$	R rodadura [N]
0,00	0,04	520,99
10,00	0,04	521,58
20,00	0,04	523,36
30,00	0,04	526,32
40,00	0,04	530,46
50,00	0,05	535,79
60,00	0,05	542,30
70,00	0,05	550,00
80,00	0,05	558,88
90,00	0,05	568,94
100,00	0,05	580,19
110,00	0,05	592,63
120,00	0,05	606,24
130,00	0,05	621,04
140,00	0,05	637,03
150,00	0,06	654,20
160,00	0,06	672,55
170,00	0,06	692,09
180,00	0,06	712,81
190,00	0,06	734,71
200,00	0,06	757,80
210,00	0,07	782,08
220,00	0,07	807,53
230,00	0,07	834,18
240,00	0,07	862,00
250,00	0,08	891,01

Tabla 34: Resistencia a la rodadura en función de velocidad y terreno.

Esta ecuación empírica no tiene en cuenta la presión de inflado, sin embargo, esto no afectará mucho ya que su efecto es pequeño.

### A.1.2. Resistencia aerodinámica.

Para la obtención de la resistencia que opone un cuerpo al desplazarse por un fluido como es el aire se utilizará la siguiente expresión, cuyos parámetros se calculan a continuación:

$$R_a = \frac{d_a}{2} \cdot C_x \cdot S_{efectiva} \cdot V^2 \quad (11)$$

1.  $R_a$  será la resistencia aerodinámica calculada en Newtons.
2.  $d_a$  será la densidad del aire, medida en condiciones normales:

$$\rho_{aire} = \frac{P[Pascales]}{R[\frac{J}{Kg \cdot K}] + (T[C] + 273,15)} = \frac{101325}{287 \cdot (25 + 273,15)} = 1,184 \frac{Kg}{m^3}$$

3.  $S_{efectiva}$  se considera como el 75 % al 85 % de la altura por la vía del vehículo.

$$S_{efectiva} = Altura \cdot Via \cdot 0,85 = 1,42 \cdot 1,725 \cdot 0,85 = 2,057m^2$$

4. La velocidad incluida en  $\frac{m}{s^2}$ .

Teniendo en cuenta esto, se obtendrán los valores de resistencia en función de la velocidad:

Velocidad [ $\frac{Km}{h}$ ]	Velocidad [ $\frac{m}{s}$ ]	$R_{aero}[N]$
0,00	0,00	0,00
10,00	2,78	3,30
20,00	5,56	13,20
30,00	8,33	29,69
40,00	11,11	52,79
50,00	13,89	82,48
60,00	16,67	118,78
70,00	19,44	161,67
80,00	22,22	211,16
90,00	25,00	267,25
100,00	27,78	329,94
110,00	30,56	399,22
120,00	33,33	475,11
130,00	36,11	557,59
140,00	38,89	646,67
150,00	41,67	742,35
160,00	44,44	844,63
170,00	47,22	953,51
180,00	50,00	1068,99
190,00	52,78	1191,07
200,00	55,56	1319,74
210,00	58,33	1455,01
220,00	61,11	1596,89
230,00	63,89	1745,36
240,00	66,67	1900,43
250,00	69,44	2062,10

Tabla 35: Valores de Resistencia Aerodinámica.

### A.1.3. Resistencia en pendiente.

En este caso se tiene en cuenta la componente del peso que en una pendiente se opone al movimiento. Para ello, siguiendo la figura, se considera la componente senoidal del peso, sin embargo, en este caso de estudio, la pendiente será nula:

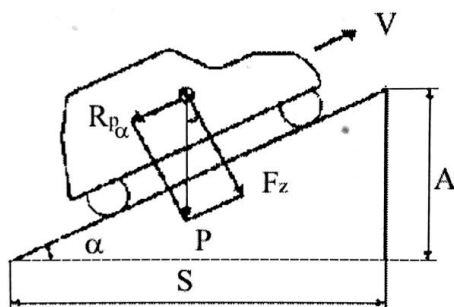


Figura 29: Datos de coeficientes de adherencia para distintas superficies.

$$R_p = P \cdot \text{sen}(\alpha) = P \cdot \text{sen}(0) = 0N \quad (12)$$

#### A.1.4. Resistencia total.

Para obtener la resistencia total al avance, se sumarán las tres obtenidas anteriormente (10) (11) (12), teniendo en cuenta que se busca obtener una ecuación que describa esta resistencia, por lo que los datos de velocidad introducidos deberán estar en las mismas unidades. Teniendo en cuenta esto, los valores de resistencia total en Newtons y Kg f serán los siguientes:

Velocidad [ $\frac{Km}{h}$ ]	Velocidad [ $\frac{m}{s}$ ]	$R_{total}$ [N]	$R_{total}$ [Kg f]
0,00	0,00	520,99	53,11
10,00	2,78	524,88	53,50
20,00	5,56	536,56	54,69
30,00	8,33	556,01	56,68
40,00	11,11	583,25	59,45
50,00	13,89	618,27	63,02
60,00	16,67	661,08	67,39
70,00	19,44	711,67	72,55
80,00	22,22	770,04	78,50
90,00	25,00	836,19	85,24
100,00	27,78	910,13	92,78
110,00	30,56	991,85	101,11
120,00	33,33	1081,35	110,23
130,00	36,11	1178,63	120,15
140,00	38,89	1283,70	130,86
150,00	41,67	1396,55	142,36
160,00	44,44	1517,18	154,66
170,00	47,22	1645,60	167,75
180,00	50,00	1781,80	181,63
190,00	52,78	1925,78	196,31
200,00	55,56	2077,54	211,78
210,00	58,33	2237,09	228,04
220,00	61,11	2404,42	245,10
230,00	63,89	2579,53	262,95
240,00	66,67	2762,43	281,59
250,00	69,44	2953,11	301,03

Tabla 36: Valores de Resistencia Total al avance.

Representando estos valores se obtiene una curva de ajuste que dará la resistencia en Kg f en función de la velocidad en Km/h:

$$R_{total}[Kgf] = 0,004V^2\left[\frac{m}{s}\right] + 53,108 \quad (13)$$

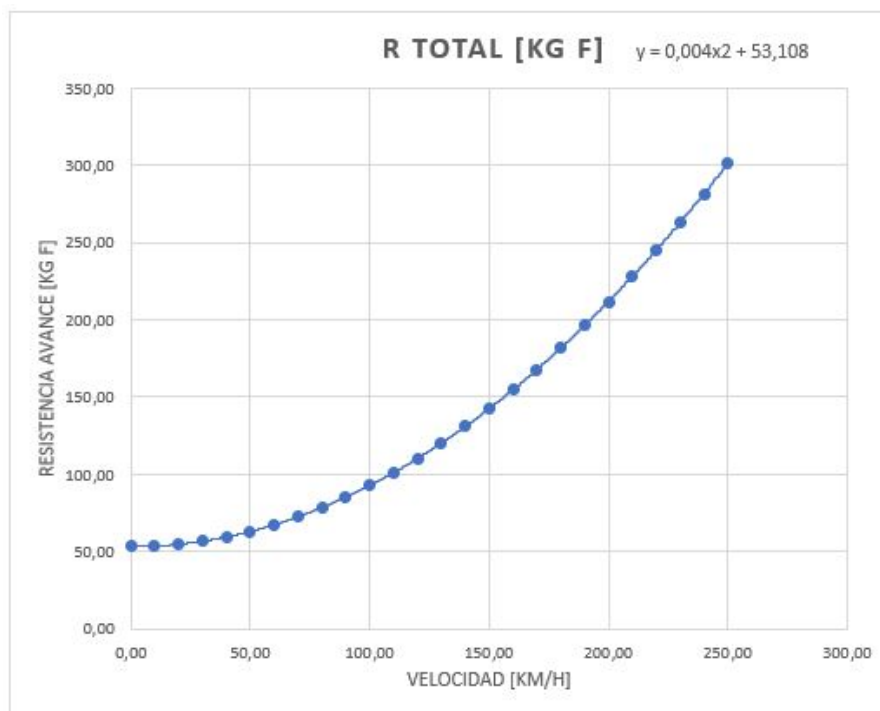


Figura 30: Curva de resistencia al avance.

## B. Análisis prestacional de la caja de cambios original.

### B.1. Análisis del neumático.

Para comenzar el cálculo de las prestaciones de la caja de cambios, se deben calcular las dimensiones de la rueda y llanta colocadas en el vehículo, ya que de estas dependerán el avance y la velocidad del vehículo en función del par que se aplica.

Neumáticos	205/50/15
Diámetro llanta [mm]	381
Altura neumático [mm]	102,5
Diámetro neumático [mm]	586
Radio neumático [m]	0,293

Tabla 37: Datos característicos del neumático.

Para obtener estos valores, se parte del tipo de neumático colocado, 205/50/15, estos valores se observarán en el perfil del neumático e indican la geometría del conjunto llanta-neumático.

1. En primer lugar, el 205 indica la anchura del neumático en mm sin contar con las marcas de lectura de los laterales.
2. Por otro lado, el 50 indicará la relación entre la altura y la anchura, es decir, el flanco del neumático será el 50 % de la anchura:  $\text{Altura Neumático} = \frac{50}{100} \cdot 205 = 102,5 \text{ mm}$ .
3. Por último, el 15 indicará el diámetro de la llanta medido entre talones del neumático en pulgadas.  $1 \text{ pulgada} = 25,4 \text{ mm}$ .

### B.2. Análisis de la caja de cambios.

Se calcularán las fuerzas que son capaces de ejercer las ruedas motrices, dependiendo del motor, y de las relaciones de transmisión:

$$F_m = \frac{M_m \cdot r_i \cdot r_f \cdot \eta_r}{R} \quad (14)$$

siendo:

1.  $M_m$  el momento del motor en función de las revoluciones en  $\text{Kgf} \cdot \text{m}$ .
2.  $r_i$  la desmultiplicación de cada marcha del vehículo.
3.  $r_f$  la desmultiplicación otorgada por el diferencial trasero.
4.  $\eta_t$  el rendimiento de la cadena de transmisión.
5.  $R$  el radio de la rueda en metros.



A partir de esta ecuación (14), se obtiene la siguiente tabla para la caja de cambios original.

FUERZAS MOTRICES [Kg f]					
RPM	1º	2º	3º	4º	5º
500	-	-	-	-	-
750	262,18	172,42	119,09	88,88	71,10
1000	306,75	201,73	139,34	103,98	83,19
1250	332,97	218,97	151,25	112,87	90,30
1500	351,32	231,04	159,58	119,09	95,27
1750	361,81	237,94	164,35	122,65	98,12
2000	372,30	244,83	169,11	126,20	100,96
2250	424,73	279,32	192,93	143,98	115,18
2500	474,55	312,08	215,56	160,86	128,69
2750	526,98	346,56	239,38	178,64	142,91
3000	576,80	379,32	262,00	195,53	156,42
3250	576,80	379,32	262,00	195,53	156,42
3500	576,80	379,32	262,00	195,53	156,42
3750	673,81	443,11	306,07	228,41	182,73
4000	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
4250	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
4500	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
4750	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
5000	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
5250	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
5500	723,62	475,87	328,70	245,30	196,24
5750	715,75	470,70	325,12	242,63	194,10
6000	689,54	453,46	313,21	233,74	186,99
6250	650,21	427,60	295,35	220,41	176,33
6500	600,40	394,84	272,72	203,52	162,82
6750	537,47	353,46	244,14	182,19	145,76

Tabla 38: Valores de Fuerza Motriz en cada marcha medidas en Kg f.

Representando estos valores de fuerza para cada marcha en función de la velocidad, se obtiene la siguiente tabla. En ella también se representa la curva de resistencia total al avance, figura (30), que cortará a la fuerza motriz coincidiendo con la velocidad máxima:

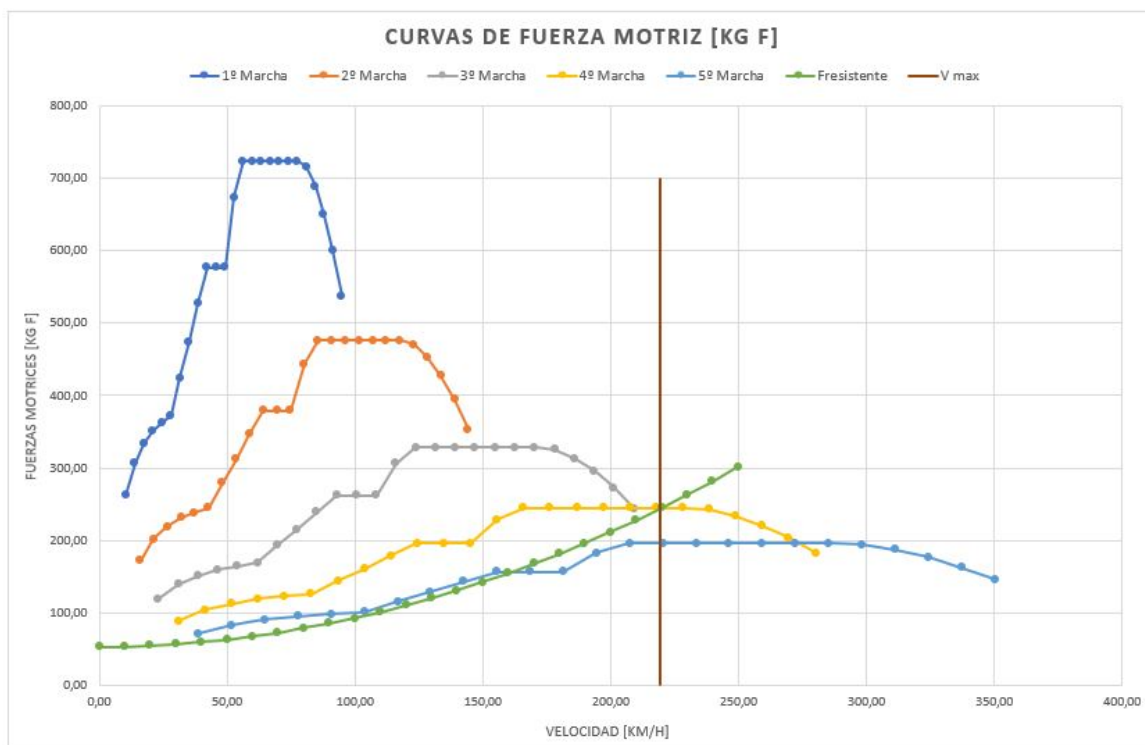


Figura 31: Curva de Fuerza Motriz en Kg f.

Para calcular ahora la velocidad obtenida en función de las revoluciones del motor para cada marcha, se usa la siguiente expresión:

$$V = \frac{n_m}{r_i \cdot r_f} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{60} \quad (15)$$

siendo:

1.  $n_m$  las revoluciones del motor en RPM.
2.  $r_i$  la relación de transmisión otorgada por la marcha engranada.
3.  $r_f$  la desmultiplicación del diferencial.
4. R el radio de la rueda en metros.

Se podrán calcular los valores de velocidad en función de las RPM para cada marcha:

RPM	VELOCIDADES [Km/h]				
	1º	2º	3º	4º	5º
500	-	-	-	-	-
750	10,55	16,05	23,23	31,13	38,92
1000	14,07	21,40	30,98	41,51	51,89
1250	17,59	26,75	38,72	51,89	64,86
1500	21,11	32,10	46,47	62,27	77,83
1750	24,62	37,44	54,21	72,64	90,80
2000	28,14	42,79	61,96	83,02	103,78
2250	31,66	48,14	69,70	93,40	116,75
2500	35,18	53,49	77,44	103,78	129,72
2750	38,70	58,84	85,19	114,15	142,69
3000	42,21	64,19	92,93	124,53	155,66
3250	45,73	69,54	100,68	134,91	168,63
3500	49,25	74,89	108,42	145,29	181,61
3750	52,77	80,24	116,17	155,66	194,58
4000	56,28	85,59	123,91	166,04	207,55
4250	59,80	90,94	131,66	176,42	220,52
4500	63,32	96,29	139,40	186,80	233,49
4750	66,84	101,64	147,14	197,17	246,47
5000	70,36	106,98	154,89	207,55	259,44
5250	73,87	112,33	162,63	217,93	272,41
5500	77,39	117,68	170,38	228,31	285,38
5750	80,91	123,03	178,12	238,68	298,35
6000	84,43	128,38	185,87	249,06	311,33
6250	87,95	133,73	193,61	259,44	324,30
6500	91,46	139,08	201,35	269,82	337,27
6750	94,98	144,43	209,10	280,19	350,24

Tabla 39: Valores de Velocidad de avance en cada marcha en Km/h.

Representando estos valores se obtiene la denominada Curva de Dientes de Sierra, que indica la velocidad alcanzada con cada marcha en función de las RPM. Se puede observar que es una relación lineal.

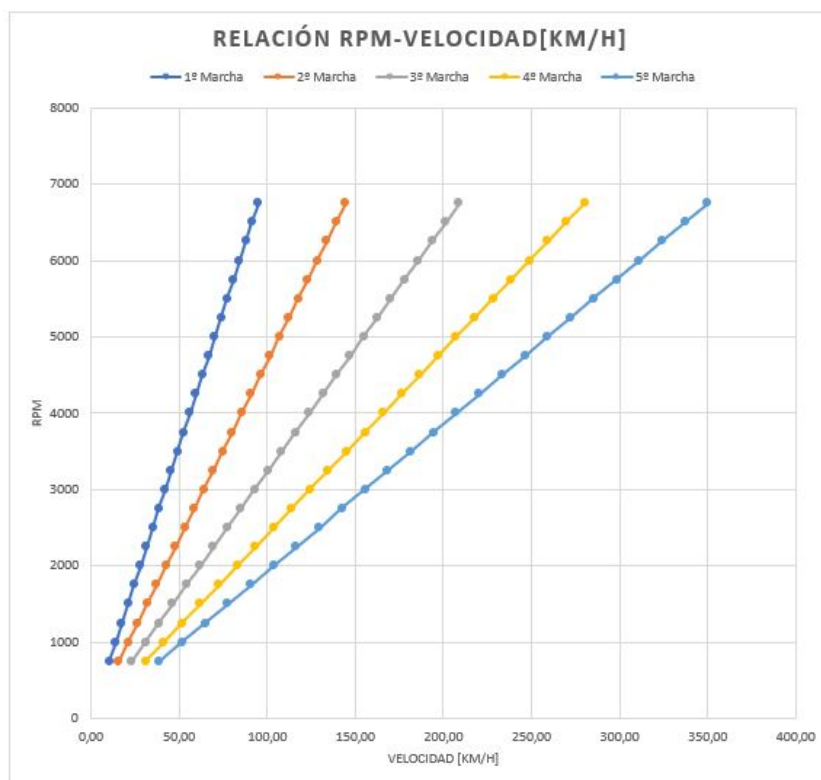


Figura 32: Curvas de diente de sierra para la caja original.

### B.2.1. Limitaciones de adherencia.

Una vez conocidas las capacidades de nuestro vehículo, hay que considerar las limitaciones impuestas por el terreno a la hora de transmitir esa potencia al suelo.

Esta reacción que produce el suelo, produce la fuerza motriz que permite el movimiento del vehículo y se expresa como:

$$F_t = \operatorname{tg}(\beta) \cdot P_m = \mu_x \cdot P_m \quad (16)$$

donde  $\mu_x$  se denominará coeficiente tractor.

La reacción del suelo es una resultante entre la fuerza motriz y la reacción normal del suelo. El ángulo entre la resultante y la vertical será el ángulo  $\beta$ , el cual según la fuerza motriz aumenta, también aumentará. Suponiendo la reacción vertical del suelo constante, a medida que aumente el ángulo, también lo hará el coeficiente tractor  $\mu_x$ .

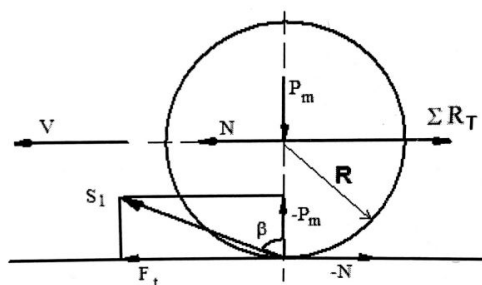


Figura 33: Solicitaciones en la rueda motriz.

Existe un valor máximo de  $\beta$  para el cual la fuerza motriz deja de aumentar debido al deslizamiento de la banda de rodadura. El valor que adquiere la tangente de ese ángulo se definirá como coeficiente de adherencia:  $(tg(\beta))_{max} = \mu_a$ .

Este coeficiente depende de diferentes factores, dependientes tanto del propio neumático, como de las condiciones del terreno. Hay que considerar también que para un neumático nuevo, la pérdida de adherencia con velocidad es progresiva, llegando a ser de hasta el 30 % para velocidades superiores a 140 Km/h. Se simplificará el calculo suponiendo el coeficiente constante, pudiendo encontrarlo en tablas en función de diferentes terrenos:

COEFICIENTES ESPECIALES DE ADHERENCIA		
SUPERFICIES	TURISMOS	CAMIONES
Hormigón seco	0.85	0.65
Hormigón mojado	0.70	0.50
Hormigón mojado o muy pulido		0.25
Asfalto seco	0.80	0.60
Asfalto mojado	0.50	0.30
Nieve compacta	0.15	0.15
Nieve compacta (cadenas)		0.60
Hielo	0.05	0.10
Hielo (cadenas)		0.25
Barro	0.45	
Gravilla/arena	0.55	

Figura 34: Datos de coeficientes de adherencia para distintas superficies.

Teniendo en cuenta estos valores y contando con la masa del vehículo, se determina que la fuerza motriz máxima transmisible al terreno será:  $F_{m,max} = \mu_a \cdot W_{vehiculo} = 0,55 \cdot 1207Kg = 663,85Kg$ .

Partiendo de la tabla anterior (38), se limita la fuerza motriz aplicada, sustituyendo los valores mayores por este valor máximo:

RPM	FUERZAS MOTRICES [Kg f]				
	1º	2º	3º	4º	5º
500	-	-	-	-	-
750	262,181	172,418	119,093	88,875	71,100
1000	306,752	201,728	139,338	103,984	83,187
1250	332,970	218,970	151,247	112,871	90,297
1500	351,323	231,039	159,584	119,093	95,274
1750	361,810	237,936	164,348	122,648	98,118
2000	372,297	244,833	169,111	126,203	100,962
2250	424,734	279,316	192,930	143,978	115,182
2500	474,548	312,076	215,557	160,864	128,691
2750	526,984	346,559	239,376	178,639	142,911
3000	576,799	379,319	262,004	195,525	156,420
3250	576,799	379,319	262,004	195,525	156,420
3500	576,799	379,319	262,004	195,525	156,420
3750	663,850	443,113	306,068	228,409	182,727
4000	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
4250	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
4500	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
4750	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
5000	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
5250	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
5500	663,850	475,872	328,695	245,295	196,236
5750	663,850	470,700	325,123	242,629	194,103
6000	663,850	453,458	313,213	233,741	186,993
6250	650,210	427,595	295,349	220,410	176,328
6500	600,395	394,836	272,722	203,524	162,819
6750	537,472	353,456	244,140	182,194	145,755

Tabla 40: Valores de Fuerzas Motrices corregidas en Kgf.

Representando ahora estos valores se obtienen las curvas de fuerza motriz útiles que servirán para propulsar el vehículo sobre grava o arena.

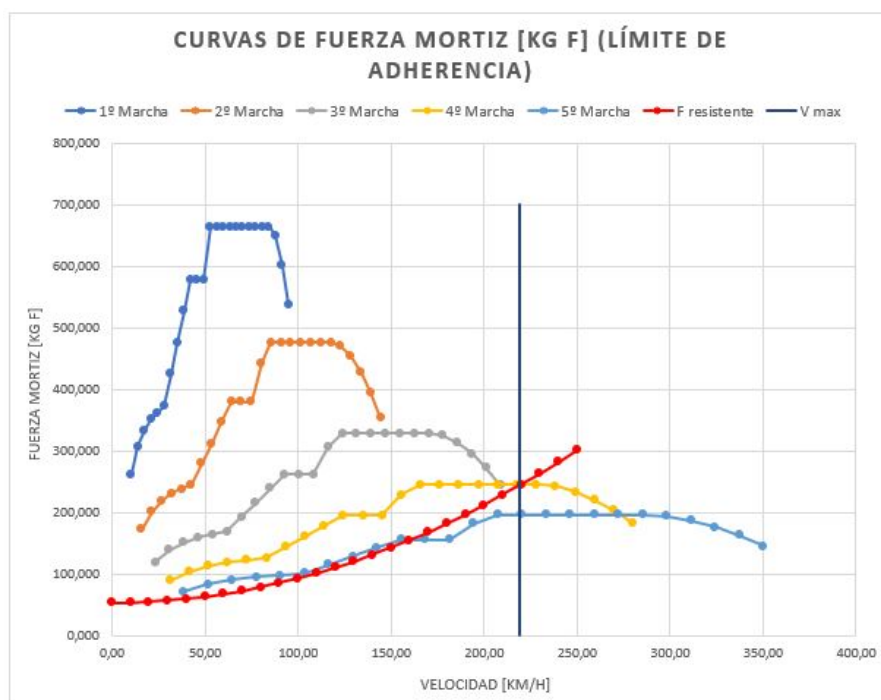


Figura 35: Representación de Fuerzas Motrices limitadas por adherencia [Kg f].

### B.2.2. Aceleraciones. Curva Velocidad-Tiempo.

Todos los datos obtenidos anteriormente son útiles en cuanto a la comparación entre cajas, sin embargo, la diferencia mas notable se dará a la hora de la aceleración, donde se apreciará la recuperación del vehículo a diferentes velocidades, comparando los tiempos de 0 a 100 Km/h, 0 a 200 Km/h...

La aceleración del vehículo teniendo en cuenta los elementos de rotación se calculará con la siguiente expresión:

$$\gamma = \frac{(c_a)_v}{V \cdot M_v \cdot (1 + \epsilon_i)} = \frac{F_m - R_t}{M_v \cdot (1 + \epsilon_i)} \quad (17)$$

Siendo:

1.  $\gamma$  la aceleración del vehículo en  $\frac{m}{s^2}$ .
2.  $F_m$  la fuerza motriz en N.
3.  $R_t$  la resistencia total al avance en N.
4.  $M_v$  la masa total del vehículo en Kg.
5.  $\epsilon_i$  el factor de corrección de masa por inercias de rotación.

El cálculo de este factor corrector es complicado, obteniéndose por medio de la siguiente ecuación:

$$\epsilon_i = \frac{1}{M_v \cdot R^2} [I_m \cdot r_T^2 \cdot \eta_t + (\sum I_j \cdot r_j^2 \cdot \eta_j) + I_v]$$

Que, según Chudakov, se puede simplificar en una correlación empírica normalmente usada en tractores y maquinaria pesada. Para reducir los valores obtenidos de inercia y asemejarlos más a un vehículo de las dimensiones del estudiado, se ha multiplicado el factor  $1 + \epsilon_i$  por 0,6:

$$1 + \epsilon_i = (1,04 + 0,05 \cdot r_i^2) \cdot 0,6 \quad (18)$$

siendo  $r_i$  la relación de transmisión para cada marcha.

Teniendo esto en cuenta, y con las relaciones de transmisión de la caja original, se obtienen los siguientes valores del factor  $1 + \epsilon$ :

1 + $\epsilon$	
1º	0,885
2º	0,737
3º	0,678
4º	0,654
5º	0,643

Tabla 41: Valores del factor corrector de inercia según la marcha.

Se define Capacidad de Aceleración ( $C_a$ ) del vehículo como la diferencia entre la fuerza motriz y la fuerza resistente en cada momento. Con esta capacidad de aceleración se calcula mediante la ecuación (17) la aceleración para cada RPM. Para simplificar el cálculo se supone que entre, por ejemplo, 500 y 750 RPM la aceleración es constante, por lo que en conjunto será escalonada en lugar de progresiva. No se acerca a la realidad ya que debería ser progresiva pero servirá para el cálculo.

Para calcular la aceleración se supondrá que el proceso de cambio se realiza en 0,6 segundos, un tiempo razonable para un coche manual con características deportivas operado por un conductor experimentado, y para comenzar el movimiento, es decir, el tiempo que desde parado costará soltar el embrague y comenzar el movimiento, se considerará de 0,7 segundos, ya que el embrague es del año 1987 y una carga excesiva y repentina tras todos estos años puede dañarlo.

El cambio se tratará de realizar pasando del punto de máxima potencia ( $n_1$  revoluciones) al punto de máximo par ( $n_2$  revoluciones). Para permanecer siempre en el rango de máximo par, obteniendo así una mayor salida del vehículo, se alargará en algunos cambios hasta las 6250 RPM, en vez de cambiar en 6000 RPM. Realizando los cálculos se obtienen las siguientes tablas, las filas en verde son los puntos de cambio, las amarillas no se tienen en cuenta, ya que no se alcanzan esas RPM. El tiempo que se incluye en ellas corresponde al tiempo de cambio.

La tabla siguiente se genera siguiendo el siguiente proceso:

- Se calcula para cada marcha, y cada RPM, la velocidad, fuerza motriz y resistencia total mediante



las ecuaciones (15), (14) y (13) respectivamente.

- Se obtiene la Capacidad de aceleración como  $C_{acel} = F_{m,lim} - R_{total}$ .
- Obtenida la capacidad de aceleración en cada RPM, se puede calcular la aceleración  $\gamma$  en cada instante mediante la ecuación (17).
- Para poder calcular el tiempo de recuperación  $t$ , se debe calcular el tiempo necesario para pasar de una velocidad inicial a una final dada una aceleración. Esto se calcula para cada "escalón" en el proceso de aceleración, y se calculará como  $dt = \frac{1}{\gamma}(V_f - V_0)$ .
- Por último, el sumatorio de todos estos tiempos, además de los tiempos de cambio de marcha y el tiempo de inicio de marcha, resultará en el tiempo de recuperación del vehículo.

Aceleración 0-200 Km/h									
Marcha	RPM	V [ $\frac{Km}{h}$ ]	V [ $\frac{m}{s}$ ]	$F_{m,lim}$ [Kg f]	$R_{total}$ [Kgf]	$C_{acel}$ [N]	$\gamma[\frac{m}{s^2}]$	$dt[s]$	$t[s]$
1º	500,00	-	-	-	-	-	-	-	-
1º	750,00	10,55	2,93	262,18	53,55	2046,64	1,92	0,51	0,70
1º	1000,00	14,07	3,91	306,75	53,90	2480,48	2,32	0,42	1,12
1º	1250,00	17,59	4,89	332,97	54,35	2733,31	2,56	0,38	1,50
1º	1500,00	21,11	5,86	351,32	54,89	2908,01	2,72	0,36	1,86
1º	1750,00	24,62	6,84	361,81	55,53	3004,57	2,81	0,35	2,21
1º	2000,00	28,14	7,82	372,30	56,28	3100,17	2,90	0,34	2,55
1º	2250,00	31,66	8,79	424,73	57,12	3606,31	3,38	0,29	2,84
1º	2500,00	35,18	9,77	474,55	58,06	4085,77	3,82	0,26	3,09
1º	2750,00	38,70	10,75	526,98	59,10	4589,97	4,30	0,23	3,32
1º	3000,00	42,21	11,73	576,80	60,24	5067,48	4,74	0,21	3,52
1º	3250,00	45,73	12,70	576,80	61,47	5055,34	4,73	0,21	3,73
1º	3500,00	49,25	13,68	576,80	62,81	5042,23	4,72	0,21	3,94
1º	3750,00	52,77	14,66	663,85	64,25	5882,12	5,51	0,18	4,12
1º	4000,00	56,28	15,63	663,85	65,78	5867,07	5,49	0,18	4,29
1º	4250,00	59,80	16,61	663,85	67,41	5851,04	5,48	0,18	4,47
1º	4500,00	63,32	17,59	663,85	69,15	5834,05	5,46	0,18	4,65
1º	4750,00	66,84	18,57	663,85	70,98	5816,08	5,44	0,18	4,83
1º	5000,00	70,36	19,54	663,85	72,91	5797,14	5,43	0,18	5,01
1º	5250,00	73,87	20,52	663,85	74,94	5777,23	5,41	0,18	5,19
1º	5500,00	77,39	21,50	663,85	77,07	5756,35	5,39	0,18	5,37
1º	5750,00	80,91	22,47	663,85	79,29	5734,50	5,37	0,18	5,55
1º	6000,00	84,43	23,45	663,85	81,62	5711,68	5,35	0,18	5,74
1º	6250,00	87,95	24,43	650,21	84,05	5554,07	5,20	0,19	5,92
1º	6500,00	91,46	25,41	600,40	86,57	5040,63	4,72	0,60	6,52
2º	4000,00	85,59	23,77	475,87	82,41	3859,87	4,34	0,34	6,87
2º	4250,00	90,94	25,26	475,87	86,19	3822,82	4,30	0,35	7,21
2º	4500,00	96,29	26,75	475,87	90,19	3783,52	4,25	0,35	7,56
2º	4750,00	101,64	28,23	475,87	94,43	3741,98	4,21	0,35	7,92
2º	5000,00	106,98	29,72	475,87	98,89	3698,19	4,16	0,36	8,27
2º	5250,00	112,33	31,20	475,87	103,58	3652,15	4,11	0,36	8,63
2º	5500,00	117,68	32,69	475,87	108,51	3603,87	4,05	0,37	9,00

Tabla 42: Aceleraciones de 0 a 200 Km/h con la caja de cambios original. 1º Parte.

Aceleración 0-200 Km/h									
Marcha	RPM	V [ $\frac{Km}{h}$ ]	V [ $\frac{m}{s}$ ]	$F_{m,lim}$ [Kg f]	$R_{total}$ [Kgf]	$C_{acel}$ [N]	$\gamma[\frac{m}{s^2}]$	$dt[s]$	t[s]
2º	5750,00	123,03	34,18	470,70	113,66	3502,60	3,94	0,38	9,38
2º	6000,00	128,38	35,66	453,46	119,04	3280,69	3,69	0,40	9,78
2º	6250,00	133,73	37,15	427,60	124,64	2971,95	3,34	0,00	9,78
2º	6500,00	139,08	38,63	394,84	130,48	2593,32	2,92	0,60	10,38
3º	4000,00	123,91	34,42	328,70	114,52	2101,03	2,57	0,84	10,62
3º	4250,00	131,66	36,57	328,70	122,44	2023,36	2,47	0,87	11,25
3º	4500,00	139,40	38,72	328,70	130,84	1940,99	2,37	0,91	12,16
3º	4750,00	147,14	40,87	328,70	139,71	1853,91	2,27	0,95	13,11
3º	5000,00	154,89	43,02	328,70	149,07	1762,13	2,15	1,00	14,11
3º	5250,00	162,63	45,18	328,70	158,91	1665,64	2,04	1,06	15,16
3º	5500,00	170,38	47,33	328,70	169,22	1564,44	1,91	1,13	16,29
3º	5750,00	178,12	49,48	325,12	180,02	1423,48	1,74	1,24	17,52
3º	6000,00	185,87	51,63	313,21	191,29	1196,04	1,46	1,47	19,00
3º	6250,00	193,61	53,78	295,35	203,05	905,48	1,11	0,00	19,00
3º	6500,00	201,35	55,93	272,72	215,28	563,47	0,69	0,60	19,60
4º	4250,00	176,42	49,00	245,30	177,60	664,08	0,84	3,43	22,42
4º	4500,00	186,80	51,89	245,30	192,68	516,17	0,65	4,41	24,00
4º	4750,00	197,17	54,77	245,30	208,62	359,81	0,46	6,32	30,33
4º	5000,00	207,55	57,65	245,30	225,42	195,01	0,25	11,67	42,00
4º	5250,00	217,93	60,54	245,30	243,08	21,74	0,03	12,73	54,72
4º	5280	219,190	60,886	-	-	-	-	-	-

Tabla 43: Aceleraciones de 0 a 200 Km/h con la caja de cambios original. 2º Parte.

Representando la velocidad en  $\frac{Km}{h}$  en función del tiempo en segundos:

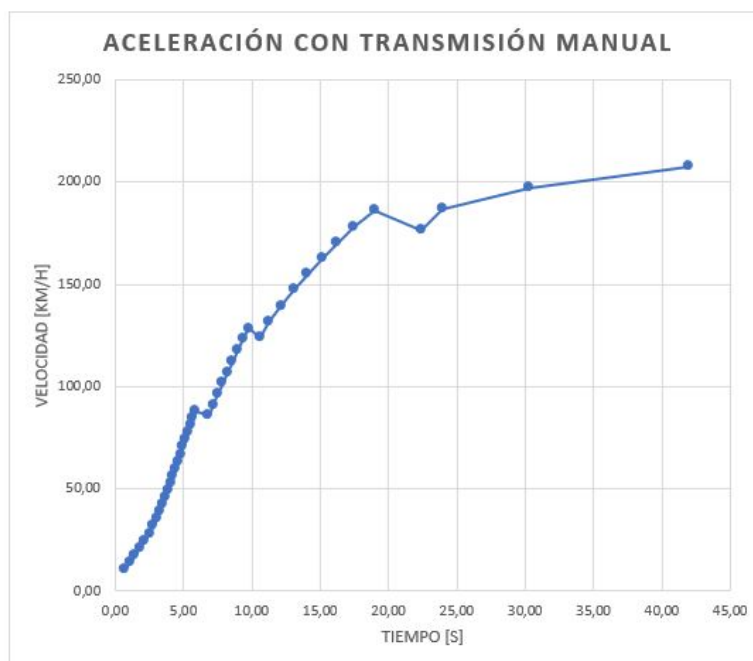


Figura 36: Representación de aceleración de 0 a 200 Km/h con la caja vieja.

Centrándose en el desempeño en un *stage* de Rally, se representarán las recuperaciones de 40 a 140  $\frac{Km}{h}$ :

Recuperaciones de 40-80-110-140 Km/h									
Marcha	RPM	V [ $\frac{Km}{h}$ ]	V [ $\frac{m}{s}$ ]	$F_{m,lim}$ [Kg f]	$R_{total}$ [Kgf]	$C_{acel}$ [N]	$\gamma[\frac{m}{s^2}]$	$dt$ [s]	t[s]
1º	2750,00	38,70	10,75	526,98	59,10	4589,97	4,30	0,23	0,00
1º	3000,00	42,21	11,73	576,80	60,24	5067,48	4,74	0,21	0,21
1º	3250,00	45,73	12,70	576,80	61,47	5055,34	4,73	0,21	0,41
1º	3500,00	49,25	13,68	576,80	62,81	5042,23	4,72	0,21	0,62
1º	3750,00	52,77	14,66	663,85	64,25	5882,12	5,51	0,18	0,80
1º	4000,00	56,28	15,63	663,85	65,78	5867,07	5,49	0,18	0,97
1º	4250,00	59,80	16,61	663,85	67,41	5851,04	5,48	0,18	1,15
1º	4500,00	63,32	17,59	663,85	69,15	5834,05	5,46	0,18	1,33
1º	4750,00	66,84	18,57	663,85	70,98	5816,08	5,44	0,18	1,51
1º	5000,00	70,36	19,54	663,85	72,91	5797,14	5,43	0,18	1,69
1º	5250,00	73,87	20,52	663,85	74,94	5777,23	5,41	0,18	1,87
1º	5500,00	77,39	21,50	663,85	77,07	5756,35	5,39	0,18	2,05
1º	5750,00	80,91	22,47	663,85	79,29	5734,50	5,37	0,18	2,24
1º	6000,00	84,43	23,45	663,85	81,62	5711,68	5,35	0,18	2,42
1º	6250,00	87,95	24,43	650,21	84,05	5554,07	5,20	0,19	2,61
1º	6500,00	91,46	25,41	600,40	86,57	5040,63	4,72	0,60	3,21
2º	4000,00	85,59	23,77	475,87	82,41	3859,87	4,34	0,34	3,55
2º	4250,00	90,94	25,26	475,87	86,19	3822,82	4,30	0,35	3,89
2º	4500,00	96,29	26,75	475,87	90,19	3783,52	4,25	0,35	4,24
2º	4750,00	101,64	28,23	475,87	94,43	3741,98	4,21	0,35	4,60
2º	5000,00	106,98	29,72	475,87	98,89	3698,19	4,16	0,36	4,95
2º	5250,00	112,33	31,20	475,87	103,58	3652,15	4,11	0,36	5,32
2º	5500,00	117,68	32,69	475,87	108,51	3603,87	4,05	0,37	5,68
2º	5750,00	123,03	34,18	470,70	113,66	3502,60	3,94	0,38	6,06
2º	6000,00	128,38	35,66	453,46	119,04	3280,69	3,69	0,40	6,46
2º	6250,00	133,73	37,15	427,60	124,64	2971,95	3,34	0,00	6,46
2º	6500,00	139,08	38,63	394,84	130,48	2593,32	2,92	0,60	7,06
3º	4000,00	123,91	34,42	328,70	114,52	2101,03	2,57	0,84	7,90
3º	4250,00	131,66	36,57	328,70	122,44	2023,36	2,47	0,87	8,77
3º	4500,00	139,40	38,72	328,70	130,84	1940,99	2,37	0,91	9,68
3º	4750,00	147,14	40,87	328,70	139,71	1853,91	2,27	0,95	10,63

Tabla 44: Recuperación de 40 a 140 Km/h con la caja original.

Se podrán representar estas recuperaciones:

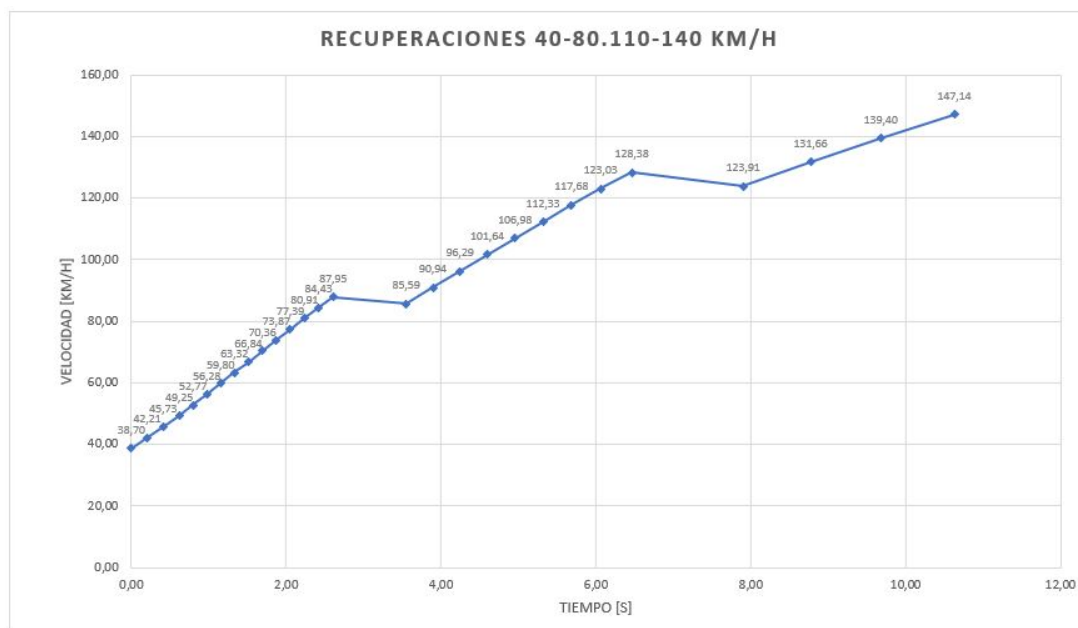


Figura 37: Representación de las recuperaciones de 40 a 140 Km/h con la caja vieja.

Con estos datos presentados, se obtienen una serie de prestaciones fundamentales con las que comparar si se mejora o no el rendimiento al realizar la modificación:

RESUMEN PRESTACIONES	
Aceleraciones	tiempo [s]
0-100 $\frac{Km}{h}$	7,81
0-200 $\frac{Km}{h}$	33,51
40-80 $\frac{Km}{h}$	2,19
40-110 $\frac{Km}{h}$	5,16
40-140 $\frac{Km}{h}$	9,75

Tabla 45: Resumen de prestaciones con la caja original.

## C. Cálculos con OptimumLap.

El objetivo de este trabajo se ha centrado en la mejora prestacional del vehículo orientada a la competición en Rally mediante el cambio de caja de cambios. Con ella no solo se afecta a los tiempos de cambio de marcha, sino que se puede elegir unas relaciones de transmisión más orientadas a este campo.

Para esta elección se ha usado un programa de simulación llamado *OptimumLap*. Este *software* permite seleccionar de una base de datos, o crear a partir de especificaciones, un vehículo y un circuito, y simular tiempos de vuelta, además de varios datos más. El programa es bastante sencillo, en cuanto a que por ejemplo, no se puede incluir tiempos de cambios de marcha, valor determinante en este caso, sin embargo, permite hacerse una idea a la hora de elegir las relaciones de transmisión.

### C.1. Circuitos.

Con la selección de circuitos se buscará comprobar las capacidades del vehículo para diferentes disposiciones. La base de datos es de circuitos de asfalto, que distan de lo encontrado en un Rally de tierra, sin embargo, servirá para hacerse una idea de la mejora de rendimiento.

#### C.1.1. FSAE Endurance Germany 2012.

Este circuito diseñado para la Formula Student, tiene una longitud de 1,4 kilómetros y consta de multitud de curvas lentas. Con esta disposición, se busca la mejora de recuperación en velocidades bajas, en 1<sup>o</sup> y 2<sup>o</sup> marcha:

FSAE Endurance Germany 2012, Hockenheim , Germany

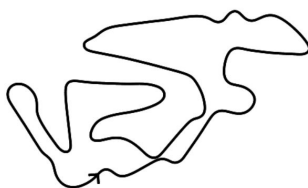


Figura 38: Circuito FSAE Endurance Germany 2012.

### C.1.2. Circuit Park Zandvoort.

Con este circuito, integrante del mundial de Formula 1 en la temporada 2021-2022, se busca exprimir a fondo el paso por todas las marchas, ya que el circuito holandés de 4,2 kilómetros combina largas rectas con curvas rápidas, y curvas lentas de 2ª velocidad:

Circuit Park Zandvoort, Zandvoort, Netherlands



Figura 39: Circuito Zandvoort

### C.1.3. Erftlandring.

Por último, este circuito alemán de un kilómetro de longitud permite una mayor velocidad que el primero, con lo que mediremos recuperaciones hasta tercera y cuarta velocidad:

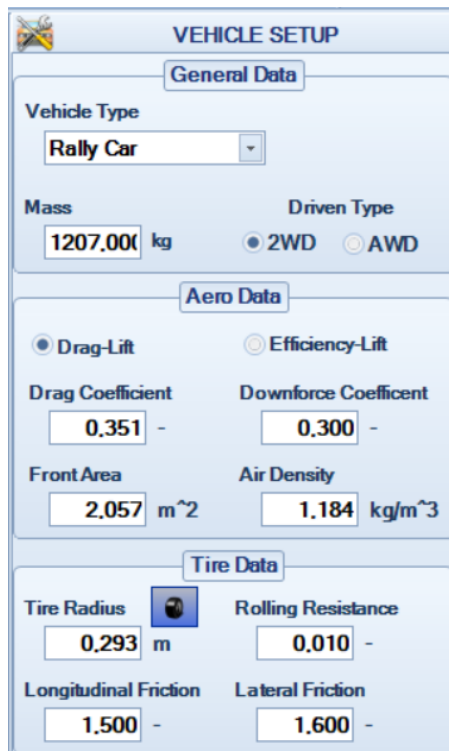
Erftlandring, Kerpen, Germany



Figura 40: Circuito Erftlandring.

## C.2. Vehículos.

Para realizar la comparación, se parte de unos parámetros base que se mantienen constantes en los diferentes ensayos:



The screenshot shows a 'VEHICLE SETUP' window with three main sections: General Data, Aero Data, and Tire Data.

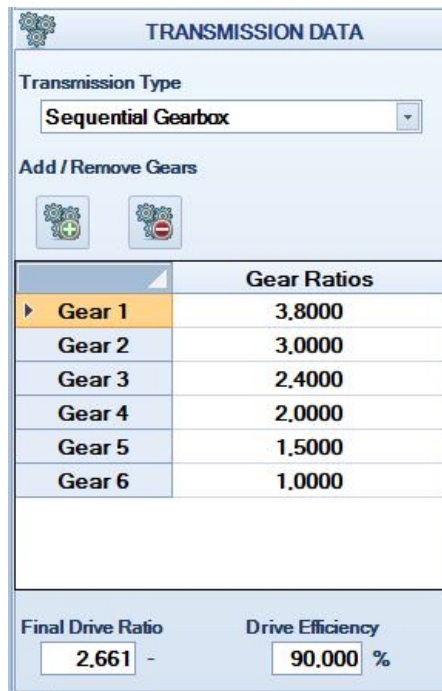
- General Data:**
  - Vehicle Type: Rally Car (dropdown menu)
  - Mass: 1207.00 kg
  - Driven Type: 2WD (selected), AWD
- Aero Data:**
  - Drag-Lift (selected), Efficiency-Lift
  - Drag Coefficient: 0.351
  - Downforce Coefficient: 0.300
  - Front Area: 2.057 m<sup>2</sup>
  - Air Density: 1.184 kg/m<sup>3</sup>
- Tire Data:**
  - Tire Radius: 0.293 m (with a tire icon)
  - Rolling Resistance: 0.010
  - Longitudinal Friction: 1.500
  - Lateral Friction: 1.600

Figura 41: SetUp del vehículo.

A partir de esto se presentan las diferentes modificaciones realizadas a las relaciones de transmisión, teniendo en cuenta que al modificar la transmisión, se supondrá como nueva, por lo que el rendimiento mejorará.

### C.2.1. Caja modificada.

La selección de estas relaciones de transmisión se han realizado tratando de exprimir a fondo la potencia del motor a velocidades bajas, y buscando la máxima velocidad con la última marcha. El problema de unas desmultiplicaciones tan altas para las primeras marchas es que se llega al límite de tracción enseguida.



The screenshot shows a software window titled "TRANSMISSION DATA". It includes a "Transmission Type" dropdown menu set to "Sequential Gearbox", "Add / Remove Gears" buttons, a table of gear ratios, and fields for "Final Drive Ratio" and "Drive Efficiency".

	Gear Ratios
► Gear 1	3.8000
Gear 2	3.0000
Gear 3	2.4000
Gear 4	2.0000
Gear 5	1.5000
Gear 6	1.0000

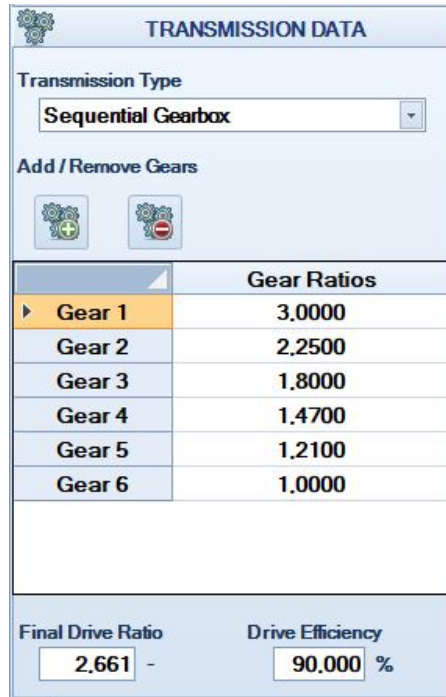
Final Drive Ratio: 2.661 - Drive Efficiency: 90.000 %

Figura 42: Caja de cambios modificada.



### C.2.2. Caja Subaru Impreza WRC de 2008.



Por otro lado, una posible selección es la de un coche de Rally moderno, por lo que se ha escogido la del Subaru Impreza WRC del año 2008.



**TRANSMISSION DATA**

Transmission Type  
 Sequential Gearbox

Add / Remove Gears

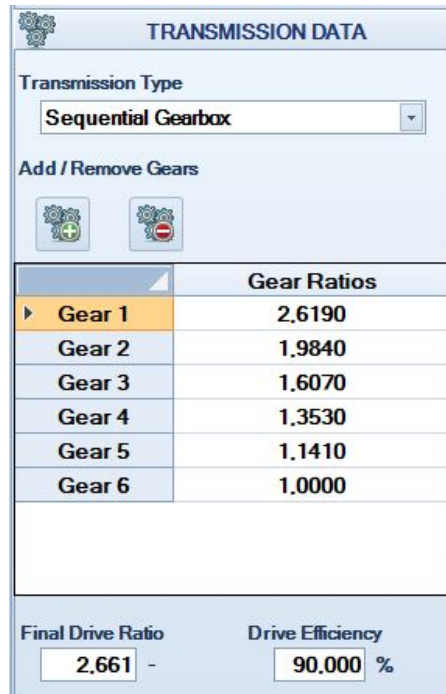
	Gear Ratios
► Gear 1	3.0000
Gear 2	2.2500
Gear 3	1.8000
Gear 4	1.4700
Gear 5	1.2100
Gear 6	1.0000

Final Drive Ratio: 2.661 - Drive Efficiency: 90.000 %

Figura 43: Relaciones de transmisión del Subaru WRC de 2008.

### C.2.3. Caja Ford Sierra RS Cosworth Rally original.



Por último, otra posible opción será la caja diseñada para el modelo de rally del año 87.



**TRANSMISSION DATA**

Transmission Type  
 Sequential Gearbox

Add / Remove Gears

	Gear Ratios
► Gear 1	2.6190
Gear 2	1.9840
Gear 3	1.6070
Gear 4	1.3530
Gear 5	1.1410
Gear 6	1.0000

Final Drive Ratio: 2.661 - Drive Efficiency: 90.000 %

Figura 44: Relaciones de transmisión del Ford Sierra Cosworth Rally de 1987.

### C.3. Simulación.

#### C.3.1. FSAE Endurance Germany 2012.

	FSAE Endurance Germany			
Vehicle	CajaVieja	CajaNueva (Subaru)	CajaNueva (SierraRally)	CajaModif
Lap time [s]	86,20	85,86	88,47	84,02
Percent in Corners [%]	86,95	87,00	86,70	87,24
Percent Accelerating [%]	69,64	69,33	71,86	67,44
Percent Braking [%]	29,61	29,91	27,41	31,76
Percent Coasting [%]	0,55	0,55	0,52	0,59
Percent 100 % Throttle [%]	10,93	10,85	11,59	10,32
Percent TCS Enabled [%]	20,93	22,27	16,51	35,68
Lowest Speed [km/h]	28,53	28,53	28,53	28,53
Highest Speed [km/h]	110,48	111,85	109,20	112,81
Average Speed [km/h]	64,76	65,03	62,81	66,62
Gear Shifts [-]	6,00	20,00	6,00	68,00
Percent in Gear 1 [%]	93,84	82,60	95,26	50,10
Percent in Gear 2 [%]	6,16	17,10	4,74	30,31
Percent in Gear 3 [%]	0,00	0,30	0,00	16,87
Percent in Gear 4 [%]	0,00	0,00	0,00	2,72
Percent in Gear 5 [%]	0,00	0,00	0,00	0,00
Percent in Gear 6 [%]	-	0,00	0,00	0,00
Tire Rolling Radius [m]	0,29	0,29	0,29	0,29
Air Density [kg/m <sup>3</sup> ]	1,18	1,18	1,18	1,18
Top Speed [km/h]	246,76	247,75	247,75	247,75

Tabla 46: Datos de cajas en FSAE Endurance Germany 2012.

A la vista de estos valores, se mejora el tiempo con la caja del Subaru y la creada de cero. La diferencia de tiempo es sustancial ya que el circuito es muy corto, por lo que diferencias de segundos son muy importantes. Por otro lado, atendiendo al número de cambios de marchas, se ve que la opción creada resulta poco acertada, ya que se cambiaría 68 veces, en comparación con las 20 necesarias para la del Subaru. La actividad principal se desarrolla en 1ª y 2ª marcha, por lo que hay que tener en cuenta los momentos que se sobrepasa el límite de tracción.

### C.3.2. Zandvoort.

	Zanvoort			
Vehicle	CajaVieja	CajaNueva (Subaru)	CajaNueva (SierraRally)	CajaModif
Lap time [s]	105,36	104,94	104,97	105,97
Percent in Corners [%]	88,30	88,29	88,32	88,01
Percent Accelerating [%]	79,08	78,84	78,82	79,62
Percent Braking [%]	20,55	20,78	20,81	20,02
Percent Coasting [%]	0,22	0,22	0,22	0,20
Percent 100 % Throttle [%]	11,01	11,00	10,96	11,35
Percent TCS Enabled [%]	12,83	13,55	13,31	13,25
Lowest Speed [km/h]	81,13	81,13	81,13	81,13
Highest Speed [km/h]	212,68	213,62	215,79	205,47
Average Speed [km/h]	151,80	152,46	152,52	150,16
Gear Shifts [-]	26,00	40,00	44,00	36,00
Percent in Gear 1 [%]	4,71	0,57	4,77	-
Percent in Gear 2 [%]	35,65	12,95	16,72	0,57
Percent in Gear 3 [%]	56,78	20,32	30,59	9,52
Percent in Gear 4 [%]	2,86	31,86	27,21	10,40
Percent in Gear 5 [%]	0,00	28,75	20,71	42,70
Percent in Gear 6 [%]	-	5,55	0,00	36,82
Tire Rolling Radius [m]	0,29	0,29	0,29	0,29
Air Density [kg/m <sup>3</sup> ]	1,18	1,18	1,18	1,18
Top Speed [km/h]	246,76	247,75	247,75	247,75

Tabla 47: Datos de cajas en Zandvoort.

Para el circuito de Zandvoort, destinado a probar los vehículos a altas velocidades. Se obtienen mejoras de tiempos con las relaciones del Subaru y del Sierra Rally, siendo la progresión por las marchas más acertada en el caso del Subaru, usando la primera para el momento de arranque y pasando por la 6<sup>o</sup> para las rectas largas. En el caso del Sierra Rally, en un circuito en el que se buscan velocidades altas, no se llega a usar la 6<sup>o</sup> marcha.

### C.3.3. Erftlandring.

	Erftlandring			
Vehicle	CajaVieja	CajaNueva (Subaru)	CajaNueva (SierraRally)	CajaModif
Lap time [s]	45,59	45,55	45,91	45,42
Percent in Corners [%]	98,56	98,56	98,55	98,57
Percent Accelerating [%]	66,74	66,34	67,14	65,88
Percent Braking [%]	32,60	32,98	32,20	33,44
Percent Coasting [%]	0,45	0,47	0,45	0,47
Percent 100 % Throttle [%]	1,17	1,15	1,20	1,10
Percent TCS Enabled [%]	23,93	24,14	20,86	25,52
Lowest Speed [km/h]	45,29	45,29	45,29	45,29
Highest Speed [km/h]	140,43	140,43	139,50	138,50
Average Speed [km/h]	89,07	89,18	88,44	89,48
Gear Shifts [-]	14,00	20,00	16,00	38,00
Percent in Gear 1 [%]	59,57	39,31	60,74	15,86
Percent in Gear 2 [%]	40,43	41,89	32,75	23,18
Percent in Gear 3 [%]	0,00	17,66	6,51	32,32
Percent in Gear 4 [%]	0,00	1,15	0,00	19,98
Percent in Gear 5 [%]	0,00	0,00	0,00	8,66
Percent in Gear 6 [%]	-	0,00	0,00	0,00
Tire Rolling Radius [m]	0,29	0,29	0,29	0,29
Air Density [kg/m <sup>3</sup> ]	1,18	1,18	1,18	1,18
Top Speed [km/h]	246,76	247,75	247,75	247,75

Tabla 48: Datos de cajas en Erftlandring.

En este último caso, se consiguen mejoras con la caja modificada y la del Subaru. Se obtiene mayor velocidad punta con la caja del Subaru que era el principal objetivo, la recuperación desde velocidades medias.

### C.4. Conclusión.

A la vista de las simulaciones, se escogerán las relaciones de transmisión del Subaru Impreza WRC 2008, que mejora tiempos en los tres circuitos, y otorga las mejores características enfocadas al mundo del Rally.

## D. Análisis prestacional de la caja de cambios modificada.

Una vez elegidas las relaciones de transmisión, se deberá analizar en que medida mejoran los campos anteriormente analizados para la caja original.

Las relaciones de transmisión utilizadas serán las siguientes:

RELACIONES DE TRANSMISIÓN	
Caja de Cambios	
$r_1$	3,00
$r_2$	2,25
$r_3$	1,80
$r_4$	1,47
$r_5$	1,25
$r_6$	1,00
Diferencial	
$r_{Diff}$	2,66

Tabla 49: Relaciones de transmisión de la caja modificada.

Con ellas y la ecuación (14), se pueden calcular las nuevas fuerzas motrices para cada marcha. Cabe destacar que el rendimiento de la caja de velocidades aumentará al 98 %:

FUERZAS MOTRICES [Kg f]						
RPM	1º	2º	3º	4º	5º	6º
500	-	-	-	-	-	-
750	272,18	204,13	163,31	133,37	113,41	90,73
1000	318,45	238,84	191,07	156,04	132,69	106,15
1250	345,67	259,25	207,40	169,38	144,03	115,22
1500	364,72	273,54	218,83	178,71	151,97	121,57
1750	375,61	281,71	225,36	184,05	156,50	125,20
2000	386,50	289,87	231,90	189,38	161,04	128,83
2250	440,93	330,70	264,56	216,06	183,72	146,98
2500	492,65	369,48	295,59	241,40	205,27	164,22
2750	547,08	410,31	328,25	268,07	227,95	182,36
3000	598,80	449,10	359,28	293,41	249,50	199,60
3250	598,80	449,10	359,28	293,41	249,50	199,60
3500	598,80	449,10	359,28	293,41	249,50	199,60
3750	699,50	524,63	419,70	342,76	291,46	233,17
4000	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
4250	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
4500	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
4750	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5000	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5250	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5500	751,22	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5750	743,05	557,29	445,83	364,09	309,60	247,68
6000	715,83	536,87	429,50	350,76	298,26	238,61
6250	675,01	506,25	405,00	330,75	281,25	225,00
6500	623,29	467,47	373,97	305,41	259,70	207,76
6750	557,97	418,48	334,78	273,40	232,49	185,99

Tabla 50: Fuerzas motrices en cada marcha para la transmisión nueva.

Igual que con la original, también se pueden obtener las velocidades en cada marcha:

RPM	VELOCIDADES [Km/h]					
	1º	2º	3º	4º	5º	6º
500	-	-	-	-	-	-
750	10,38	13,84	17,30	21,18	24,91	31,13
1000	13,84	18,45	23,06	28,24	33,21	41,51
1250	17,30	23,06	28,83	35,30	41,51	51,89
1500	20,76	27,67	34,59	42,36	49,81	62,27
1750	24,21	32,29	40,36	49,42	58,11	72,64
2000	27,67	36,90	46,12	56,48	66,42	83,02
2250	31,13	41,51	51,89	63,54	74,72	93,40
2500	34,59	46,12	57,65	70,60	83,02	103,78
2750	38,05	50,73	63,42	77,65	91,32	114,15
3000	41,51	55,35	69,18	84,71	99,62	124,53
3250	44,97	59,96	74,95	91,77	107,93	134,91
3500	48,43	64,57	80,71	98,83	116,23	145,29
3750	51,89	69,18	86,48	105,89	124,53	155,66
4000	55,35	73,80	92,24	112,95	132,83	166,04
4250	58,81	78,41	98,01	120,01	141,13	176,42
4500	62,27	83,02	103,78	127,07	149,44	186,80
4750	65,72	87,63	109,54	134,13	157,74	197,17
5000	69,18	92,24	115,31	141,19	166,04	207,55
5250	72,64	96,86	121,07	148,25	174,34	217,93
5500	76,10	101,47	126,84	155,31	182,64	228,31
5750	79,56	106,08	132,60	162,37	190,95	238,68
6000	83,02	110,69	138,37	169,43	199,25	249,06
6250	86,48	115,31	144,13	176,49	207,55	259,44
6500	89,94	119,92	149,90	183,55	215,85	269,82
6750	93,40	124,53	155,66	190,61	224,15	280,19

Tabla 51: Veocidades para cada marcha de la caja modificada.

Representando estos valores:

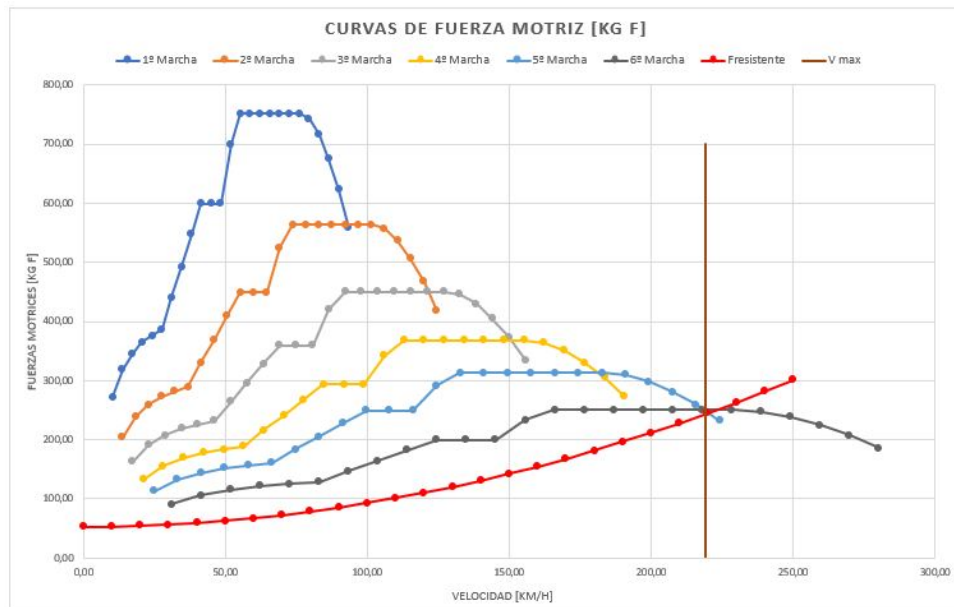


Figura 45: Fuerzas motrices en función de la marcha para la caja modificada.

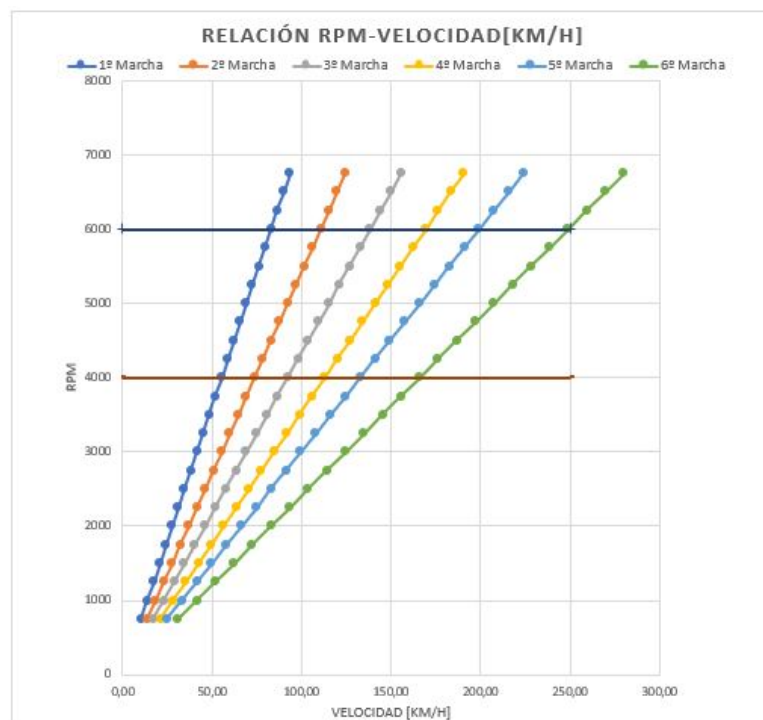


Figura 46: Velocidad en función de las RPM para cada marcha.



## D.1. Limitaciones del terreno.

Al igual que con la caja original, hay que comprobar las limitaciones del terreno en cuanto a la fuerza motriz a aplicar. La fuerza motriz que se puede transmitir será la misma que en la original, luego la tabla (50) se modifica de la misma manera:

FUERZAS MOTRICES [Kg f]						
RPM	1º	2º	3º	4º	5º	6º
500	-	-	-	-	-	-
750	272,18	204,13	163,31	133,37	113,41	90,73
1000	318,45	238,84	191,07	156,04	132,69	106,15
1250	345,67	259,25	207,40	169,38	144,03	115,22
1500	364,72	273,54	218,83	178,71	151,97	121,57
1750	375,61	281,71	225,36	184,05	156,50	125,20
2000	386,50	289,87	231,90	189,38	161,04	128,83
2250	440,93	330,70	264,56	216,06	183,72	146,98
2500	492,65	369,48	295,59	241,40	205,27	164,22
2750	547,08	410,31	328,25	268,07	227,95	182,36
3000	598,80	449,10	359,28	293,41	249,50	199,60
3250	598,80	449,10	359,28	293,41	249,50	199,60
3500	598,80	449,10	359,28	293,41	249,50	199,60
3750	663,85	524,63	419,70	342,76	291,46	233,17
4000	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
4250	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
4500	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
4750	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5000	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5250	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5500	663,85	563,41	450,73	368,10	313,01	250,41
5750	663,85	557,29	445,83	364,09	309,60	247,68
6000	663,85	536,87	429,50	350,76	298,26	238,61
6250	663,85	506,25	405,00	330,75	281,25	225,00
6500	623,29	467,47	373,97	305,41	259,70	207,76
6750	557,97	418,48	334,78	273,40	232,49	185,99

Tabla 52: Fuerzas motrices en cada marcha para la transmisión nueva limitadas por el terreno.

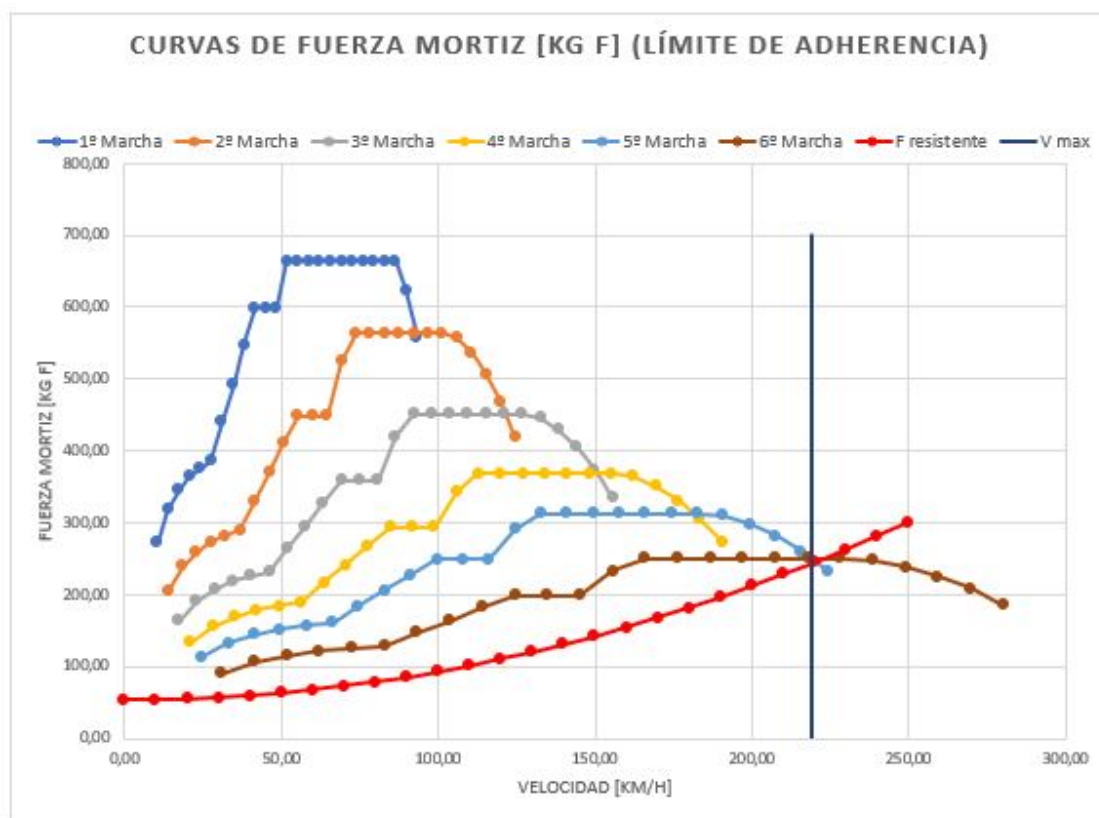


Figura 47: Fuerzas motrices para la caja modificada limitadas por el terreno.

## D.2. Aceleraciones.

Para el cálculo de la aceleración, se necesitará calcular los factores correctores de inercia con la expresión de Chudakov (18) para las nuevas relaciones de transmisión:

1+ $\epsilon$	
1º	0,894
2º	0,776
3º	0,721
4º	0,689
5º	0,671
6º	0,654

Tabla 53: Factores correctores de inercia para la caja nueva.

Con los factores correctores de inercia se podrán calcular las aceleraciones del mismo modo en en el Anexo B.

Aceleración 0-200 Km/h									
Marcha	RPM	$V \left[ \frac{Km}{h} \right]$	$V \left[ \frac{m}{s} \right]$	$F_{m,lim} [Kg f]$	$R_{total} [Kgf]$	$C_{acel} [N]$	$\gamma \left[ \frac{m}{s^2} \right]$	$dt [s]$	$t [s]$
1º	500	-	-	-	-	-	-	-	-
1º	750	10,38	2,88	272,18	53,54	2144,87	1,99	0,48	0,70
1º	1000	13,84	3,84	318,45	53,87	2595,49	2,41	0,40	1,10
1º	1250	17,30	4,80	345,67	54,30	2858,28	2,65	0,36	1,46
1º	1500	20,76	5,77	364,72	54,83	3040,02	2,82	0,34	1,80
1º	1750	24,21	6,73	375,61	55,45	3140,72	2,91	0,33	2,13
1º	2000	27,67	7,69	386,50	56,17	3240,48	3,00	0,32	2,45
1º	2250	31,13	8,65	440,93	56,98	3766,51	3,49	0,28	2,73
1º	2500	34,59	9,61	492,65	57,89	4264,91	3,95	0,24	2,97
1º	2750	38,05	10,57	547,08	58,90	4789,06	4,44	0,22	3,19
1º	3000	41,51	11,53	598,80	60,00	5285,58	4,90	0,20	3,38
1º	3250	44,97	12,49	598,80	61,20	5273,84	4,89	0,20	3,58
1º	3500	48,43	13,45	598,80	62,49	5261,16	4,88	0,20	3,78
1º	3750	51,89	14,41	663,85	63,88	5885,73	5,45	0,18	3,95
1º	4000	55,35	15,37	663,85	65,36	5871,18	5,44	0,18	4,13
1º	4250	58,81	16,33	663,85	66,94	5855,68	5,43	0,18	4,31
1º	4500	62,27	17,30	663,85	68,62	5839,25	5,41	0,18	4,49
1º	4750	65,72	18,26	663,85	70,39	5821,87	5,40	0,18	4,66
1º	5000	69,18	19,22	663,85	72,25	5803,56	5,38	0,18	4,84
1º	5250	72,64	20,18	663,85	74,22	5784,31	5,36	0,18	5,02
1º	5500	76,10	21,14	663,85	76,27	5764,12	5,34	0,18	5,20
1º	5750	79,56	22,10	663,85	78,43	5742,99	5,32	0,18	5,38
1º	6000	83,02	23,06	663,85	80,68	5720,92	5,30	0,18	5,56
1º	6250	86,48	24,02	663,85	83,02	5697,92	5,28	0,00	5,56
1º	6500	89,94	24,98	623,29	85,46	5276,09	4,89	0,20	5,76
2º	4250	78,41	21,78	563,41	77,70	4764,84	5,09	0,25	5,81
2º	4500	83,02	23,06	563,41	80,68	4735,63	5,06	0,25	6,02
2º	4750	87,63	24,34	563,41	83,83	4704,74	5,02	0,26	6,27
2º	5000	92,24	25,62	563,41	87,14	4672,19	4,99	0,26	6,53
2º	5250	96,86	26,90	563,41	90,63	4637,96	4,95	0,26	6,79
2º	5500	101,47	28,19	563,41	94,29	4602,07	4,91	0,26	7,05

Tabla 54: Aceleraciones con la caja nueva de 0 a 200 Km/h. 1º Parte.

Aceleración 0-200 Km/h									
Marcha	RPM	$V \left[ \frac{Km}{h} \right]$	$V \left[ \frac{m}{s} \right]$	$F_{m,lim} [Kg f]$	$R_{total} [Kg f]$	$C_{acel} [N]$	$\gamma \left[ \frac{m}{s^2} \right]$	$dt [s]$	$t [s]$
2º	5750	106,08	29,47	557,29	98,12	4504,43	4,81	0,27	7,31
2º	6000	110,69	30,75	536,87	102,12	4264,94	4,55	0,28	7,60
2º	6250	115,31	32,03	506,25	106,29	3923,65	4,19	0,00	7,60
2º	6500	119,92	33,31	467,47	110,63	3500,59	3,74	0,20	7,80
3º	4750	109,54	30,43	450,73	101,10	3429,82	3,94	0,41	8,20
3º	5000	115,31	32,03	450,73	106,29	3378,96	3,88	0,41	8,61
3º	5250	121,07	33,63	450,73	111,74	3325,48	3,82	0,42	9,03
3º	5500	126,84	35,23	450,73	117,46	3269,40	3,76	0,43	9,46
3º	5750	132,60	36,83	445,83	123,44	3162,64	3,63	0,44	9,90
3º	6000	138,37	38,44	429,50	129,69	2941,13	3,38	0,47	10,37
3º	6250	144,13	40,04	405,00	136,20	2636,92	3,03	0,00	10,37
3º	6500	149,90	41,64	373,97	142,99	2266,01	2,60	0,20	10,57
4º	4750	134,13	37,26	368,10	125,07	2384,06	2,87	0,68	11,06
4º	5000	141,19	39,22	368,10	132,85	2307,79	2,78	0,71	11,28
4º	5250	148,25	41,18	368,10	141,02	2227,61	2,68	0,73	12,01
4º	5500	155,31	43,14	368,10	149,59	2143,52	2,58	0,76	12,77
4º	5750	162,37	45,10	364,09	158,56	2016,26	2,43	0,81	13,58
4º	6000	169,43	47,06	350,76	167,93	1793,52	2,16	0,91	14,49
4º	6250	176,49	49,02	330,75	177,70	1501,44	1,81	0,00	14,49
4º	6500	183,55	50,99	305,41	187,87	1153,12	1,39	0,20	14,69
5º	5000	166,04	46,12	313,01	163,39	1467,78	1,81	1,27	15,76
5º	5250	174,34	48,43	313,01	174,69	1356,90	1,68	1,38	16,07
5º	5500	182,64	50,73	313,01	186,54	1240,60	1,53	1,51	17,57
5º	5750	190,95	53,04	309,60	198,95	1085,52	1,34	1,72	19,29
5º	6000	199,25	55,35	298,26	211,91	847,15	1,05	2,20	21,50
5º	6250	207,55	57,65	281,25	225,42	547,75	0,68	0,00	21,50
5º	6500	215,85	59,96	259,70	239,48	198,43	0,25	0,20	21,70
6º	4750	197,17	54,77	250,41	208,62	409,95	0,52	5,55	27,25
6º	5000	207,55	57,65	250,41	225,42	245,14	0,31	9,28	36,53
6º	5250	217,93	60,54	250,41	243,08	71,88	0,09	31,66	68,19
6º	5500	228,306	63,418	250,405	261,602	-109,836	-0,139	-	-

Tabla 55: Aceleraciones con la caja nueva de 0 a 200 Km/h. 2º Parte.

Con estos datos se puede graficar la velocidad frente al tiempo:



Figura 48: Aceleraciones 0 a 200 Km/h.

### D.3. Recuperaciones.

Por último, se comprueban las recuperaciones de 40 a 140 Km/h:

Recuperaciones de 40-80-110-140 Km/h									
Marcha	RPM	$V \left[ \frac{Km}{h} \right]$	$V \left[ \frac{m}{s} \right]$	$F_{m,lim} [Kg f]$	$R_{total} [Kgf]$	$C_{acel} [N]$	$\gamma \left[ \frac{m}{s^2} \right]$	$dt [s]$	$t [s]$
1º	2750	38,05	10,57	547,08	58,90	4789,06	4,44	0,22	0,00
1º	3000	41,51	11,53	598,80	60,00	5285,58	4,90	0,20	0,20
1º	3250	44,97	12,49	598,80	61,20	5273,84	4,89	0,20	0,39
1º	3500	48,43	13,45	598,80	62,49	5261,16	4,88	0,20	0,59
1º	3750	51,89	14,41	663,85	63,88	5885,73	5,45	0,18	0,77
1º	4000	55,35	15,37	663,85	65,36	5871,18	5,44	0,18	0,94
1º	4250	58,81	16,33	663,85	66,94	5855,68	5,43	0,18	1,12
1º	4500	62,27	17,30	663,85	68,62	5839,25	5,41	0,18	1,30
1º	4750	65,72	18,26	663,85	70,39	5821,87	5,40	0,18	1,48
1º	5000	69,18	19,22	663,85	72,25	5803,56	5,38	0,18	1,65
1º	5250	72,64	20,18	663,85	74,22	5784,31	5,36	0,18	1,83
1º	5500	76,10	21,14	663,85	76,27	5764,12	5,34	0,18	2,01
1º	5750	79,56	22,10	663,85	78,43	5742,99	5,32	0,18	2,19
1º	6000	83,02	23,06	663,85	80,68	5720,92	5,30	0,18	2,37
1º	6250	86,48	24,02	663,85	83,02	5697,92	5,28	0,00	2,37
1º	6500	89,94	24,98	623,29	85,46	5276,09	4,89	0,20	2,57
2º	4250	78,41	21,78	563,41	77,70	4764,84	5,09	0,25	2,83
2º	4500	83,02	23,06	563,41	80,68	4735,63	5,06	0,25	3,08
2º	4750	87,63	24,34	563,41	83,83	4704,74	5,02	0,26	3,34
2º	5000	92,24	25,62	563,41	87,14	4672,19	4,99	0,26	3,59
2º	5250	96,86	26,90	563,41	90,63	4637,96	4,95	0,26	3,85
2º	5500	101,47	28,19	563,41	94,29	4602,07	4,91	0,26	4,11
2º	5750	106,08	29,47	557,29	98,12	4504,43	4,81	0,27	4,38
2º	6000	110,69	30,75	536,87	102,12	4264,94	4,55	0,28	4,66
2º	6250	115,31	32,03	506,25	106,29	3923,65	4,19	0,00	4,66
2º	6500	119,92	33,31	467,47	110,63	3500,59	3,74	0,20	4,86
3º	4750	109,54	30,43	450,73	101,10	3429,82	3,94	0,41	5,27
3º	5000	115,31	32,03	450,73	106,29	3378,96	3,88	0,41	5,68
3º	5250	121,07	33,63	450,73	111,74	3325,48	3,82	0,42	6,10
3º	5500	126,84	35,23	450,73	117,46	3269,40	3,76	0,43	6,52
3º	5750	132,60	36,83	445,83	123,44	3162,64	3,63	0,44	6,96
3º	6000	138,37	38,44	429,50	129,69	2941,13	3,38	0,47	7,44
3º	6250	144,13	40,04	405,00	136,20	2636,92	3,03	0,00	7,44
3º	6500	149,90	41,64	373,97	142,99	2266,01	2,60	0,20	7,64
4º	4750	134,13	37,26	368,10	125,07	2384,06	2,87	0,68	8,32
4º	5000	141,19	39,22	368,10	132,85	2307,79	2,78	0,71	9,03

Tabla 56: Recuperaciones con la caja nueva de 40 a 140 Km/h.

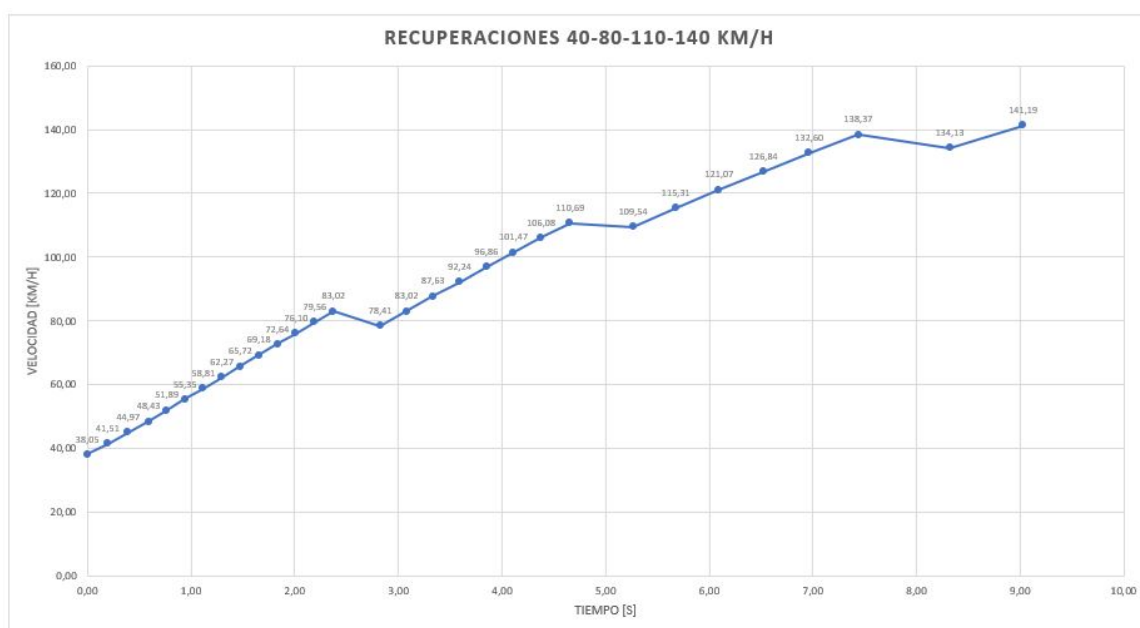


Figura 49: Recuperaciones con la caja modificada de 40 a 140 Km/h.

Con todo lo expuesto, se podrá pasar a comparar ambas cajas para ver las mejoras introducidas.

## E. Cálculo de engranajes.

Para el cálculo de engranajes, hay que centrarse en los posibles fallos que presenta una transmisión:

1. Rotura del diente. Por pequeña capacidad de carga, por fatiga, o por sobrecarga instantánea.
2. Desgaste del diente:
  - a) Fatiga superficial, que dependerá de la presión de contacto.
  - b) Acción abrasiva de partículas.
  - c) Gripado, por falta de aceite a gran velocidad.
  - d) Corrosión.
3. Deformación plástica.
4. Exceso de temperatura.

Se comprobará el conjunto de engranajes diseñado atendiendo a los posibles fallos a flexión y a desgaste.

### E.1. Consideraciones iniciales.

Antes de realizar las comprobaciones de los fallos, se presentarán los siguientes parámetros. Estos han sido elegidos en base a un proceso iterativo de prueba y error, hasta que se han conseguido las características deseadas:

1. Coeficiente de rigidez del diente:  $\delta = 25$ , escogida para cajas de velocidad.

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coeficiente $\delta$
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Figura 50: Caja de cambios de dientes helicoidales.

2. Ángulo de inclinación del diente  $\mu = 30^\circ$ .
3. Ángulo de presión del diente  $\alpha = 20^\circ$ .
4. Módulo normal de tallado  $M_n = 4mm$ .



Se prosigue teniendo en cuenta que el diámetro entre ejes coincide para todas las parejas de engranajes, siendo  $i$  el piñón y  $j$  la rueda:

$$D_{ejes} = \frac{D_{p,i} + D_{p,j}}{2} = \frac{M_c}{2}(Z_i + Z_j) = \frac{M_n}{2\cos(\mu)}(Z_i + Z_j) \quad (19)$$

Hay que tener en cuenta también las relaciones de transmisión para cada pareja de engranajes:

$$r_{ij} = \frac{n_i}{n_j} = \frac{Z_j}{Z_i} \quad (20)$$

Por medio de estas dos ecuaciones (19)(20), se pueden calcular todos los engranajes. Para ello, se debe poner una condición inicial, a partir de la cual calcular el diámetro entre ejes, e iterar para cada pareja de engranajes. Esa condición se basará en evitar la interferencia.

### Interferencia.

El fenómeno de la interferencia es un problema que se da en engranajes con perfil evolvente. Se basa en la incidencia del piñón sobre el chaflán de la rueda, lo que impide que se produzca correctamente la transmisión.

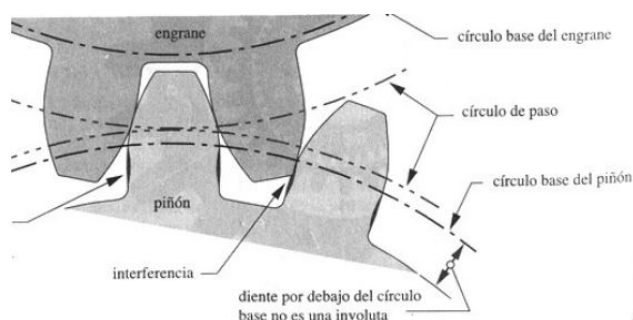


Figura 51: Interferencia entre dientes de perfil evolvente.

La probabilidad de interferencia aumenta en parejas de engranajes en las que el piñón tiene un  $n^o$  de dientes muy inferior a la rueda, por ello, se comprobará la primera marcha, ya que será la que antes sufra este fenómeno. El número de dientes mínimo que tiene que tener el piñón en función del ángulo de presión  $\alpha$  y el ángulo de inclinación del diente  $\mu$  está tabulado:

$\mu$	$\alpha$		
	$14\frac{1}{2}^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$
$0^\circ$ engranajes rectos	32	18	12
$5^\circ$	32	17	12
$10^\circ$	31	17	11
$15^\circ$	29	16	11
$20^\circ$	27	15	10
$23^\circ$	26	14	10
$25^\circ$	25	14	9
$30^\circ$	22	12	8
$35^\circ$	19	10	7
$40^\circ$	15	9	6
$45^\circ$	12	7	5

Figura 52: N° de dientes mínimo para evitar interferencia en dientes helicoidales.

Teniendo en cuenta la tabla, y para aportar mayor seguridad ante este efecto, se escogerá  $Z_1 = 14$  dientes.

## E.2. Cálculo de los engranajes.

Por medio de la ecuación obtenida para la distancia entre ejes (19), se puede calcular este valor, que se mantendrá constante para calcular el n° de dientes teórico con los que conseguir las relaciones de transmisión deseadas, y por medio de la siguiente expresión, se calculará el diámetro primitivo teórico.

$$D_{\text{primitivo}} = M_n \cdot \frac{Z_i}{\cos(\mu)} \quad (21)$$

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Engranaje	1	2	3	4	5	6
Nº dientes	14,00	42,00	17,23	38,77	20,00	36,00
$D_{\text{primitivo}}$	64,66	193,99	79,59	179,07	92,38	166,28
$D_{\text{ejes}}$	129,33		129,33		129,33	

Tabla 57: Cálculo de los engranajes teóricos para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Engranaje	7	8	9	10	11	12
Nº dientes	22,67	33,33	24,89	31,11	28,00	28,00
$D_{\text{primitivo}}$	104,72	153,94	114,96	143,70	129,33	129,33
$D_{\text{ejes}}$	129,33		129,33		129,33	

Tabla 58: Cálculo de los engranajes teóricos para 4º, 5º y 6º marcha.

Sin embargo, estos valores calculados no serán válidos, ya que no se puede obtener un n° de dientes con decimales, por lo que habrá que redondear los valores a números enteros y rehacer los cálculos.

Estos nuevos valores cambiarán las relaciones de transmisión, pero la variación es despreciable:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Nº dientes REALES	14,00	42,00	17,00	39,00	20,00	36,00
$D_{\text{primitivo}}$ REAL	64,66	193,99	78,52	180,13	92,38	166,28
$D_{\text{ejes}}$ REAL	129,33		129,33		129,33	
$r_{\text{reales}}$	3,00		2,29		1,80	

Tabla 59: Cálculo de los engranajes reales para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Nº dientes REALES	23,00	33,00	25,00	31,00	28,00	28,00
$D_{\text{primitivo}}$ REAL	106,23	152,42	115,47	143,18	129,33	129,33
$D_{\text{ejes}}$ REAL	129,33		129,33		129,33	
$r_{\text{reales}}$	1,43		1,24		1,00	

Tabla 60: Cálculo de los engranajes reales para 4º, 5º y 6º marcha.

Se puede comparar la variación de relación de transmisión teórica a real en la siguiente tabla:

RELACIONES DE TRANSMISIÓN		
Caja de Cambios		
	Teóricas	Reales
$r_1$	3,00	3,00
$r_2$	2,25	2,29
$r_3$	1,80	1,80
$r_4$	1,47	1,43
$r_5$	1,25	1,24
$r_6$	1,00	1,00
Diferencial		
$r_{\text{Diff}}$	2,66	2,66

Tabla 61: Comparativa de relaciones de transmisión teóricas con reales.

Una vez calculados los parámetros de los engranajes se realizarán las comprobaciones a flexión y a desgaste para ver que material elegir. El proceso completo de cálculo de los engranajes, la selección de parámetros como ángulo de inclinación, módulo, o nº de dientes del primer engranaje, se ha llevado a cabo probando diferentes combinaciones hasta que, con el cálculo a continuación, se ha obtenido un material razonable.

Por último, falta por determinar la **anchura mínima** para definir geométricamente el engranaje. Este parámetro será fundamental ya que se busca crear un conjunto de cambio lo mas empaquetado posible, tratando de ubicar 6 marchas en el espacio donde antes había 5.

Para conseguir una acción helicoidal total y una transferencia suave de la carga de un diente a otro, se debe cumplir la siguiente expresión:

$$b \geq 2 \cdot P_{a,i} = \frac{P_{c,i}}{\operatorname{tg}(\mu)} = \frac{\pi \cdot D_{p,i}}{\operatorname{tg}(\mu) \cdot Z_i} = 50,27\text{mm} \quad (22)$$

Siendo:

1.  $P_a$ , el paso axial.
2.  $P_c$ , el paso circunferencial.
3.  $D_{p,i}$ , el diámetro primitivo de cada engranaje.
4.  $Z_i$ , el nº de dientes.
5.  $\mu$ , el ángulo de inclinación del diente.

### E.3. Cálculo a flexión.

Para el cálculo se toman las siguientes hipótesis iniciales:

1. Empuje sobre el diente a lo largo de la generatriz de contacto, por lo que la resultante se da a 2/3 de su altura.
2. Calcularemos a partir del módulo normal de tallado.

Se utilizará la siguiente expresión, obtenida a partir del cálculo de dientes rectos:

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}}} \cdot \frac{\cos(\mu)}{1,5} \quad (23)$$

Donde:

1.  $M_{tc}$ , el momento a transmitir corregido.
2.  $\delta$ , el coeficiente de rigidez del diente.
3.  $Z$ , el nº de dientes.
4.  $y$ , el coeficiente de Lewis.
5.  $\sigma_{admisible}$ , el esfuerzo máximo admisible.
6.  $\mu$ , el ángulo de inclinación del diente.

### Coefficiente de Lewis, $y$ .

Se calcula el coeficiente de Lewis a partir de interpolaciones en la tabla a continuación.

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE $y'$							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,084	0,058	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,108	0,094	0,130	Ormalora	0,154	0,124	0,175

Figura 53: Coeficiente de Lewis.

Sin embargo, al ser engranajes helicoidales, hay que obtener el  $n^o$  de dientes ficticios, con los que entrar en la tabla:

$$Z'_i = \frac{Z_i}{\cos(\mu)^3}$$

Teniendo esto en cuenta, se puede buscar en la tabla y obtener los siguientes valores:

Engranaje	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
	1	2	3	4	5	6
Dientes ficticios ( $Z'$ )	21,554	64,663	26,173	60,044	30,792	55,426
$y$	0,127	0,155	0,134	0,154	0,139	0,152

Tabla 62: Cálculo del coeficiente de Lewis para 1º, 2º y 3º marcha.

Engranaje	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
	7	8	9	10	11	12
Dientes ficticios ( $Z'$ )	35,411	50,807	38,490	47,728	43,109	43,109
$y$	0,143	0,151	0,145	0,149	0,147	0,147

Tabla 63: Cálculo del coeficiente de Lewis para 4º, 5º y 6º marcha.

Momento a transmitir corregido,  $M_{tc}$ .

$$M_{t,c} = M_t \cdot f_d \cdot f_s$$

Donde:

1.  $f_s = 1,5$ , o factor de servicio, por cargas con choque medio para frecuentes arranques. Situándose en la situación más desfavorable.

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor $f_s$
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

Figura 54: Factores de Servicio.

2.  $f_d$ , o factor de esfuerzos dinámicos, cuando se trabaja a altas velocidades, se calculará por medio del nº de calidad AGMA recomendado en la siguiente tabla. Para este caso se escoge la opción de transmisión automotriz, sobredimensionando con el mejor nº posible, en este caso 11.

TABLA 9-2 Números de calidad AGMA recomendados			
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso	
0-800	6-8	0-4	
800-2000	8-10	4-11	
2000-4000	10-12	11-22	
Más de 4000	12-14	Más de 22	

Figura 55: N° de calidad AGMA recomendados.

Una vez determinado el nº de calidad, se puede entrar en la siguiente gráfica, y obtener, para cada engranaje, el factor correspondiente. Se deberá calcular la velocidad lineal de paso para cada engranaje:

$$V = \omega_i \cdot R_i = \omega_i \cdot \frac{D_{pi}}{2} = n \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{D_{pi}}{2}$$

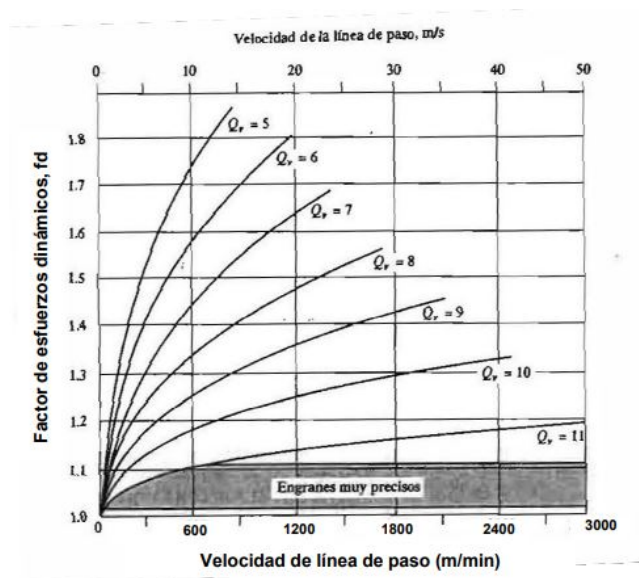


Figura 56: Factores de Esfuerzos Dinámicos.

3.  $M_t$  será el momento transmitido por cada engranaje.

Expuesto todo esto, se podrá realizar el cálculo por dos vertientes, siguiendo una hipótesis de par máximo como situación más desfavorable, o de potencia máxima como más desfavorable. Se obtendrá el esfuerzo máximo admisible para cada engranaje en cada hipótesis mediante la ecuación (23):

Par motor máximo		
Potencia [CV]	Par [N m]	RPM
216	276	5500
Potencia máxima		
Potencia [CV]	Par [N m]	RPM
224	263	6000

Tabla 64: Condiciones de Par o Potencia máximas.

### E.3.1. Par motor máximo como más desfavorable.

Con los cálculos explicados previamente y el contexto de situación de par motor máximo:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	18,622	18,622	22,612	22,612	26,602	26,602
fd	1,13	1,13	1,15	1,15	1,16	1,16
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	467,82	1403,46	476,10	1092,23	480,24	864,43
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	60,01	49,42	47,72	41,74	39,48	36,12

Tabla 65: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	30,593	30,593	33,253	33,253	37,243	37,243
fd	1,17	1,17	1,17	1,17	1,18	1,18
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	484,38	694,98	484,38	600,63	488,52	488,52
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	33,80	31,97	30,63	29,71	27,24	27,24

Tabla 66: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de par máximo para 4º, 5º y 6º marcha.

Aparece marcado en amarillo la máxima solicitud según esta hipótesis.

### E.3.2. Potencia máxima como más desfavorable.

Con los cálculos explicados previamente y el contexto de situación de potencia máxima:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	20,315	20,315	24,668	24,668	29,021	29,021
fd	1,140	1,140	1,150	1,150	1,160	1,160
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	449,73	1349,19	453,68	1040,78	457,62	823,72
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	57,69	47,51	45,47	39,77	37,62	34,41

Tabla 67: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 1º, 2º y 3º marcha.



	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
$V_{lineal}$ [m/s]	33,374	33,374	36,276	36,276	40,629	40,629
fd	1,170	1,170	1,180	1,180	1,180	1,180
fs	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{tc}$ [Nm]	461,57	662,25	465,51	577,23	465,51	465,51
$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	32,21	30,46	29,43	28,55	25,96	25,96

Tabla 68: Cálculo del máximo esfuerzo admisible según la hipótesis de potencia máxima para 4º, 5º y 6º marcha.

Aparece marcado en amarillo la máxima sollicitación según esta hipótesis.

#### E.4. Cálculo a desgaste.

Para el cálculo a desgaste, se parte de la siguiente expresión que permite hallar el módulo que debe tener el diente para evitar el fallo a desgaste a partir del par a transmitir:

$$M_n = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc} \cdot \cos(\mu)^3}{K_r \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i}} \quad (24)$$

Donde:

1.  $M_n$ , el módulo normal de tallado.
2.  $\delta$ , el coeficiente de rigidez del diente.
3.  $Z$ , el nº de dientes.
4.  $M_{tc}$ , el momento a transmitir corregido.
5.  $\mu$ , el ángulo de inclinación del diente.
6.  $K_r$ , el coeficiente de presión de rodadura.
7.  $\alpha$ , el ángulo de presión del diente.
8.  $i$ , la relación de transmisión correspondiente.

Conocidos todos los parámetros a partir del cálculo a desgaste, sólo faltará determinar el coeficiente a presión de rodadura para dientes helicoidales:

#### Coeficiente de presión de rodadura

Se podrá determinar este coeficiente por medio de la siguiente expresión, desarrollada a partir del cálculo para engranajes rectos:

$$K_r = \frac{F_{nc} \cdot \cos(\mu)^2}{b \cdot D_{p1} \cdot \sin(\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i}$$

Sin embargo, para calcular el valor máximo de este coeficiente  $K_r$ , se debe usar la siguiente expresión, teniendo en cuenta que si  $K_{r,adm} > K_r$ , no aparece fallo por desgaste en la transmisión:

$$K_{r,adm} = 0,677 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot W^{1/3}} \quad (25)$$

siendo:

1.  $HB$ , la dureza del diente en MPa.
2.  $E$ , el Módulo de Young del acero en MPa.
3.  $W$ , los millones de vueltas que dará el engranaje.

El objetivo es determinar la dureza necesaria que debe tener el material a escoger, por lo que el parámetro  $W$  se deberá calcular a partir de la vida útil que se espera de la caja de cambios.

#### E.4.1. Cálculo de vida útil de la caja.

Para el análisis a desgaste, hay que incluir cuanto se espera que dure la caja de cambios para, a partir de ahí, comprobar la carga máxima a aplicar durante ese periodo. Cabe destacar que determinar la vida útil de una caja de cambios es muy complicado, ya que a lo largo de este periodo se realizaran miles de cambios, con regímenes de giro variables, por lo que para el cálculo hay que situarse en las hipótesis más desfavorables anteriormente mencionadas, la de par y potencia máximas.

Los millones de vueltas no es una unidad fácil de manejar, sí lo es los kilómetros que se espera que aguante la caja, por lo que se buscará obtener  $W$  por medio de la distancia máxima esperada.

Se calculará  $W$  con la siguiente expresión:

$$W = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} \quad (26)$$

Siendo:

1.  $L_h$  la duración en horas de funcionamiento.
2.  $n$  las RPM.

Para incluir la distancia máxima que se espera recorrer se procede de la siguiente manera:

$$L_h = \frac{Distancia[Km]}{Velocidad[\frac{Km}{h}]} = Duracion[h] \quad (27)$$

Para incluir los datos de RPM, hay que basarse en las dos hipótesis mencionadas anteriormente, teniendo en cuenta las desmultiplicaciones de las relaciones de transmisión.

#### E.4.2. Par motor máximo como más desfavorable.

El proceso de cálculo llevado a cabo a continuación se basa en:

1. Se obtiene  $L_h$  con el nº de km impuestos (27).
2. Se calcula  $W$  con el valor anterior (26).
3. Se calcula  $K_r$  con el expresión (25).
4. A partir de los valores anteriores se obtiene la dureza, HB, de la ecuación anterior inicial (24).

Los valores obtenidos siguiendo esta hipótesis serán los siguientes. Resaltado en amarillo se encuentra la mayor sollicitación:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Engranaje	1	2	3	4	5	6
n[RPM]	5500,00	1833,33	5500,00	2397,44	5500,00	3055,56
V vehículo [Km/h]	76,10		99,52		126,84	
$L_h$ [h]	3942,09	3942,09	3014,54	3014,54	2365,25	2365,25
W	1300,888	433,629	994,797	433,629	780,533	433,629
$K_r$ [MPa]	8,039	2,680	5,976	2,605	4,718	2,621
HB [Mpa]	5217,570	2508,346	4301,618	2472,984	3670,749	2480,693

Tabla 69: Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Engranaje	7	8	9	10	11	12
n[RPM]	5500,00	3833,33	5500,00	4435,48	5500,00	5500,00
V vehículo [Km/h]	159,12		184,12		228,31	
$L_h$ [h]	1885,35	1885,35	1629,40	1629,40	1314,03	1314,03
W	622,164	433,629	537,701	433,629	433,629	433,629
$K_r$ [MPa]	3,925	2,736	3,537	2,852	3,148	3,148
HB [Mpa]	3224,042	2534,408	2986,784	2587,752	2718,726	2718,726

Tabla 70: Cálculo de dureza según la hipótesis de par máximo para 4º, 5º y 6º marcha.

#### E.4.3. Potencia máxima como más desfavorable.

Siguiendo el proceso mencionado en el apartado anterior, pero cambiando los datos, calcularemos los valores para la hipótesis de potencia máxima:

	1º MARCHA		2º MARCHA		3º MARCHA	
Engranaje	1	2	3	4	5	6
n[RPM]	6000,00	2000,00	6000,00	2615,38	6000,00	4181,82
V vehículo [Km/h]	83,02		108,56		138,37	
$L_h$ [h]	3613,58	3613,58	2763,33	2763,33	2168,15	2168,15
W	1300,888	433,629	994,797	433,629	780,533	544,008
$K_r$ [MPa]	7,729	2,576	5,287	2,305	3,853	2,141
HB [Mpa]	5115,697	2459,370	4046,344	2326,228	3317,452	2328,291

Tabla 71: Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 1º, 2º y 3º marcha.

	4º MARCHA		5º MARCHA		6º MARCHA	
Engranaje	7	8	9	10	11	12
n[RPM]	6000,00	4181,82	6000,00	4838,71	6000,00	6000,00
V vehículo [Km/h]	173,59		200,86		249,06	
$L_h$ [h]	1728,23	1728,23	1493,61	1493,61	1204,53	1204,53
W	622,164	433,629	537,701	433,629	433,629	433,629
$K_r$ [MPa]	2,939	2,048	2,509	2,023	2,000	2,000
HB [Mpa]	2789,692	2192,968	2515,541	2179,467	2166,921	2166,921

Tabla 72: Cálculo de dureza según la hipótesis de potencia máxima para 4º, 5º y 6º marcha.

## E.5. Selección de material.

Mediante los cálculos anteriores, se selecciona un material que aguante las solicitaciones impuestas. Estas solicitaciones son variadas, por lo que no hay por qué asignar el mismo material a todas las marchas. Más dureza y resistencia en el acero, significan más coste, tanto económico como de fabricación, por lo que se asignará un material más resistente para las primeras marchas, y otro menos resistente para las marchas mas largas. Hay excepción en la primera marcha, que debido al diámetro del eje y al tamaño del engranaje, el engranaje 1 estará mecanizado en el propio eje de entrada, por lo que tendrá su material.

Se busca que la pareja de engranajes de una marcha sea del mismo material para evitar grandes diferencias en el desgaste:

SOLICITACIONES DE CADA ENGRANAJE					
Eje	Marcha	Engranaje	$\sigma_{admisible}$ [Mpa]	Dureza [HRC]	Material
1	1º	1	60,01	52,18	42CrMo4
2		2	49,42	25,08	
1	2º	3	47,72	43,02	F-1540
2		4	41,74	24,73	
1	3º	5	39,48	36,71	
2		6	36,12	24,81	
1	4º	7	33,80	32,24	F-1270
2		8	31,97	25,34	
1	5º	9	30,63	29,87	
2		10	29,71	25,88	
1	6º	11	27,24	27,19	
2		12	27,24	27,19	

Tabla 73: Resumen de solicitudes.

Estos materiales escogidos presentan las siguientes propiedades:

Acero F-1540	
$\sigma_{adm}$ [MPa]	Dureza [HRC]
310,00	58,00
Acero F-1270	
$\sigma_{adm}$ [MPa]	Dureza [HRC]
380,00	34,00
Acero 42CrMo4	
$\sigma_{adm}$ [MPa]	Dureza [HRC]
720,00	56,00

Tabla 74: Propiedades de los materiales escogidos para los engranajes.

## F. Cálculo de ejes.

### F.1. Posicionamiento de engranajes.

Con los engranajes seleccionados, hay que situarlos en sus correspondientes ejes comprobando que con todos los elementos presentes no se supera la longitud máxima que posee la caja de cambios original. Esto se hace para evitar tener que realizar modificaciones extras al vehículo, por ejemplo la modificación de la longitud del cardan, unión con el diferencial trasero.

En la siguiente imagen, se ve que eliminando la parte delantera de la caja donde se colocaría el conjunto del disco de embrague, se tiene una longitud de 25,25 pulgadas donde colocar los engranajes, es decir, una longitud de alrededor de 620 mm.

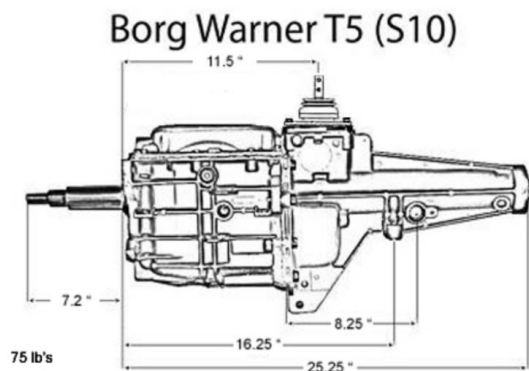


Figura 57: Dimensiones caja de cambios original.

Contando con la anchura mínima de los engranajes calculada anteriormente de 50,3 mm, además de las holguras de 5 mm que se han decidido dar entre extremos de la caja, y la separación entre ruedas y elementos como embragues de empuje o los huecos para las pinzas de cambio, el total de la longitud necesitada para ubicar el nuevo set de cambio es de 465,6 mm, menor que la máxima.

### F.2. Cálculo de acciones sobre ejes.

En engranajes helicoidales existen 3 tipos de solicitaciones: Cargas tangenciales (T), que transmiten la fuerza motriz, cargas radiales (V), y cargas axiales (A). La dirección y sentido vienen determinados por la geometría del diente, y la magnitud de estas cargas, por el par a transmitir y la geometría:

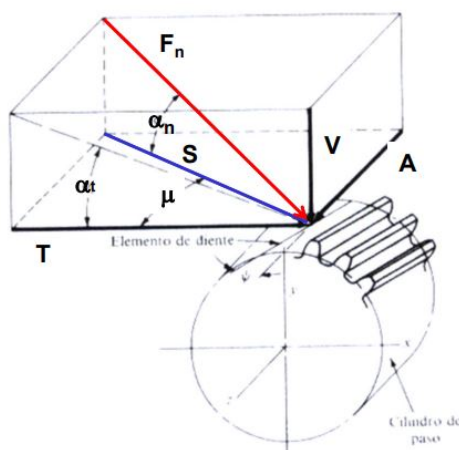


Figura 58: Cargas generadas en la transmisión con engranajes cilíndricos helicoidales.

El cálculo de estas fuerzas se realiza mediante las siguientes expresiones:

$$T = \frac{M_t \cdot 2}{D_p} \quad (28)$$

$$A = T \cdot \operatorname{tg}(\mu) \quad (29)$$

$$V = T \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\mu)} \quad (30)$$

Siendo:

1.  $M_t$  el par a transmitir por el eje en el que se sitúa el engranaje.
2.  $D_p$  el diámetro primitivo de cada engranaje.
3.  $\mu$  el ángulo de inclinación del diente.
4.  $\alpha$  el ángulo de presión del diente.

Además, hay que tener en cuenta que estas cargas provocan dos momentos, uno sobre el eje x, que será el que transmita la rotación; y otro sobre el eje z, que flectará los ejes. Estos momentos serán calculados teniendo en cuenta los radios de los engranajes:

$$M_i = F_i \cdot \frac{D_{p,i}}{2}$$

Sustituyendo para cada engranaje únicamente en la hipótesis de par más desfavorable, que dará los valores límites ya que no se tiene en cuenta las RPM en este cálculo, se obtiene:

	T [N]	$M_x$ [N mm]
$T_1$	8536,54	276000,00
$T_2$	8536,54	828000,00
$T_3$	7030,09	276000,00
$T_4$	7030,09	633176,47
$T_5$	5975,58	276000,00
$T_6$	5975,58	496800,00
$T_7$	5196,15	276000,00
$T_8$	5196,15	396000,00
$T_9$	4780,46	276000,00
$T_{10}$	4780,46	342240,00
$T_{11}$	4268,27	276000,00
$T_{12}$	4268,27	276000,00

Tabla 75: Cálculo de fuerzas tangenciales y momentos torsores.

	V [N]
$V_1$	2071,36
$V_2$	2071,36
$V_3$	1705,83
$V_4$	1705,83
$V_5$	1449,95
$V_6$	1449,95
$V_7$	1260,83
$V_8$	1260,83
$V_9$	1159,96
$V_{10}$	1159,96
$V_{11}$	1035,68
$V_{12}$	1035,68

Tabla 76: Cálculo de fuerzas radiales.

	A [N]	$M_z$ [N mm]
$A_1$	4928,57	159348,67
$A_2$	4928,57	478046,02
$A_3$	4058,82	159348,67
$A_4$	4058,82	365564,61
$A_5$	3450,00	159348,67
$A_6$	3450,00	286827,61
$A_7$	3000,00	159348,67
$A_8$	3000,00	228630,71
$A_9$	2760,00	159348,67
$A_{10}$	2760,00	197592,36
$A_{11}$	2464,29	159348,67
$A_{12}$	2464,29	159348,67

Tabla 77: Cálculo de fuerzas axiales y momentos flectores.



Una vez calculadas las solicitaciones y los puntos de actuación, se procede a crear un modelo en MEFI con el que obtener directamente los diagramas de esfuerzos:

### F.3. Diagramas de esfuerzos.

Dado que la distribución es diferente a ambos lados del engranaje, se comprobarán los dos lados, y se diseñará en función del más exigente. Se indica con un - cuando la distribución sea a la izquierda del engranaje, y con un + cuando sea a la derecha.

#### F.3.1. 1º Marcha, eje de entrada.

##### Esfuerzos Axiales.

1º Marcha. Input.

Esfuerzos axiales

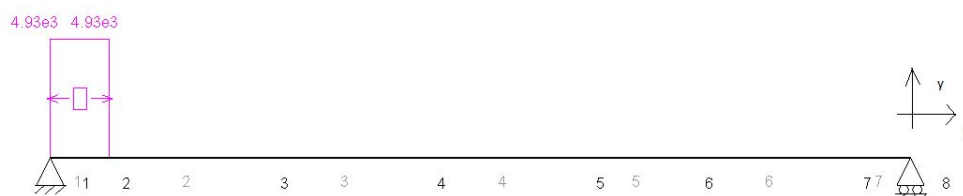


Figura 59: Esfuerzos Axiales en el eje de entrada en 1º Marcha.

##### Esfuerzos Cortantes en eje XY.

1º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes



Figura 60: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XY.

## Esfuerzos Cortantes en eje XZ.

1º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

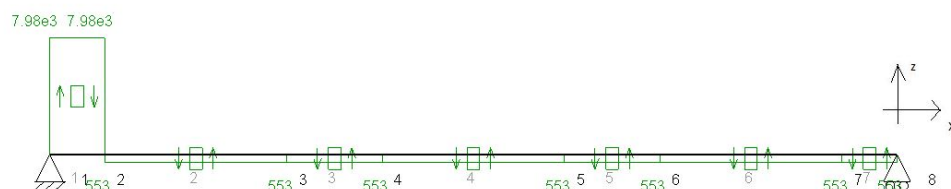


Figura 61: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en eje XY.

1º Marcha. Input.

Momentos flectores

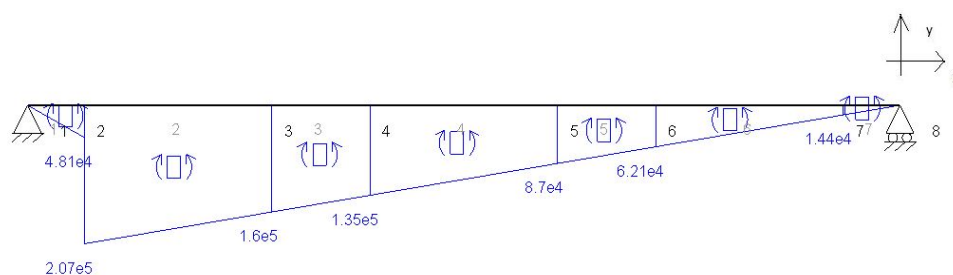


Figura 62: Momento Flector en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en eje XZ.

1º Marcha. Input.

Momentos flectores

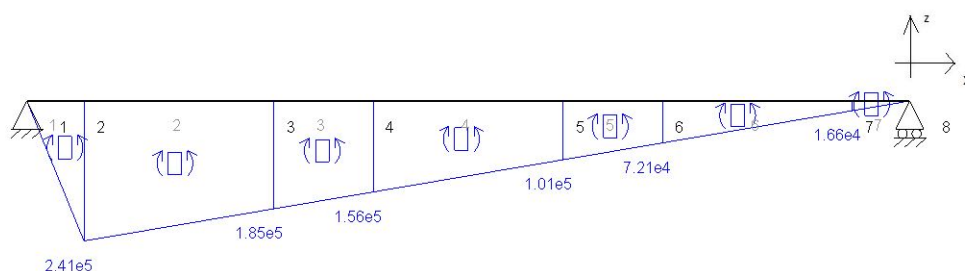


Figura 63: Momento Flector en el eje de entrada en 1º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

1º Marcha. Input.

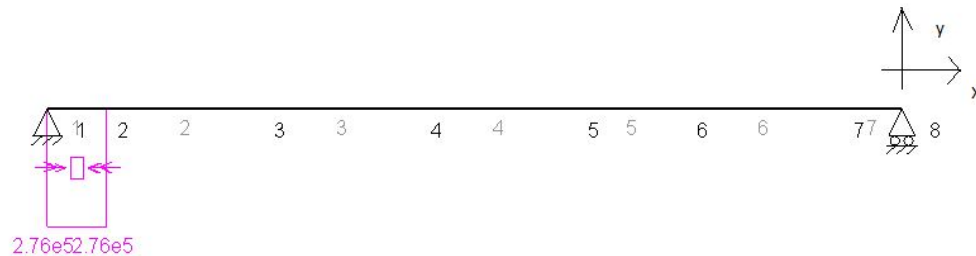


Figura 64: Momentos Torsores en el eje de entrada en 1º Marcha.

### F.3.2. 1º Marcha, eje de salida.

#### Esfuerzos Axiales.

1º Marcha. Output.

Esfuerzos axiales

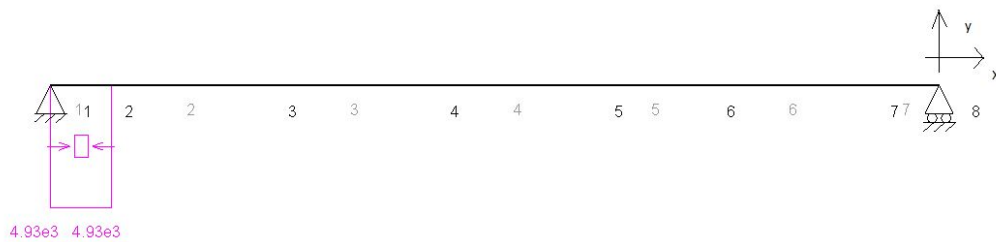


Figura 65: Esfuerzos Axiales en el eje de salida en 1º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

1º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

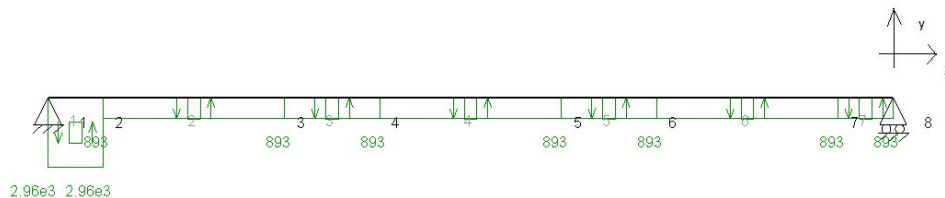


Figura 66: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XY.

## Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

1º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

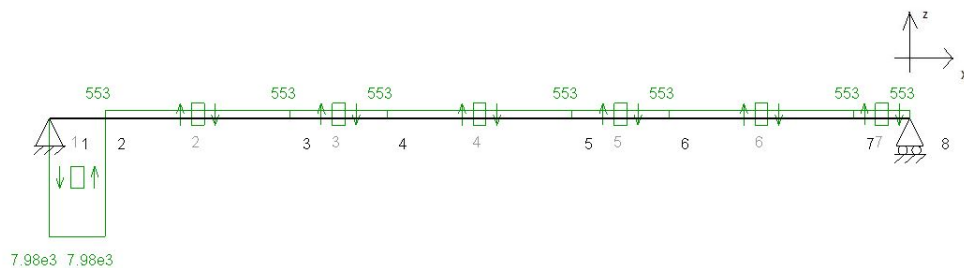


Figura 67: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

1º Marcha. Output.

Momentos flectores

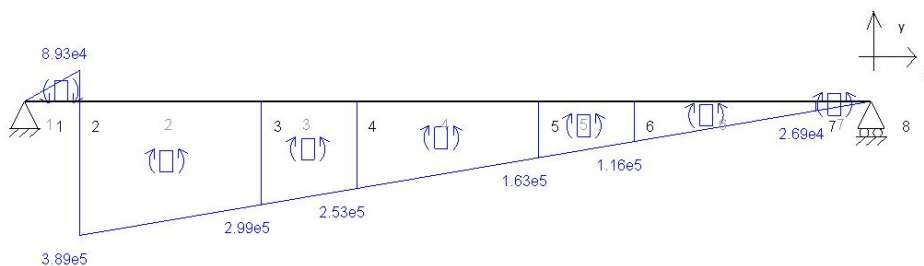


Figura 68: Momento Flector en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

1º Marcha. Output.

Momentos flectores

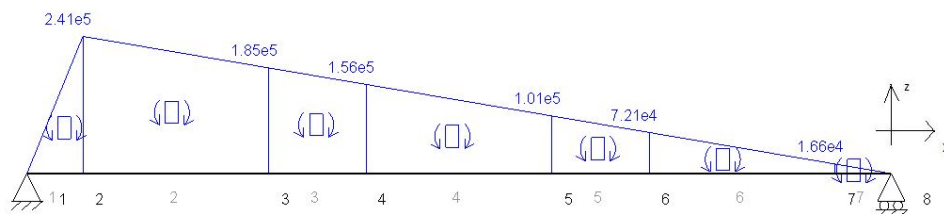


Figura 69: Momento Flector en el eje de salida en 1º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

1º Marcha. Output.

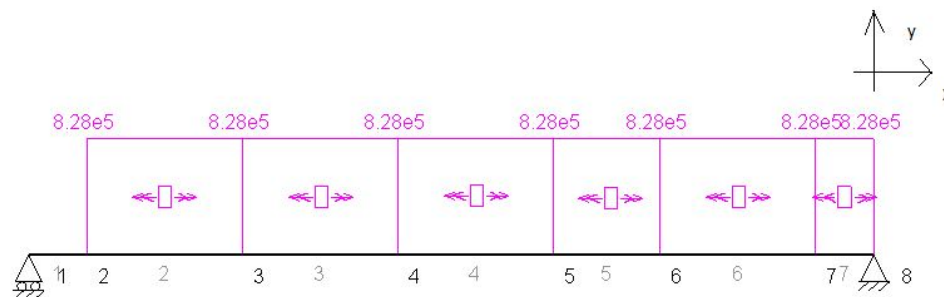


Figura 70: Momentos Torsores en el eje de salida en 1º Marcha.

### F.3.3. 2º Marcha, eje de entrada.

#### Esfuerzos Axiales.

2º Marcha. Input.

Esfuerzos axiales

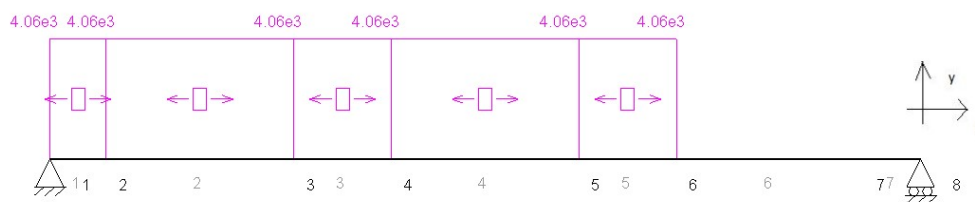


Figura 71: Esfuerzos Axiales en el eje de entrada en 2º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

2º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

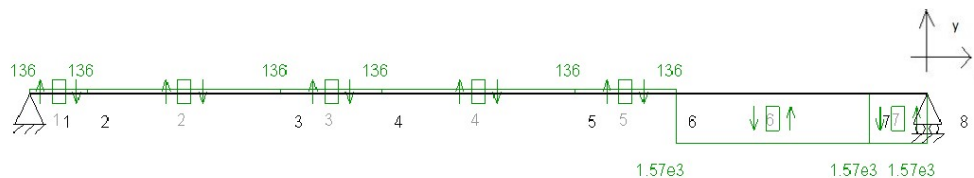


Figura 72: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XY.

## Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

2º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

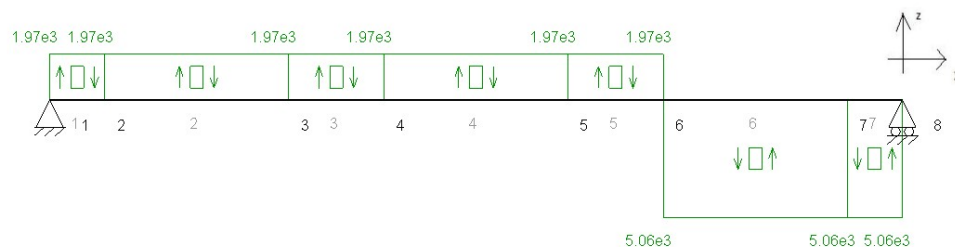


Figura 73: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

2º Marcha. Input.

Momentos flectores

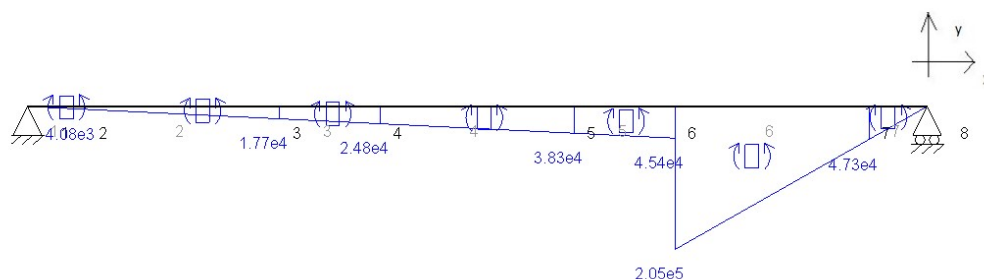


Figura 74: Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

2º Marcha. Input.

Momentos flectores

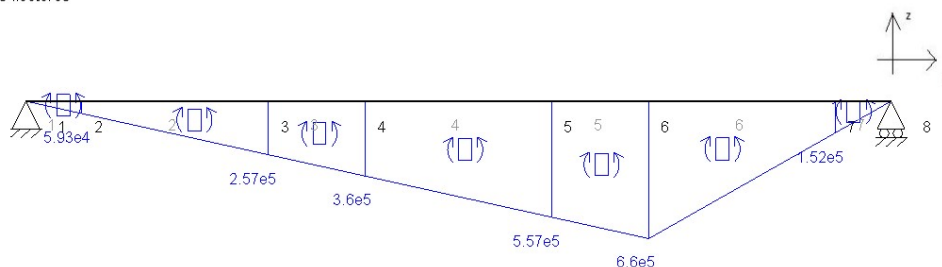


Figura 75: Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

2º Marcha. Input.

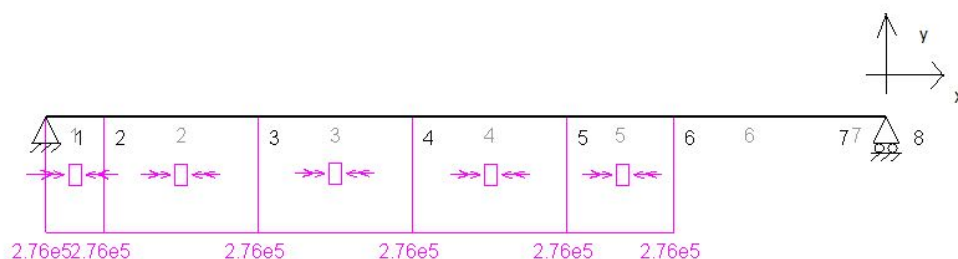


Figura 76: Momentos Torsores en el eje de entrada en 2º Marcha.

## F.3.4. 2º Marcha, eje de salida.

### Esfuerzos Axiales.

2º Marcha. Output.

Esfuerzos axiales

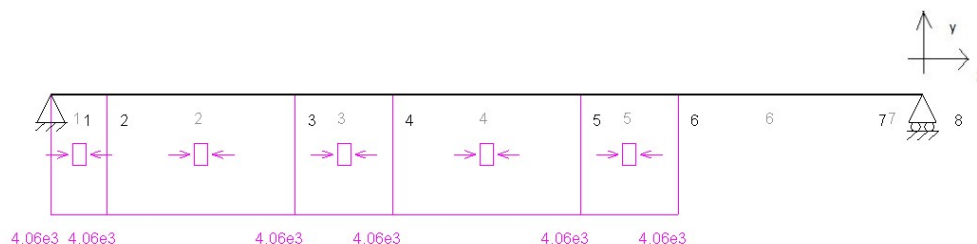


Figura 77: Esfuerzos Axiales en el eje de salida en 2º Marcha.

### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

2º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

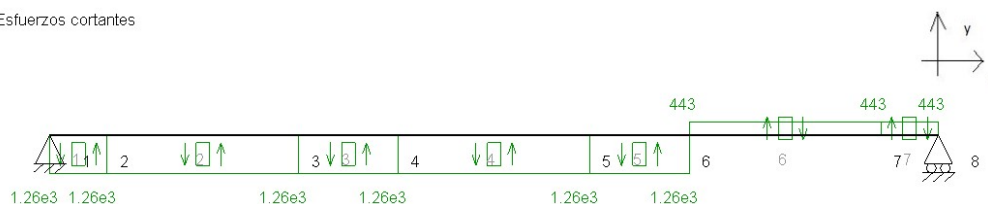


Figura 78: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 2º Marcha. Plano XY.

## Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

2º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

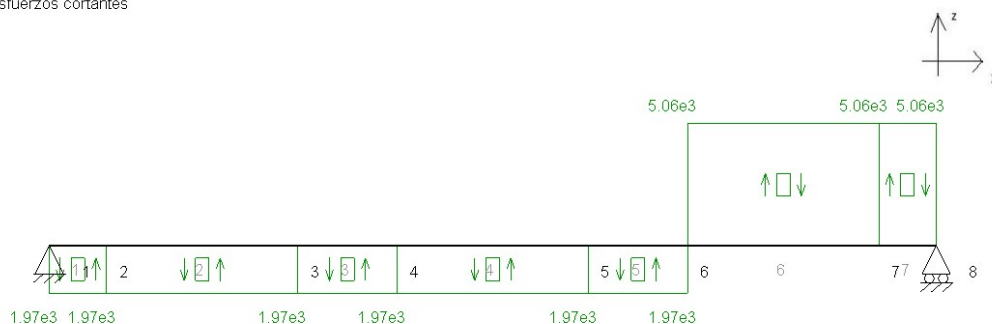


Figura 79: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 2º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

2º Marcha. Output.

Momentos flectores

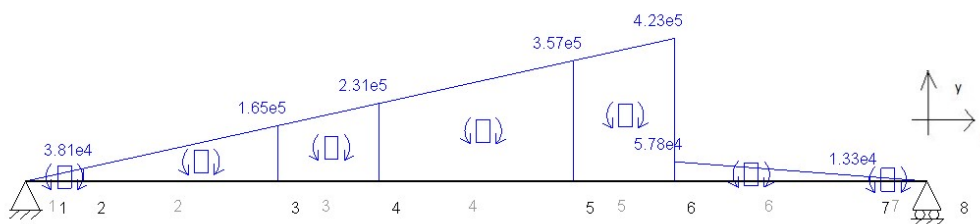


Figura 80: Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

2º Marcha. Output.

Momentos flectores

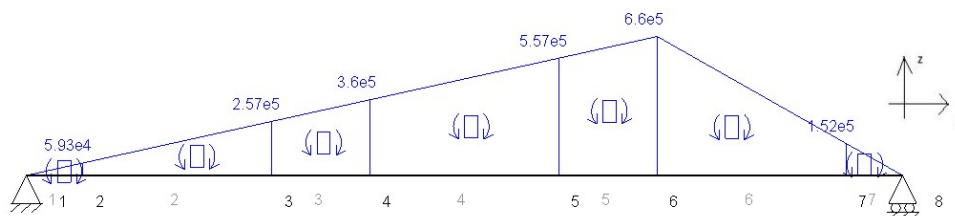


Figura 81: Momento Flector en el eje de entrada en 2º Marcha. Plano XZ.



## Momentos Torsores.

2º Marcha. Output.

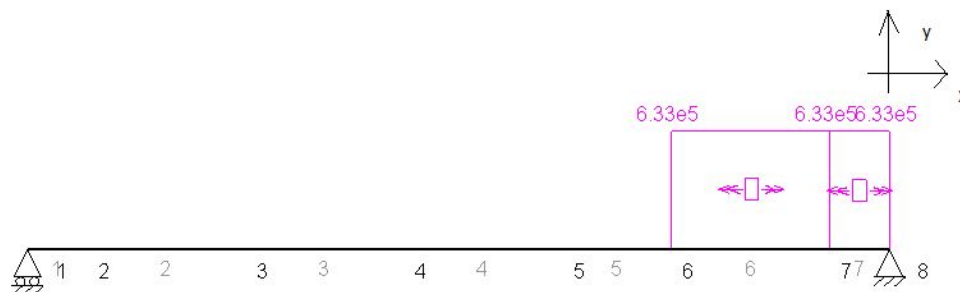


Figura 82: Momentos Torsores en el eje de salida en 2º Marcha.

### F.3.5. 3º Marcha, eje de entrada.

#### Esfuerzos Axiales.

3º Marcha. Input.

Esfuerzos axiales

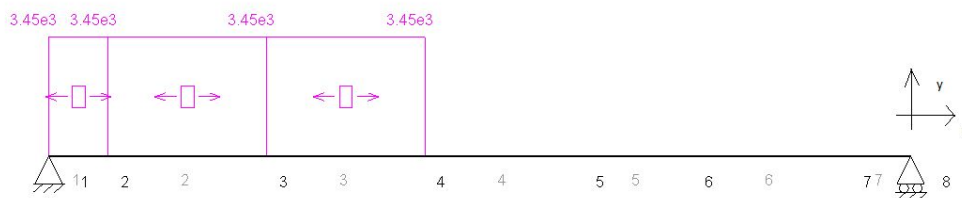


Figura 83: Esfuerzos Axiales en el eje de entrada en 3º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

3º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

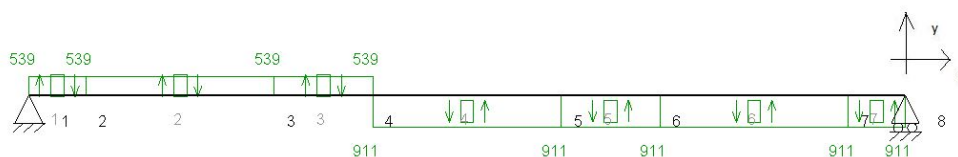


Figura 84: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XY

## Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

3º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

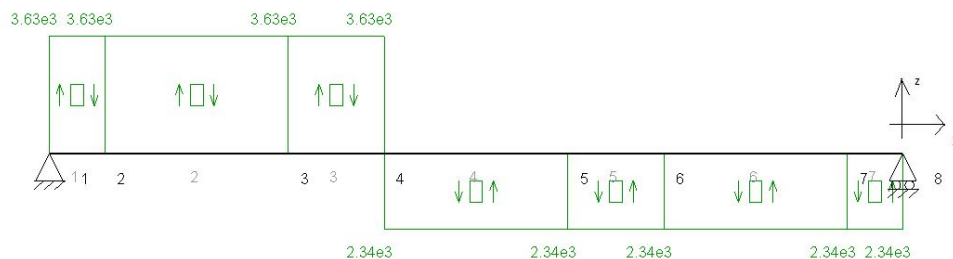


Figura 85: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XZ

## Momentos Flectores en plano XY.

3º Marcha. Input.

Momentos flectores

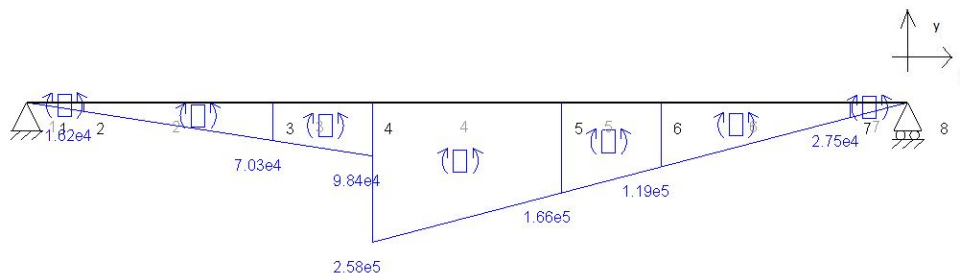


Figura 86: Momentos Flectores en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XY

## Momentos Flectores en plano XZ.

3º Marcha. Input.

Momentos flectores

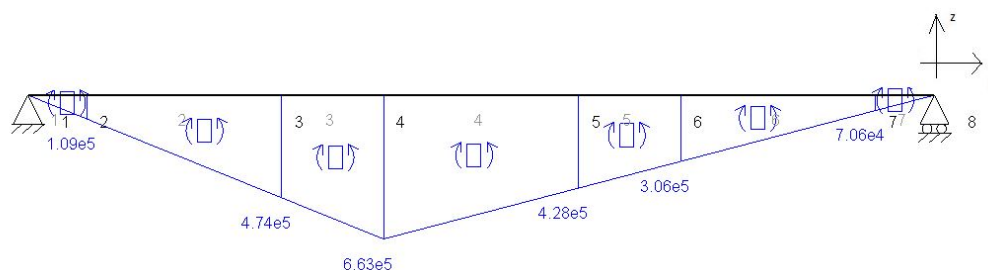


Figura 87: Momentos Flectores en el eje de entrada en 3º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

3º Marcha. Input.

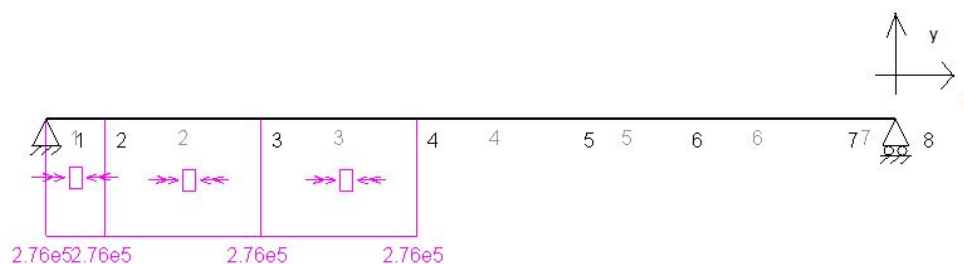


Figura 88: Momentos Torsores en el eje de entrada en 3º Marcha.

## F.3.6. 3º Marcha, eje de salida.

### Esfuerzos Axiales.

3º Marcha. Output.

Esfuerzos axiales

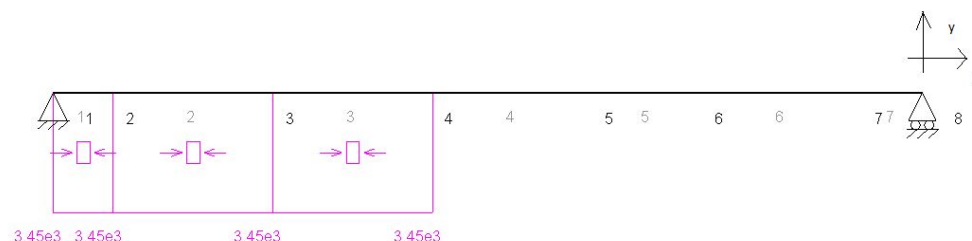


Figura 89: Esfuerzos Axiales en el eje de salida en 3º Marcha.

## Esfuerzos Cortantes en plano XY.

3º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

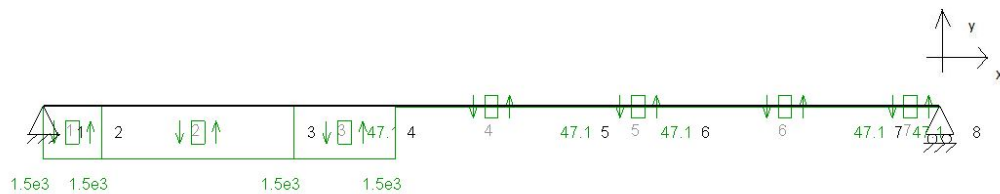


Figura 90: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XY.

## Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

3º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

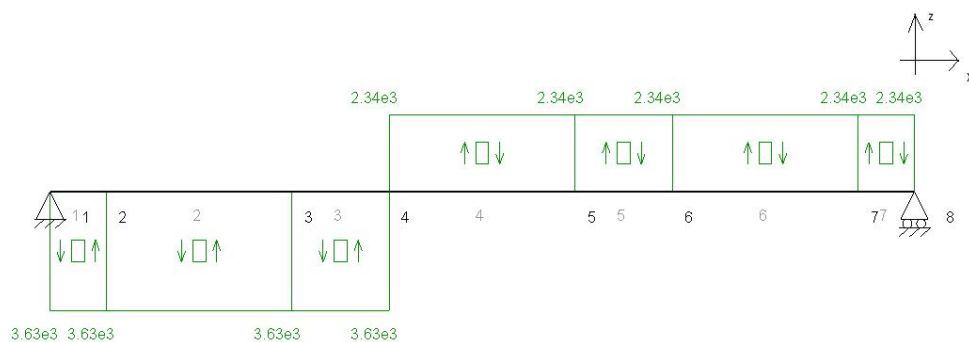


Figura 91: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

3º Marcha. Output.

Momentos flectores

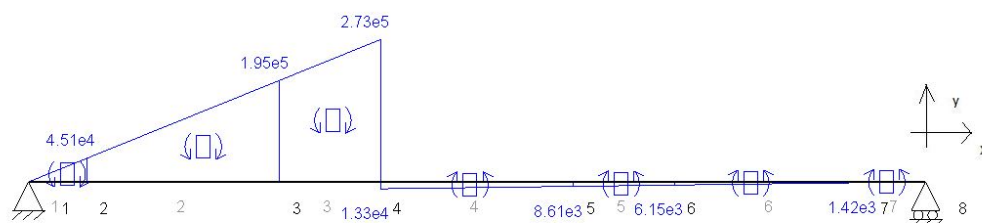


Figura 92: Momentos Flectores en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

3º Marcha. Output.

Momentos flectores

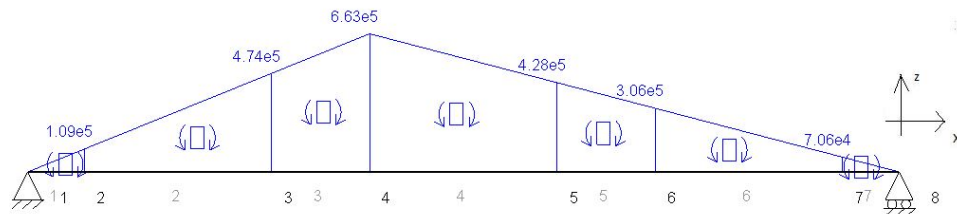


Figura 93: Momentos Flectores en el eje de salida en 3º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

3º Marcha. Output.

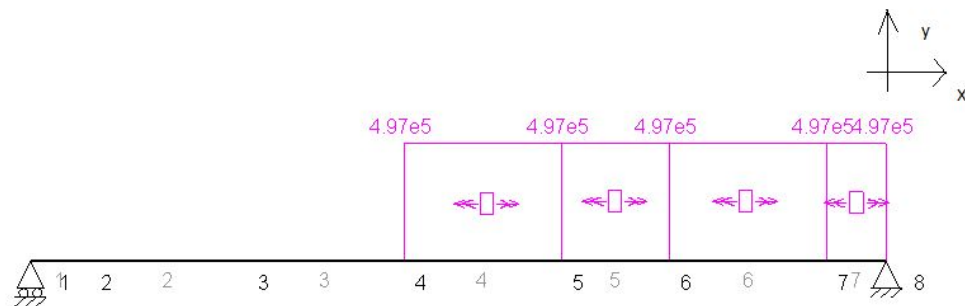


Figura 94: Momentos Torsores en el eje de salida en 3º Marcha.

### F.3.7. 4º Marcha, eje de entrada.

#### Esfuerzos Axiales.

4º Marcha. Input.

Esfuerzos axiales

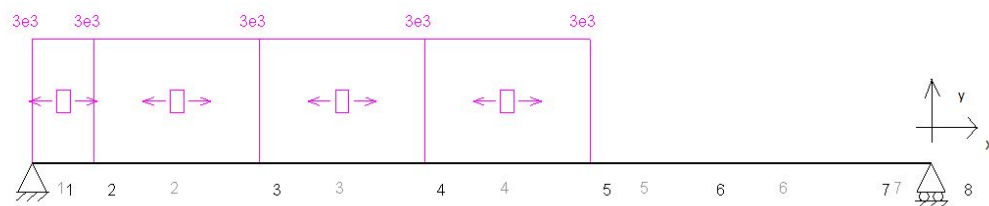


Figura 95: Esfuerzos Axiales en el eje de entrada en 4º Marcha.

## Esfuerzos Cortantes en plano XY.

4º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

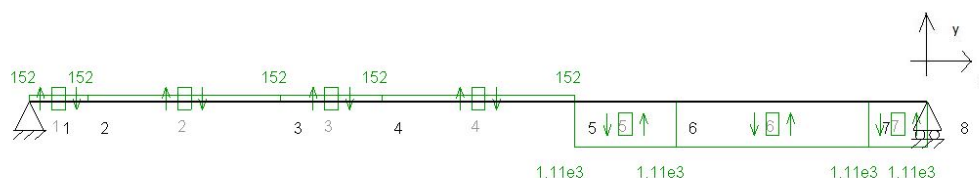


Figura 96: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XY.

## Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

4º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

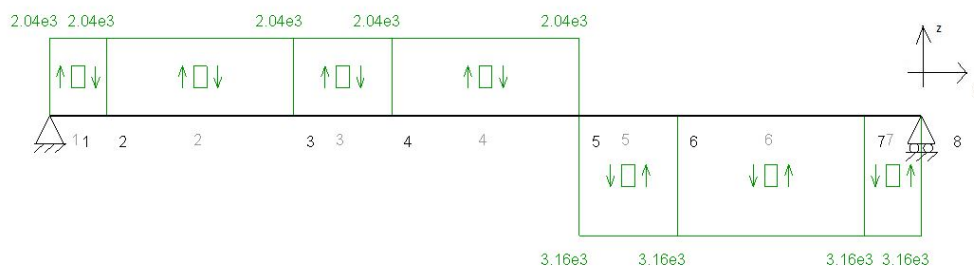


Figura 97: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

4º Marcha. Input.

Momentos flectores

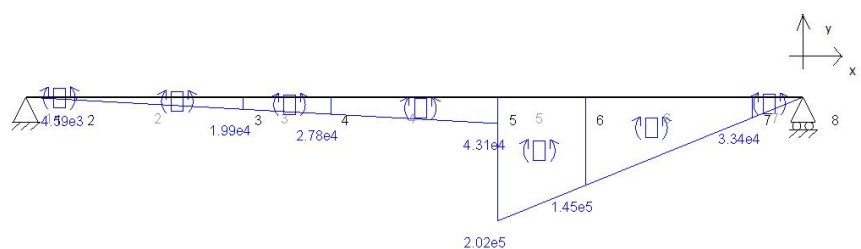


Figura 98: Momentos Flectores en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

4º Marcha. Input.

Momentos flectores

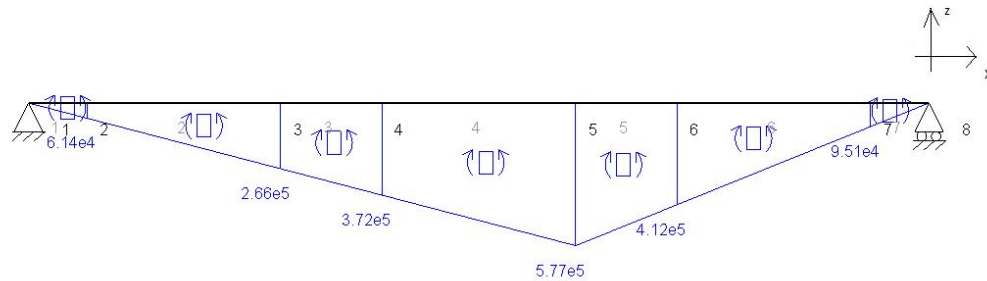


Figura 99: Momentos Flectores en el eje de entrada en 4º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

4º Marcha. Input.

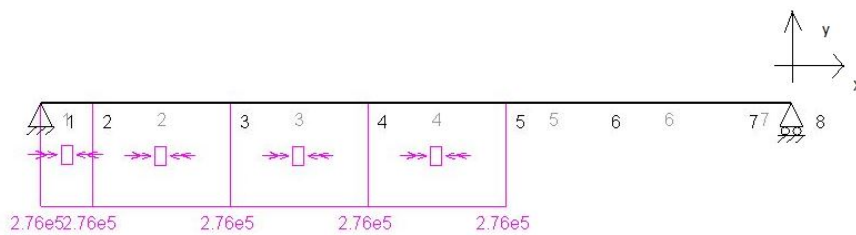


Figura 100: Momentos Torsores en el eje de entrada en 4º Marcha.

### F.3.8. 4º Marcha, eje de salida.

#### Esfuerzos Axiales.

4º Marcha. Output.

Esfuerzos axiales

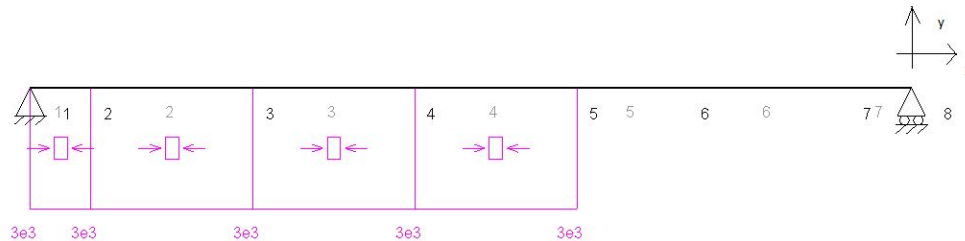


Figura 101: Esfuerzos Axiales en el eje de salida en 4º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

4º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

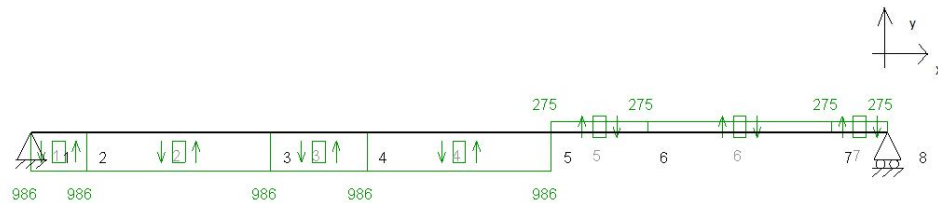


Figura 102: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XY.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

4º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

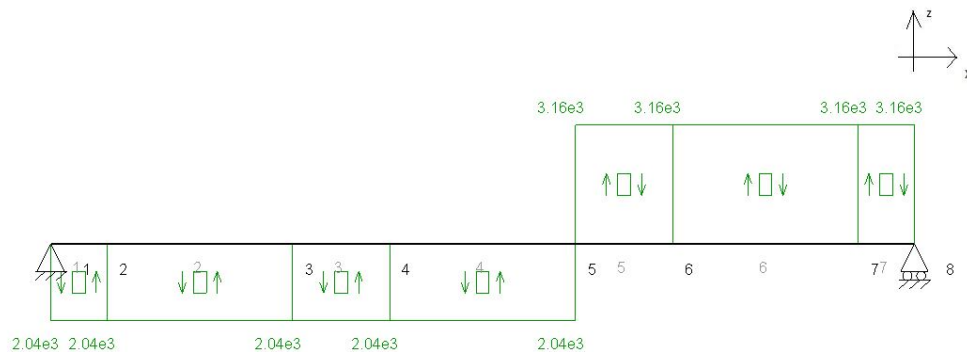


Figura 103: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XZ.



## Momentos Flectores en plano XY.

4º Marcha. Output.

Momentos flectores

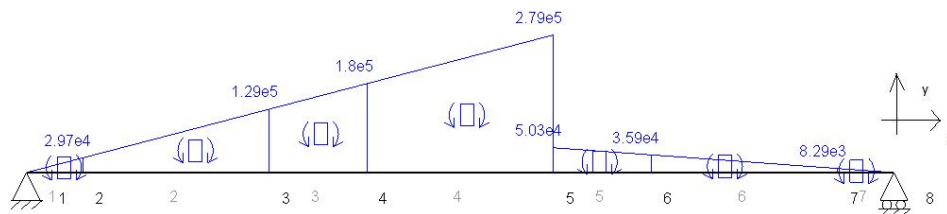


Figura 104: Momentos Flectores en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

4º Marcha. Output.

Momentos flectores

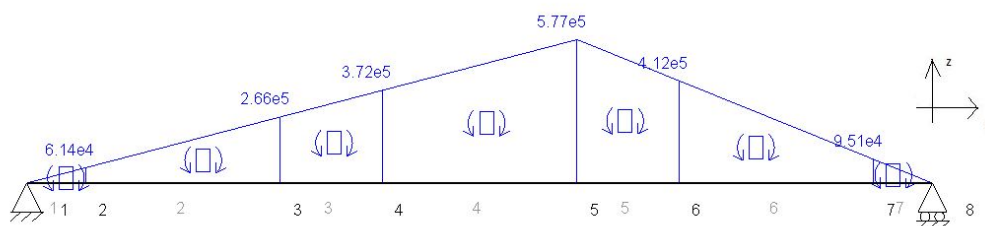


Figura 105: Momentos Flectores en el eje de salida en 4º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

4º Marcha. Output.

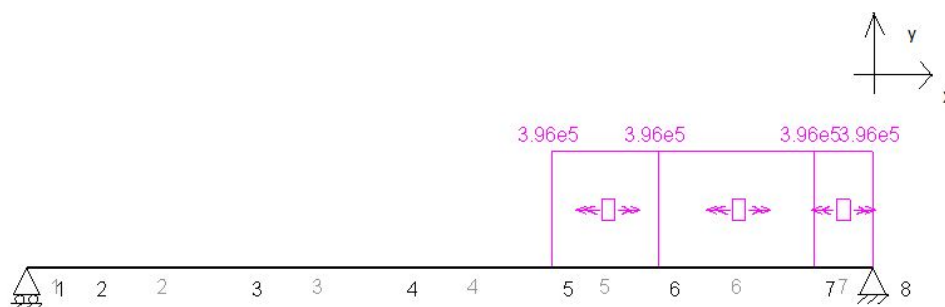


Figura 106: Momentos Torsores en el eje de salida en 4º Marcha.

### F.3.9. 5º Marcha, eje de entrada.

#### Esfuerzos Axiales.

5º Marcha. Input.

Esfuerzos axiales

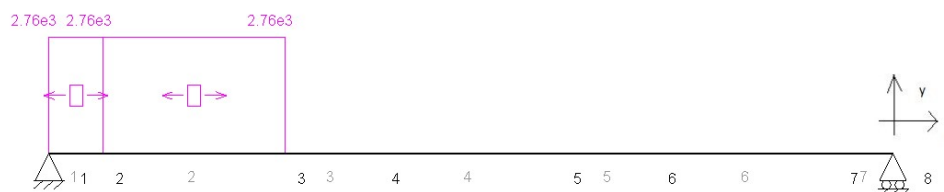


Figura 107: Esfuerzos Axiales en el eje de entrada en 5º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

5º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

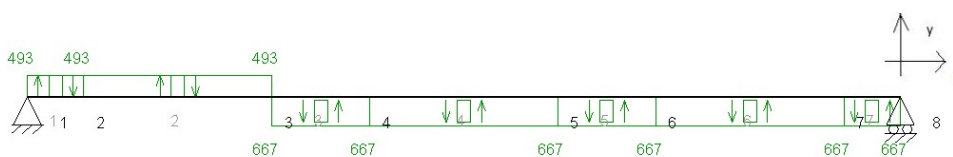


Figura 108: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XY.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

5º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

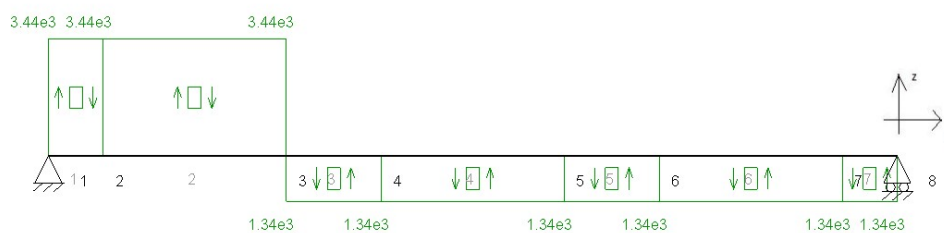


Figura 109: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

5º Marcha. Input.

Momentos flectores

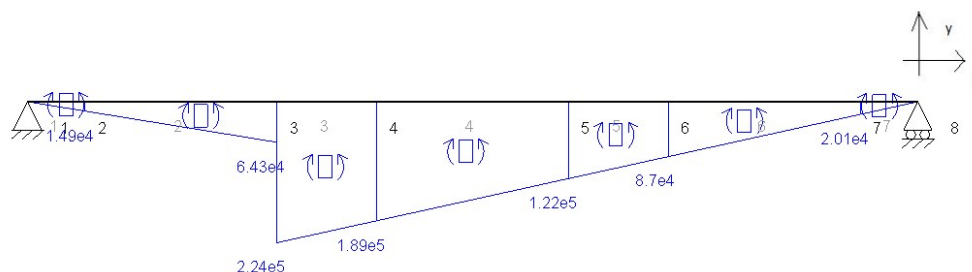


Figura 110: Momentos Flectores en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

5º Marcha. Input.

Momentos flectores

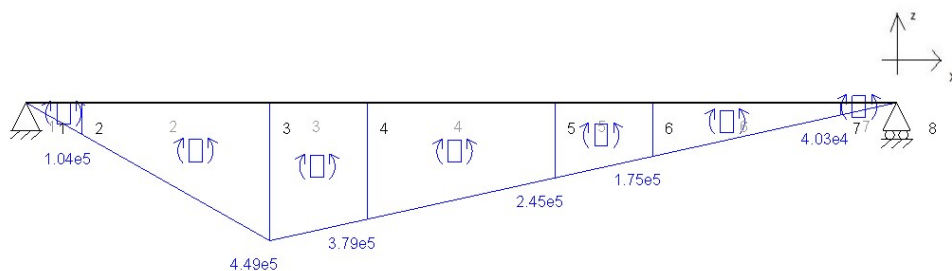


Figura 111: Momentos Flectores en el eje de entrada en 5º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

5º Marcha. Input.

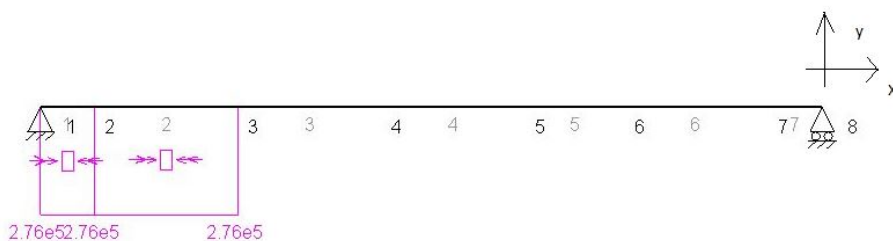


Figura 112: Momentos Torsores en el eje de entrada en 5º Marcha.

### F.3.10. 5º Marcha, eje de salida.

#### Esfuerzos Axiales.

5º Marcha. Output.

Esfuerzos axiales

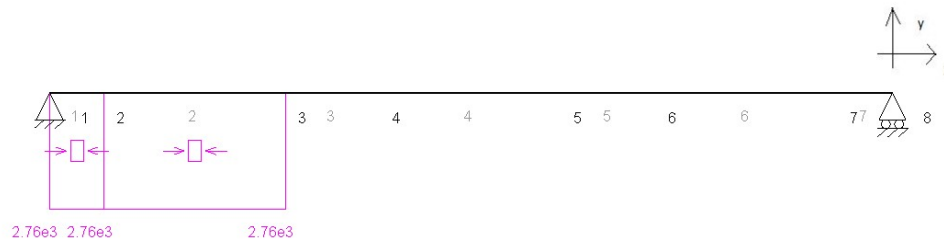


Figura 113: Esfuerzos Axiales en el eje de salida en 5º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

5º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

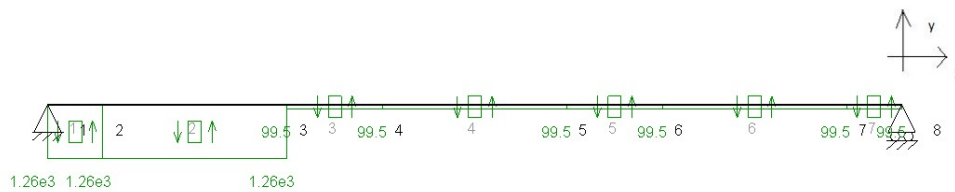


Figura 114: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XY.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

5º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

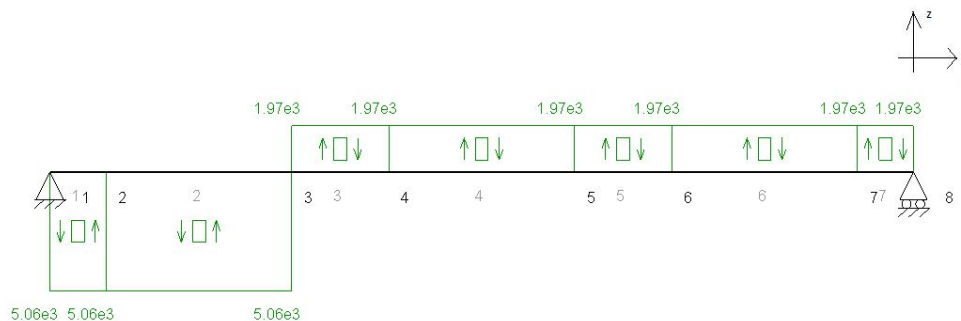


Figura 115: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

5º Marcha. Output.

Momentos flectores

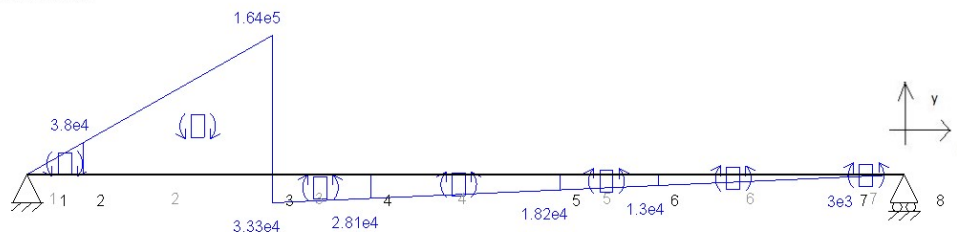


Figura 116: Momentos Flectores en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

5º Marcha. Output.

Momentos flectores

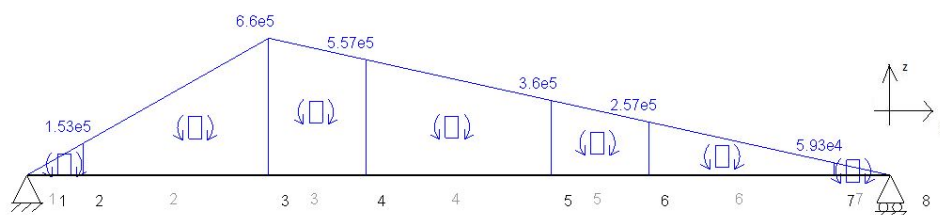


Figura 117: Momentos Flectores en el eje de salida en 5º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

5º Marcha. Output.

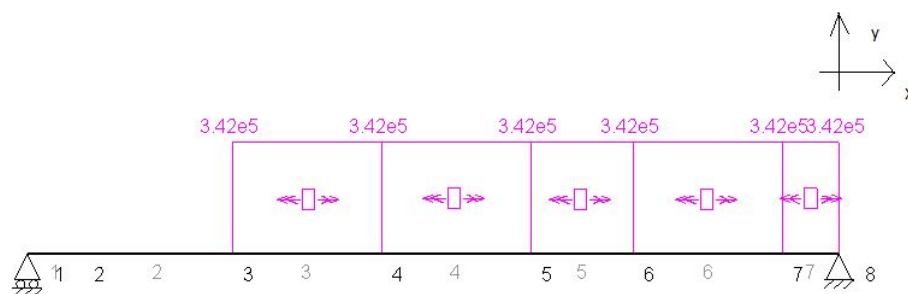


Figura 118: Momentos Torsores en el eje de salida en 5º Marcha.

### F.3.11. 6º Marcha, eje de entrada.

#### Esfuerzos Axiales.

6º Marcha. Input.

Esfuerzos axiales

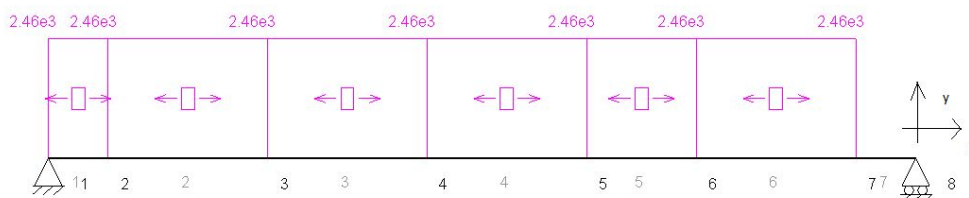


Figura 119: Esfuerzos Axiales en el eje de entrada en 6º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

6º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

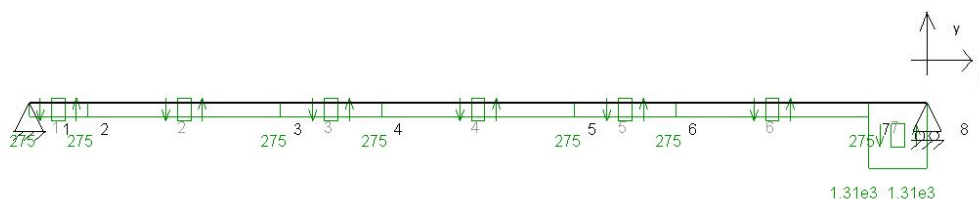


Figura 120: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XY.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

6º Marcha. Input.

Esfuerzos cortantes

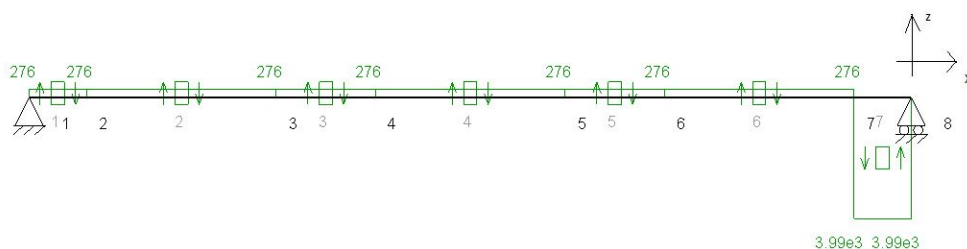


Figura 121: Esfuerzos Cortantes en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Flectores en plano XY.

6º Marcha. Input.

Momentos flectores

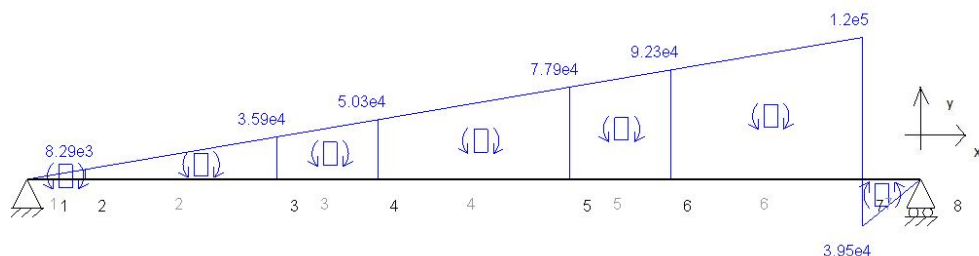


Figura 122: Momentos flectores en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

6º Marcha. Input.

Momentos flectores

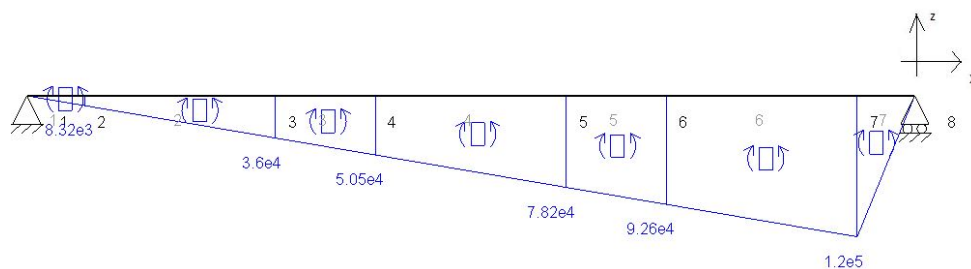


Figura 123: Momentos flectores en el eje de entrada en 6º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

6º Marcha. Input.

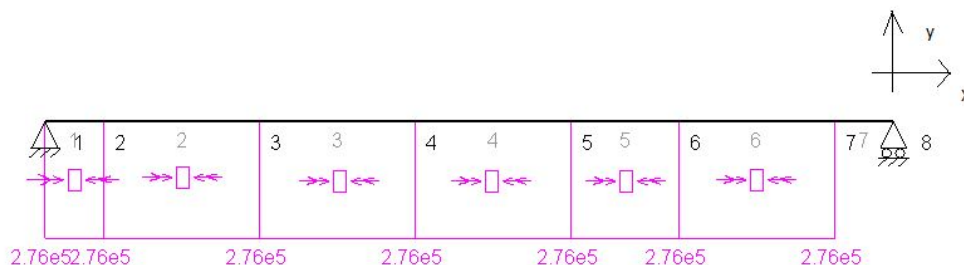


Figura 124: Momentos Torsores en el eje de entrada en 6º Marcha.

### F.3.12. 6º Marcha, eje de salida.

#### Esfuerzos Axiales.

6º Marcha. Output.

Esfuerzos axiales

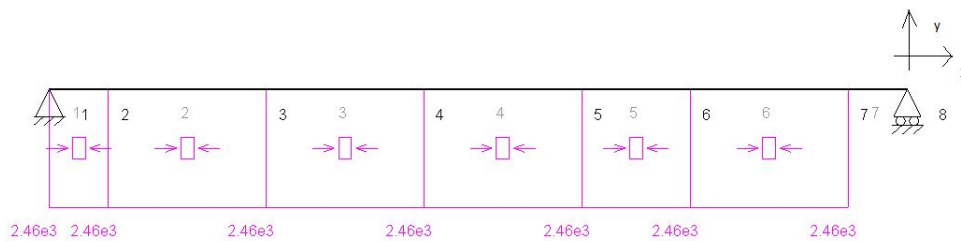


Figura 125: Esfuerzos Axiales en el eje de salida en 6º Marcha.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XY.

6º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

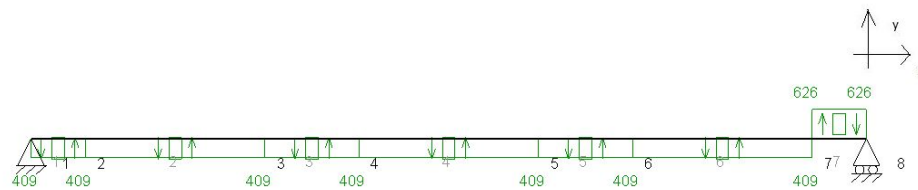


Figura 126: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XY.

#### Esfuerzos Cortantes en plano XZ.

6º Marcha. Output.

Esfuerzos cortantes

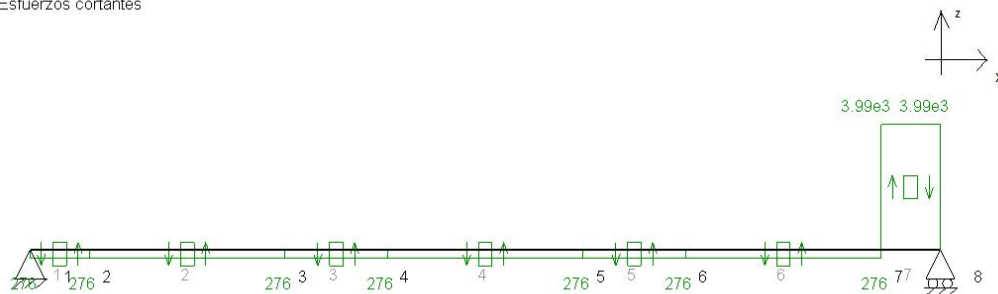


Figura 127: Esfuerzos Cortantes en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XZ.



## Momentos Flectores en plano XY.

6º Marcha. Output.

Momentos flectores

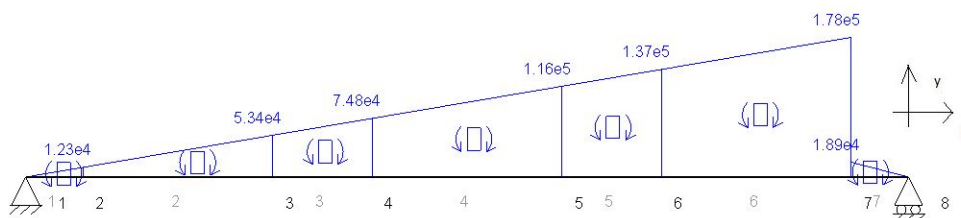


Figura 128: Momentos Flectores en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XY.

## Momentos Flectores en plano XZ.

6º Marcha. Output.

Momentos flectores

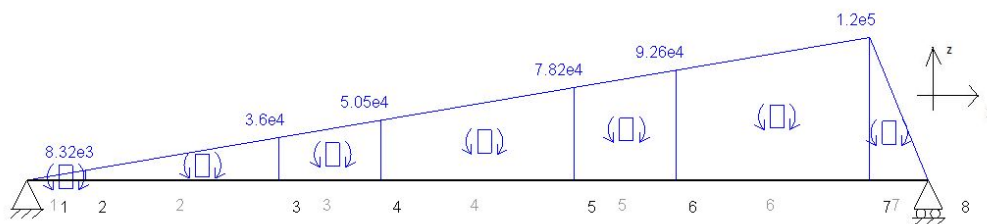


Figura 129: Momentos Flectores en el eje de salida en 6º Marcha. Plano XZ.

## Momentos Torsores.

6º Marcha. Output.

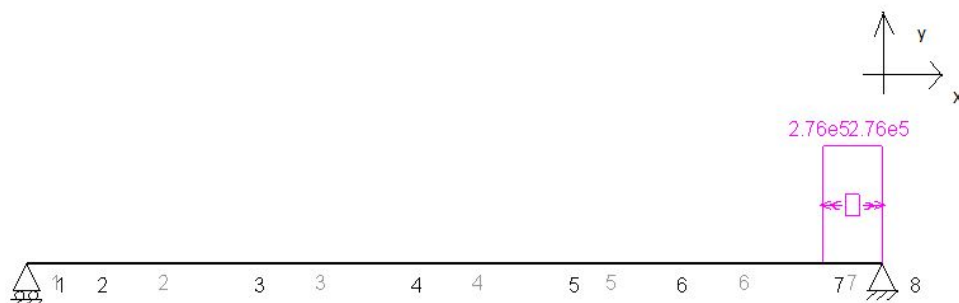


Figura 130: Momentos Torsores en el eje de salida en 6º Marcha.

#### F.4. Cálculo resistente de los ejes.

Una vez obtenida la distribución de tensiones en los ejes, es fácil ver que el punto más desfavorable será el de unión con el engranaje, por lo que se calculará con la hipótesis de cortante máximo en ese punto, el coeficiente de seguridad que tendrá el eje en función del diámetro y el material seleccionados. Los datos extraídos de MEFI se presentan en las siguientes tablas, se indican con un - los esfuerzos por la izquierda, y con + los de la derecha:

Eje	Engranaje	Axil -	Axil +	Cortante XY +	Cortante XZ -	Cortante XZ +
1	1	4930	0	1600	476	7980
2	2	4930	0	2960	893	7980
1	3	4060	0	136	1570	1670
2	4	4060	0	1260	443	1970
1	5	3450	0	539	911	3630
2	6	3450	0	1500	47	3630
1	7	3000	0	152	1110	2040
2	8	3000	0	986	275	2040
1	9	2760	0	493	667	3440
2	10	2760	0	1260	100	5060
1	11	2460	0	275	1310	276
2	12	2460	0	409	626	276

Tabla 78: Solicitaciones en el eje a partir de MEFI. 1º Parte.

Eje	Engranaje	Flector XY -	Flector XY +	Flector XZ +	Torsor -	Torsor +
1	1	48100	207000	241000	241000	276000
2	2	89300	389000	241000	241000	0
1	3	45400	205000	660000	660000	276000
2	4	423000	192000	66000	66000	0
1	5	98400	258000	663000	663000	276000
2	6	273000	13300	663000	663000	0
1	7	43100	202000	577000	577000	276000
2	8	279000	50300	577000	577000	0
1	9	64300	224000	449000	449000	276000
2	10	164000	33300	660000	660000	0
1	11	120000	39500	120000	120000	276000
2	12	178000	18900	120000	120000	0

Tabla 79: Solicitaciones en el eje a partir de MEFI. 2º Parte.

De la caja original se obtiene que el diámetro del eje de entrada original es de 1 pulgada, es decir, de 25,4 mm. Sin embargo, para facilitar el trabajo de selección de las diferentes piezas normalizadas unidas al mismo, además de para soportar los esfuerzos y pasar las comprobaciones, los ejes serán de 40 mm de diámetro. Este diámetro supone una primera aproximación, con los cálculos posteriores, además de tener en cuenta el montaje de los mismos, se determinan los diámetros finales.

Conocidos los esfuerzos y el diámetro, el proceso de cálculo según la teoría de cortante máximo será el siguiente:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (31)$$

### Cálculo de $\sigma_x$

$$\sigma_x = \sigma_{x,axial} + \sigma_{x,flector} \quad (32)$$

La tensión normal generada en el eje es causada por axiles y momentos. Hay que tener en cuenta que en este caso hay flexión en dos ejes, provocada por las fuerzas contenidas en el plano XY, y las fuerzas contenidas en el eje XZ, por lo que se calculará un momento flector resultante:

$$\sigma_{x,axial} = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot D^3}$$

$$\sigma_{x,flector} = \frac{M_{f,resultante}}{I_z} y_{max}$$

Siendo:

1. A el área de la sección del eje.
2.  $M_{f,resultante}$  el momento resultante calculado así:  $M_{f,resultante} = \sqrt{M_{f,xy}^2 + M_{f,xz}^2}$ .
3.  $W_z$  el momento resistente calculado:  $W_z = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{\pi \cdot R_e^4/4}{D/2} = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$ .

Sustituyendo estas dos ecuaciones en (32), se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{f,resultante}}{\pi \cdot D^3} + \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot D^2} \quad (33)$$

Operando para cada engranaje:

Eje	Engranaje	$\sigma_{x,a}^-$	$\sigma_{x,a}^+$	$\sigma_{x,f}^-$	$\sigma_{x,f}^+$	$\sigma_x^-$	$\sigma_x^+$
1	1	3,92	0,00	39,11	50,56	43,04	50,56
1	3	3,23	0,00	105,29	109,99	108,52	109,99
1	5	2,75	0,00	106,68	113,23	109,42	113,23
1	7	2,39	0,00	92,09	97,30	94,48	97,30
1	9	2,20	0,00	72,19	79,86	74,39	79,86
1	11	1,96	0,00	27,01	20,11	28,97	20,11

Tabla 80: Cálculo en el eje de entrada de  $\sigma_x$ .

Eje	Engranaje	$\sigma_{x,a}^-$	$\sigma_{x,a}^+$	$\sigma_{x,f}^-$	$\sigma_{x,f}^+$	$\sigma_x^-$	$\sigma_x^+$
2	2	3,92	0,00	40,90	72,83	44,83	72,83
2	4	3,23	0,00	68,14	32,31	71,37	32,31
2	6	2,75	0,00	114,12	105,54	116,86	105,54
2	8	2,39	0,00	102,00	92,18	104,39	92,18
2	10	2,20	0,00	108,24	105,18	110,43	105,18
2	12	1,96	0,00	34,17	19,33	36,12	19,33

Tabla 81: Cálculo en el eje de salida de  $\sigma_x$ .

### Cálculo de $\tau_{xy}$

La tensión cortante vendrá provocada por el momento torsor responsable de la transmisión de par y potencia. Su cálculo se realizará de la siguiente manera:

$$\tau_{xy} = \frac{M_{torsor}}{I_0} y_{max} = \frac{M_{torsor}}{W_0} = \frac{16 \cdot M_{torsor}}{\pi \cdot D^3} \quad (34)$$

Siendo:

1.  $M_{torsor}$  el momento generado por las fuerzas tangenciales.
2.  $W_0$  el momento resistente polar, calculado como:  $W_0 = \frac{I_0}{y_{max}} = \frac{2 \cdot I_y}{y_{max}} = \frac{\pi \cdot D^3}{16}$ .
3.  $y_{max}$  la altura máxima de la sección:  $y_{max} = \frac{D}{2}$ .

Eje	Engranaje	$\tau_{xy}^-$	$\tau_{xy}^+$
1	1	21,96	0,00
1	3	21,96	0,00
1	5	21,96	0,00
1	7	21,96	0,00
1	9	21,96	0,00
1	11	21,96	0,00

Tabla 82: Cálculo en el eje de entrada de  $\tau_{xy}$ .

Eje	Engranaje	$\tau_{xy}^-$	$\tau_{xy}^+$
2	2	0,00	65,89
2	4	0,00	50,39
2	6	0,00	39,53
2	8	0,00	31,51
2	10	0,00	27,23
2	12	0,00	21,96

Tabla 83: Cálculo en el eje de salida de  $\tau_{xy}$ .

#### F.4.1. Cálculo de tensión de fluencia.

Se obtendrá la tensión cortante máxima,  $\tau_{max}$ , y junto al material elegido, se comprobará el coeficiente de seguridad al cálculo estático.

$$\tau_{max,admissible} = \frac{\sigma_{fluenciamaterial}}{2C_s} \quad (35)$$

Calculando con la ecuación (31) se obtiene, en primer lugar, la tensión cortante máxima en ambos ejes:

Eje	Engranaje	$\tau_{max}^-$	$\tau_{max}^+$
1	1	30,75	25,28
1	3	58,54	55,00
1	5	58,95	56,61
1	7	52,09	48,65
1	9	43,19	39,93
1	11	26,31	10,05

Tabla 84: Cálculo en el eje de entrada de  $\tau_{max}$ .

Eje	Engranaje	$\tau_{max}^-$	$\tau_{max}^+$
2	2	22,41	75,28
2	4	35,68	52,91
2	6	58,43	65,94
2	8	52,20	55,83
2	10	55,22	59,22
2	12	18,06	24,00

Tabla 85: Cálculo en el eje de salida de  $\tau_{max}$ .

Y teniendo en cuenta el material elegido para ambos ejes que se expone a continuación, se calculan los coeficientes de seguridad:

Ejes	
Material	Acero 42CrMo4
$R_m$ [MPa]	1100,00
$\sigma_f$ [MPa]	720,00
Dureza [HRC]	56,00

Tabla 86: Material escogido.

Sustituyendo en (35):

Eje	Engranaje	$C_s^-$	$C_s^+$
1	1	11,71	14,24
1	3	6,15	6,55
1	5	6,11	6,36
1	7	6,91	7,40
1	9	8,33	9,02
1	11	13,68	35,81

Tabla 87: Cálculo en el eje de entrada del  $C_s$ .

Eje	Engranaje	$C_s^-$	$C_s^+$
2	2	16,06	4,78
2	4	10,09	6,80
2	6	6,16	5,46
2	8	6,90	6,45
2	10	6,52	6,08
2	12	19,93	15,00

Tabla 88: Cálculo en el eje de salida del  $C_s$ .

Estos valores son altos pero necesarios, ya que lo que condiciona el diseño de estos ejes realmente es el cálculo a fatiga de los mismos, que se realiza a continuación.

### F.5. Comprobación a fatiga de ejes.

Realizar la comprobación a fatiga de estos elementos es complicado, ya que sería necesario conocer el tiempo que se permanece en cada marcha, y el  $n^o$  de ciclos que suceden. Un criterio podría ser asemejar al  $n^o$  de ciclos de los engranajes calculados anteriormente, sin embargo, los valores de estos se dan en millones de ciclos, por lo que se deberá comprobar los ejes a vida infinita.

Se parte del material de los ejes:

Ejes	
Material	Acero 42CrMo4
$R_m$ [MPa]	1100,00
$\sigma_f$ [MPa]	720,00
Dureza [HRC]	56,00

Tabla 89: Material escogido.

Hay que tener en cuenta las solicitaciones y consideraciones a las que se impondrán los ejes:

1. Como solicitaciones aparecen Momento Flector, Momento Torsor y Axil.
2. Los ejes serán mecanizados.
3. La temperatura de trabajo se da alrededor de 80 a 100 °C.

En primer lugar, es necesario conocer los valores de tensión de la curva S-N asociado al componente a estudiar debido a que para el coeficiente de seguridad del eje es necesario el conocer el limite a fatiga del material.

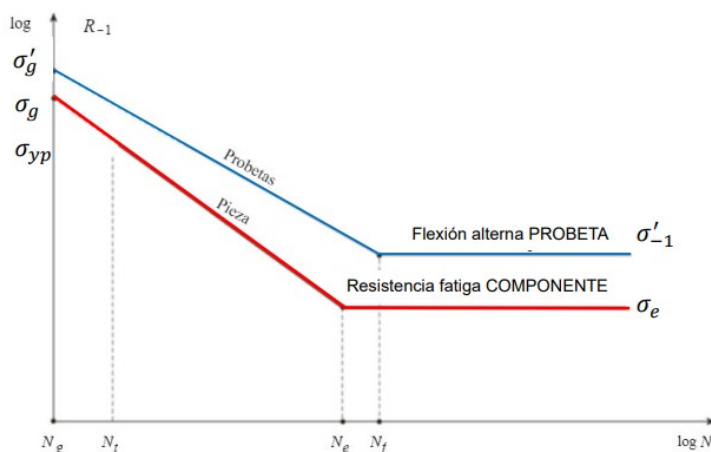


Figura 131: Curva S-N asociada al componente.

Para conocer dichos valores se parte de la curva S-N generalizada para el acero especificado, correspondiendo esta a la de una probeta con los siguientes valores:

$$\sigma'_g = 0,9 \cdot \sigma_{UT} = 0,9 \cdot 1100 = 990 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_{UT} = 0,5 \cdot 1100 = 550 \text{ MPa}$$

Siendo el subíndice ( $_g$ ) referido al valor a 1000 ciclos, y el subíndice ( $_{-1}$ ) referido a  $10^6$  ciclos. El apóstrofe (') indica que los valores se refieren a probeta, no a componente.

Como ambos ejes tienen el mismo material, no se hará distinción entre eje de entrada y salida a la hora de calcular estas curvas.

Conocidos los valores de la curva S-N generalizada del acero es necesario calcular dicha curva asociada al componente de estudio. Esta se obtiene aplicando la fórmula de Marin, con la cual, mediante los factores modificativos empíricamente obtenidos, se calcula la resistencia a fatiga asociada al componente a estudiar.

De los valores a continuación, el superíndice ( $^g$ ) es referido a la tensión a 1000 ciclos, mientras que el superíndice ( $^e$ ) se refiere a  $10^6$  ciclos.

### Método de fabricación:

Acabado Superficial	Factor a	Exponente b
Esmerilado	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	54,7	-0,718
Como sale de forja	272	-0,995

Figura 132: Factor modificativo asociado al acabado superficial.

$$C_s^g = 1$$

$$C_s^e = a \cdot \sigma_{UT}^b = 4,51 \cdot 1100^{-0,265} = 0,705$$

**Forma de trabajo:** Flexión rotativa y torsión. Ambos valores del factor modificativo para las respectivas formas de trabajo, a flexión y torsión, coinciden.

	FLEXIÓN	AXIAL	TORSIÓN ( $\tau$ )	TORSIÓN ( $\sigma_{Eqv}$ )
$C_t^g$	1	0,83	0,72	1
$C_t^e$	1	0,9	0,577	1

Figura 133: Factor modificativo asociado a la forma de trabajo.

$$C_t^g = 1$$

$$C_t^e = 1$$

**Dimensiones y geometría:** Para flexión rotativa.

$$C_d^g = 1$$

$$C_d^e = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 40^{-0,107} = 0,835$$



**Fiabilidad:** Se busca una fiabilidad de 99.99 %.

Fiabilidad Q(%)	Z	Factor de fiabilidad: $C_R^e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,968
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Figura 134: Factor modificativo asociado a la fiabilidad.

$$C_R^g = C_R^e = 0,702$$

**Tratamiento mecánico:** No especificado.

$$C_m^g = C_m^e = 1$$

**Choque:** No se producen choques en el funcionamiento.

$$C_k^g = C_k^e = 1$$

**Temperatura:** Condiciones de trabajo a temperatura cercana a los 100°C.

Temperatura °C	$C_T$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Figura 135: Factor modificativo asociado a la temperatura.

$$C_T^g = C_T^e = 1,020$$

**Soldadura:** No especificado.

$$C_w^g = C_w^e = 1$$

**Efectos varios:** No especificado.

$$C_v^g = C_v^e = 1$$

Coeficientes Modificativos		
Acabado Superficial	$C_s^g$	1
	$C_s^e$	0,705
Forma de Trabajo	$C_t^g$	1
	$C_t^e$	1
Dimensiones y geometría	$C_d^g$	1
	$C_d^e$	0,835
Fiabilidad	$C_R^g$	0,702
	$C_R^e$	0,702
Tratamientos Mecánicos	$C_m^g$	1
	$C_m^e$	1
Fretting	$C_f^g$	1
	$C_f^e$	1
Choque	$C_k^g$	1
	$C_k^e$	1
Temperatura	$C_T^g$	1,020
	$C_T^e$	1,020
Soldadura	$C_w^g$	1
	$C_w^e$	1
Efectos Varios	$C_v^g$	1
	$C_v^e$	1

Tabla 90: Coeficientes Modificativos para ambos ejes.

$$C_{mod}^g = \prod C_i^g = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,702 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,020 \cdot 1 \cdot 1 = 0,716$$

$$C_{mod}^e = \prod C_i^e = 0,705 \cdot 1 \cdot 0,835 \cdot 0,702 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,020 \cdot 1 \cdot 1 = 0,422$$

Conocidos los factores modificativos se calcularán los valores de las tensiones de la curva S-N correspondientes al componente.

$$\sigma_g = C_{mod}^g \cdot \sigma'_g = 0,716 \cdot 990 = 708,88 MPa$$

$$\sigma_e = C_{mod}^e \cdot \sigma'_{-1} = 0,422 \cdot 550 = 232,01 MPa$$

Además de los valores de curva S-N es necesario tener en cuenta los concentradores de tensiones que puede tener el componente. Estos concentradores serán provocados por los chaveteros de unión entre eje y engranaje. Teniendo en cuenta estos chaveteros, se podrá obtener el concentrador de tensiones reducido a fatiga,  $K_f$ .

Tipo de chavetero	Concentrador de tensiones reducido $\rightarrow K_f$		Concentrador de tensiones reducido $\rightarrow K_f$	
	Recocido, dureza < 200HB		Endurecido, dureza > 200HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patín	1.3	1.3	1.6	1.6

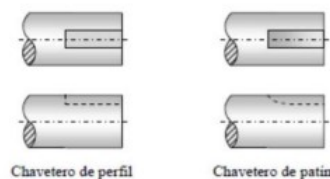


Figura 136: Concentrador de tensiones reducido a fatiga provocado por chaveteros.

$$K_{f,flexion} = 2; K_{f,torsion} = 1,6$$

Conocidos los valores de la resistencia a fatiga del componente y el concentrador de tensiones reducido a fatiga, se realiza el cálculo mediante la siguiente expresión del diámetro que deberá tener el eje para obtener vida infinita:

$$CS = \frac{d^3 \cdot \sigma_{yp} \cdot \pi}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot K_{f,flexion} \cdot M_{flector}\right)^2 + 0,75 \cdot (M_{torsor})^2}} \quad (36)$$

Siendo:

1.  $d$ , el diámetro del eje, en este caso 40 mm.
2.  $CS$ , el coeficiente de seguridad a vida infinita.
3.  $\sigma_{yp}$ , la tensión de fluencia del material.
4.  $\sigma_e$ , la tensión en la curva S-N para  $N = 10^6$  ciclos.
5.  $K_{f,flexion}$ , el concentrador de tensiones reducido a fatiga a flexión.
6.  $M_{flector}$  y  $M_{torsor}$ , los momentos flectores y torsores en cada punto.

Se sustituirá en la ecuación (36) con valores para cada engranaje, tanto por la izquierda como por la derecha, ya que los esfuerzos no son iguales. Se debe tener en cuenta que no todos los engranajes

están unidos al eje, teniendo chavetas los engranajes 3, 6, 8, 9 y 11. Para los demás engranajes, el concentrador de tensiones reducido a fatiga será igual a 1, al igual que para el engranaje 1, que ha sido mecanizado sobre el eje de diámetro 38 mm.

Engranaje	D [mm]	CS-	CS+
1	38	4,853	3,934
3	40	1,100	1,055
5	42	2,501	2,372
7	40	2,497	2,385
9	42	1,854	1,682
11	40	4,188	5,770
2	40	5,672	2,844
4	40	3,405	5,416
6	40	1,017	1,093
8	40	1,137	1,253
10	40	2,144	2,183
12	38	5,822	8,689

Tabla 91: Coeficientes de seguridad a vida infinita.

Al ser todos los valores mayores que 1, se puede afirmar que el diseño realizado permite vida infinita en ambos ejes.

## G. Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos se deben tener en cuenta las reacciones que experimentan los apoyos de los ejes para cada marcha. El rodamiento seleccionado deberá soportar el mayor esfuerzo de todos los dados. Se supondrá que los apoyos izquierdos, tanto en el eje de entrada como en el de salida, soportarán los esfuerzos axiales:

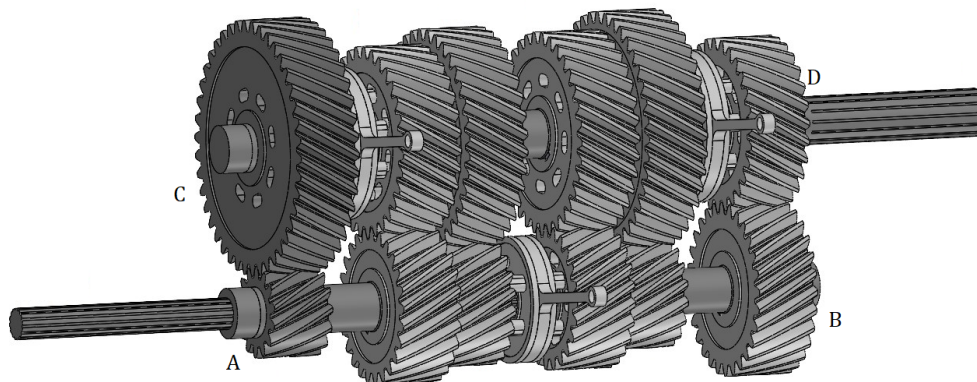


Figura 137: Posición de los rodamientos en el modelo.

Se obtienen a partir del programa MEFI las reacciones en los apoyos.

	Marcha	Apoyo Izquierdo			Apoyo Derecho		
		$R_x$ [N]	$R_y$ XY [N]	$R_y$ XZ [N]	$R_x$ [N]	$R_y$ XY [N]	$R_y$ XZ [N]
INPUT	1º	-4928,60	1595,10	7984,00	0,00	476,31	552,58
	2º	-4058,00	135,50	1968,80	0,00	1570,30	5061,30
	3º	-3450,00	538,85	3631,10	0,00	911,10	2344,40
	4º	-3000,00	152,41	2038,50	0,00	1108,40	3157,60
	5º	-2760,00	492,85	3441,60	0,00	667,11	1338,90
	6º	-2464,30	-275,21	276,20	0,00	1310,90	3992,10
OUTPUT	1º	4928,60	-2964,00	-7984,00	0,00	892,63	-552,58
	2º	4058,00	-1262,80	-1968,80	0,00	-443,00	-5061,30
	3º	3450,00	-1497,10	-3631,10	0,00	47,14	-2344,40
	4º	3000,00	-985,67	-2038,50	0,00	-275,16	-3157,60
	5º	2760,00	-1259,40	-5061,10	0,00	99,48	-1969,00
	6º	2464,30	-409,25	-276,20	0,00	-626,43	-3992,10

Tabla 92: Reacciones en apoyos para cada marcha.

Hay que tener en cuenta que en el eje Y hay fuerzas en dos planos distintos, por lo que se debe calcular la resultante:

$$R_{equivalente} = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{xz}^2}$$

	Marcha	Apoyo izquierdo		Apoyo Derecho	
		$R_{axial}$ [N]	$R_{radial}$ [N]	$R_{axial}$ [N]	$R_{radial}$ XZ [N]
INPUT	1º	-4928,60	8141,78	0,00	729,53
	2º	-4058,00	1973,46	0,00	5299,30
	3º	-3450,00	3670,86	0,00	2515,22
	4º	-3000,00	2044,19	0,00	3346,49
	5º	-2760,00	3476,71	0,00	1495,89
	6º	-2464,30	389,91	0,00	4201,82
OUTPUT	1º	4928,60	8516,43	0,00	1049,83
	2º	4058,00	2338,98	0,00	5080,65
	3º	3450,00	3927,62	0,00	2344,87
	4º	3000,00	2264,29	0,00	3169,57
	5º	2760,00	5215,44	0,00	1971,51
	6º	2464,30	493,73	0,00	4040,95

Tabla 93: Reacciones en apoyos resultantes.

Una vez calculadas las resultantes, axiales y radiales, se deberán buscar las mayores sollicitaciones, obteniendo 4 parejas de valores con los que seleccionaremos los 4 rodamientos necesarios:

		Apoyo Izquierdo	Apoyo Derecho
INPUT	$R_{axial,max}$ [N]	-4928,60	0,00
	$R_{radial,max}$ [N]	8141,78	5299,30
OUTPUT	$R_{axial,max}$ [N]	4928,60	0,00
	$R_{radial,max}$ [N]	8516,43	5080,65

Tabla 94: Reacciones en apoyos máximas.

Para el cálculo se partirá del nº de ciclos que se espera que soporten los rodamientos. En este caso, se igualará la vida de los rodamientos a la del engranaje de mayor sollicitación en el eje de entrada y el eje de salida, siendo este la pareja que componen la 1º marcha:

$L_{input}$ (Millones)	1300,89
$L_{Output}$ (Millones)	433,63

Tabla 95: Millones de ciclos de duración para los rodamientos.

Conocida la duración en millones de ciclos, se procede con la siguiente expresión:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (37)$$

siendo:

1. L, duración en millones de vueltas.
2. C, capacidad de carga en kN.

3.  $P$ , la carga equivalente del rodamiento en kN.
4.  $a = 3$ , para rodamientos rígidos de bolas, y  $a = 10/3$ , para rodamientos de rodillos y cónicos.

El objetivo será obtener la capacidad de carga del rodamiento, con la que se podrá entrar en el catálogo y seleccionar un rodamiento. Antes de esto, se deberá determinar la carga dinámicamente equivalente,  $P$ , una carga imaginaria que produzca el mismo efecto que la combinación de cargas radiales y axiales que debe soportar el rodamiento:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (38)$$

Siendo:

1.  $P$ , la carga equivalente.
2.  $F_r$ , la carga radial constante.
3.  $F_a$ , la carga axial constante.
4.  $X$ , el coeficiente radial del rodamiento.
5.  $Y$ , el coeficiente axial del rodamiento.

Las páginas usadas en la selección de los rodamientos se adjuntan en el Anexo J

## G.1. Apoyo A

Debido a las cargas que debe soportar y la magnitud de la carga axial,  $R_{Axial} = -4928,60N$  y  $R_{Radial} = 8141,78N$ .

se ha decidido montar un rodamiento de rodillos cilíndricos.

Iterando según el catálogo, se asignan valores a  $X$  y a  $Y$ , y se elige el rodamiento que soporte la capacidad de carga que se exige para un diámetro interior de 40 mm:

RODAMIENTO A rodillos cónicos				
				KN
X	0,4	P[N]	11635,33	11,64
Y	1,7	C[N]	100011,70	100,01

Tabla 96: Carga sobre el apoyo A.

Según el catalogo de NSK, se escogerá un **rodamiento de rodillos cónicos HR 33208J**, con una capacidad de carga  $C_r = 107kN$ .

## G.2. Apoyo B

En este caso, el rodamiento B solo deberá soportar carga radial,  $R_{Axial} = 0,00$  y  $R_{Radial} = 5299,30N$ , por lo que se ha decidido colocar un rodamiento de rodillos cilíndricos. En este caso el valor de carga equivalente será igual al valor de carga radial y diámetro interior de 40 mm.

RODAMIENTO B rodillos cilíndricos				
				KN
X	1	P[N]	5299,30	5,30
Y	0	C[N]	45550,24	45,55

Tabla 97: Carga sobre el apoyo B.

Se escogerá un **rodamiento de rodillos cilíndricos NU 208EW**, con una capacidad de carga  $C_r = 55,5kN$ .

## G.3. Apoyo C

Para el apoyo C, se volverá a necesitar un rodamiento de rodillos cónicos, las solicitaciones a las que se le exige son  $R_{Axial} = 4928,60N$  y  $R_{Radial} = 8516,43N$ . El diámetro interior será de 40 mm.

RODAMIENTO C rodillos cónicos				
				KN
X	0,4	P[N]	11785,19	11,79
Y	1,7	C[N]	72857,17	72,86

Tabla 98: Carga sobre el apoyo C.

El rodamiento de rodillos cónicos escogido será el **HR 33108J**, con una capacidad de carga  $C_r = 78,5kN$ .



#### G.4. Apoyo D

Por último, el rodamiento para el apoyo D será un rodamiento de rodillos cilíndricos, ya que solo se impone sollicitación radial y es de bajo valor,  $R_{Axial} = 0,00$  y  $R_{Radial} = 5080,65N$ , pero el diámetro interior necesario implica que no se encuentre rodamiento rígido de bolas que soporte la carga. En este último caso, el diámetro interior deberá ser de 35 mm, permitiendo así el montaje de los engranajes.

RODAMIENTO D rígido bolas				
				KN
X	1	P[N]	5080,65	5,08
Y	0	C[N]	38455,54	38,46

Tabla 99: Carga sobre el apoyo D.

El rodamiento rígido de bolas escogido será el **NU 207 EW**, con una capacidad de carga  $C_r = 50,5kN$ .

## H. Selección y comprobación de chavetas.

### H.1. Selección de chavetas.

Para la selección se parte del diámetro del eje en el que se colocarán. Se entra en el catálogo con este diámetro y se obtiene las medidas necesarias.

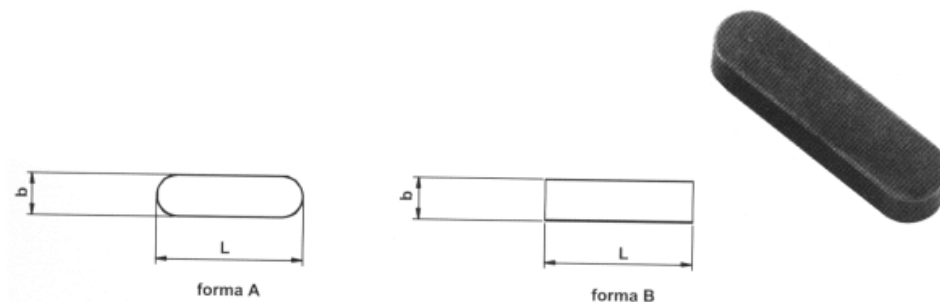
Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero										
		Sección		Dim. nom. <b>b</b>	Largo						Profundidad				
		Dimen normal <b>b x h</b>	Toleran sobre <b>b<sup>h9</sup></b>		Tolerancia sobre <b>b</b>						Eje		Cubo		
					Por eje			Por cubo			t1		t2		
Diámetro eje <b>d</b>					H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.	
De	6	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2	1		
Hasta	8														
Más de	8	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020	±0,012	-0,031	1,8	1,4		
hasta	10														
Más de	10	4x4	0	0	4	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	2,5	1,8	+0,1	
Hasta	12														
Más de	12	5x5	-0,030	-0,030	5	0	-0,030	-0,042	+0,030	±0,015	-0,042	3	2,3		
Hasta	17														
Más de	17	6x6	0	0	6	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	3,5	3,5		
Hasta	22														
Más de	22	8x7	-0,036	0	8	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	5	3,3		
Hasta	30														
Más de	30	10x8	0	0	10	+0,043	0	-0,018	+0,120	±0,021	-0,018	5	3,3		
Hasta	38														
Más de	38	12x8	-0,043	-0,090	12	0	-0,043	-0,061	+0,050	±0,021	-0,061	5	3,3		
Hasta	44														
Más de	44	14x9	0	0	14	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	5,5	3,8		
Hasta	50														
Más de	50	16x10	-0,052	-0,110	16	0	-0,052	-0,074	+0,065	±0,026	-0,074	6	4,3		
Hasta	58														
Más de	58	18x11	0	0	18	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	7	4,4		
Hasta	60														
Más de	60	20x12	-0,052	-0,110	20	0	-0,052	-0,074	+0,065	±0,026	-0,074	7,5	4,9	+0,2	
Hasta	75														
Más de	75	22x14	0	0	22	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	9	5,4		
Hasta	85														
Más de	85	25x14	-0,052	-0,110	25	0	-0,052	-0,074	+0,065	±0,026	-0,074	9	5,4		
Hasta	95														
Más de	95	28x16	0	0	28	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	10	6,4		
Hasta	110														

Figura 138: Dimensiones fundamentales de chaveta y chavetero.

Tanto el eje de entrada como el de salida están en el intervalo de desde 38 mm hasta 44 mm.

Una vez obtenidos estos datos, se pueden obtener las longitudes que convengan:

## UNI 6604 – DIN 6885



b <sup>h9</sup> x h <sup>h11</sup>	L mm																				Chavetero		
																					t <sub>1</sub>	d+t <sub>2</sub>	
3 x 3	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			1,8	d+1,4	
4 x 4	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			2,5	d+1,8	
5 x 5	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	3	d+2,3
6 x 6	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	80	3,5	d+2,8
8 x 7	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	4	d+3,3
10 x 8	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	5	d+3,3
12 x 8	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	130	140	5	d+3,3
14 x 9	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150			5,5	d+3,8
16 x 10	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150					6	d+4,3
18 x 11	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160						7	d+4,4
20 x 12	50	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200					7,5	d+4,9
22 x 14	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
24 x 14	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
25 x 14	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
28 x 16	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300					10	d+6,4
32 x 18	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300	360						11	d+7,4
36 x 20	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300							12	d+8,4
40 x 22	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300							13	d+9,4
45 x 25	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300								15	d+10,4

Figura 139: Longitudes normalizadas de chavetas.

Por último, el catalogo indica que el material de las chavetas será el Acero AISI316:

		ASTM 316 propiedades mecánicas							
ASTM	AISI (UNS)	Resistencia a la tracción, (MPa) ≥	0.2% esfuerzo de fluencia, ≥ (MPa)	Elongación en 50 mm (% , ≥)	Reducción de área, %, ≥	Dureza Brinell (HBW) ≤	Dureza Rockwell (HRBW) ≤	Producto	Condiciones
ASTM A240/A240M	316 (S31600)	515	205	40	–	217	95	Plato, hoja y tira	–
ASTM A276A/276M		515	205	40	50	–	–	Barras y formas	Recocido, acabado en caliente
		620	310	30	40	–	–		Recocido, acabado en frío, Dia ≤ 12.7mm
		515	205	30	40	–	–		Recocido, acabado en frío, Dia > 12.7mm

Figura 140: Material de chavetas.

Se pueden resumir las medidas obtenidas en la siguiente tabla:

CHAVETA	
d [mm]	(38, 44]
h [mm]	8
b [mm]	12
L [mm]	50
t1 [mm]	5
t2 [mm]	3,3
Material	AISI 316

Tabla 100: Resumen de las medidas obtenidas para chaveta y chavetero.

Una vez seleccionadas las chavetas, se debe comprobar que son capaces de soportar los esfuerzos a los que se van a someter.

## H.2. Comprobación de chavetas.

Con la acción del momento torsor provocado por el motor, y la transmisión del mismo para vencer el momento resistente, que supone el avance del vehículo, se generan una serie de esfuerzos sobre las chavetas:

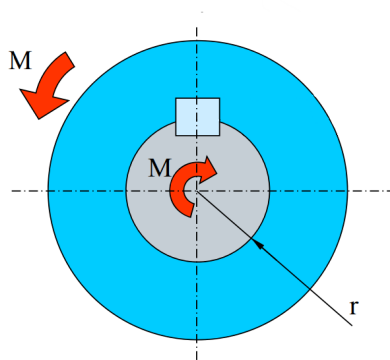


Figura 141: Esquema de fuerzas en chaveta.

Se puede calcular la fuerza aplicada sobre la chaveta:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{torsor}}{\frac{D_{eje}}{2}}$$

El criterio de fallo se analizará mediante la teoría de Cortante Máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2} \quad (39)$$

$$C_s = \frac{\sigma_{F,material}}{2 \cdot \tau_{max}} \quad (40)$$

Para el cálculo posterior se deben tener en cuenta los valores de tensiones de fluencia de los materiales implicados:

MATERIALES	$\Sigma_{adm}$ [MPa]
Chaveta	515
Eje input	720
Eje Output	720
Engranajes 1-6	310
Engranajes 7-12	380

Tabla 101: Tensiones admisibles de los materiales implicados.

### H.2.1. Fallo a cortadura.

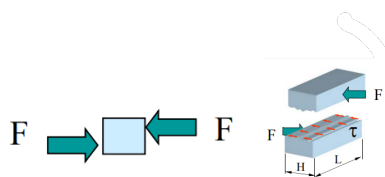


Figura 142: Rotura por cortadura de la claveta.

Ambos momentos generados, implican fuerzas tangenciales que la claveta debe soportar. Este tipo de fallo supone una rotura a lo largo de la misma. Se comprueba el fallo a cortadura de la siguiente forma:

$$\tau_c = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{l \cdot b} = \tau_{xy}$$

Mediante las ecuaciones (39) y (40), se puede obtener el coeficiente de seguridad a este tipo de fallo:

Engranaje	Momento torsor [N mm]	Fuerza Claveta [N]	Fallo a cortadura	
			$\tau_{max}$ [MPa]	$C_s$
3	276000,00	13800,00	23,00	11,20
6	496800,00	24840,00	41,40	6,22
8	396000,00	19800,00	33,00	7,80
9	276000,00	13800,00	23,00	11,20
11	276000,00	13800,00	23,00	11,20

Tabla 102: Coeficientes de seguridad al fallo por cortadura.

### H.2.2. Fallo a aplastamiento eje-claveta.

Se debe comprobar también que la presión aplicada sobre ambos materiales, eje y claveta, no supera la presión máxima que estos pueden soportar, produciendo el aplastamiento del material:

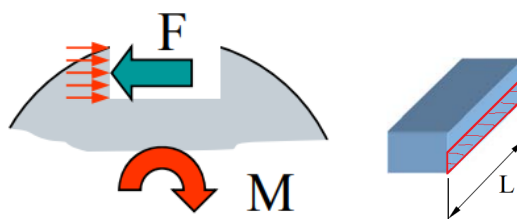


Figura 143: Fallo a aplastamiento Eje-Claveta.

$$\sigma_a = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot l}$$

Mediante las ecuaciones (39) y (40), se puede obtener el coeficiente de seguridad a este tipo de fallo. Es importante tener en cuenta que la tensión de fluencia para el cálculo será la del material menos resistente, en este caso la de la chaveta  $\sigma_F = 515 MPa$ .

Engranaje	Momento torsor [N mm]	Fuerza Chaveta [N]	Fallo a aplastamiento (Eje-Chaveta)	
			$\tau_{max}$ [MPa]	$C_s$
3	276000,00	13800,00	27,60	9,33
6	496800,00	24840,00	49,68	5,18
8	396000,00	19800,00	39,60	6,50
9	276000,00	13800,00	27,60	9,33
11	276000,00	13800,00	27,60	9,33

Tabla 103: Coeficientes de seguridad al fallo por aplastamiento entre chaveta y eje.

### H.2.3. Fallo a aplastamiento chaveta-engranaje.

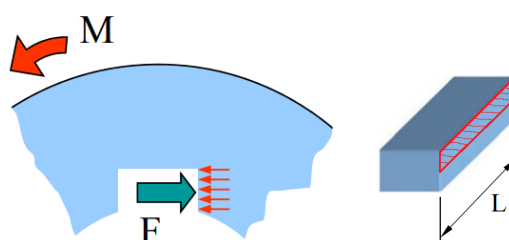


Figura 144: Fallo a aplastamiento Engranaje-Chaveta.

$$\sigma_a = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot l}$$

Mediante las ecuaciones (39) y (40), se puede obtener el coeficiente de seguridad a este tipo de fallo. Es importante tener en cuenta que la tensión de fluencia para el cálculo será la del material menos resistente, en este caso la de los engranajes  $\sigma_F = 310 MPa$  y  $\sigma_F = 380 MPa$  para engranajes, 3 y 6; y 8, 9 y 11 respectivamente.

Engranaje	Momento torsor [N mm]	Fuerza Chaveta [N]	Fallo a aplastamiento (Chaveta-Rodamiento)	
			$\tau_{max}$ [MPa]	$C_s$
3	276000,00	13800,00	46,00	3,37
6	496800,00	24840,00	82,80	1,87
8	396000,00	19800,00	66,00	2,88
9	276000,00	13800,00	46,00	4,13
11	276000,00	13800,00	46,00	4,13

Tabla 104: Coeficientes de seguridad al fallo por aplastamiento entre chaveta y engranaje.

## I. Funcionamiento de la caja.

A pesar de que se asemeja bastante al funcionamiento de una caja de cambios manual convencional, en este apartado se tratará de explicar el funcionamiento, las posiciones de los selectores de velocidad, y el camino que seguirá la potencia en cada marcha.

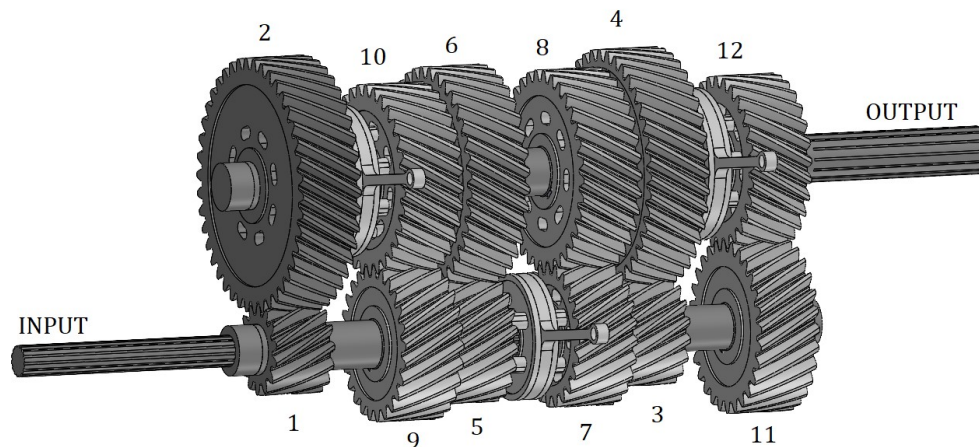


Figura 145: Modelo de la caja modificada.

El modelo de la caja de cambios estará compuesto por 2 ejes, 3 selectores con sus 3 pinzas, 6 chavetas, y 12 engranajes:

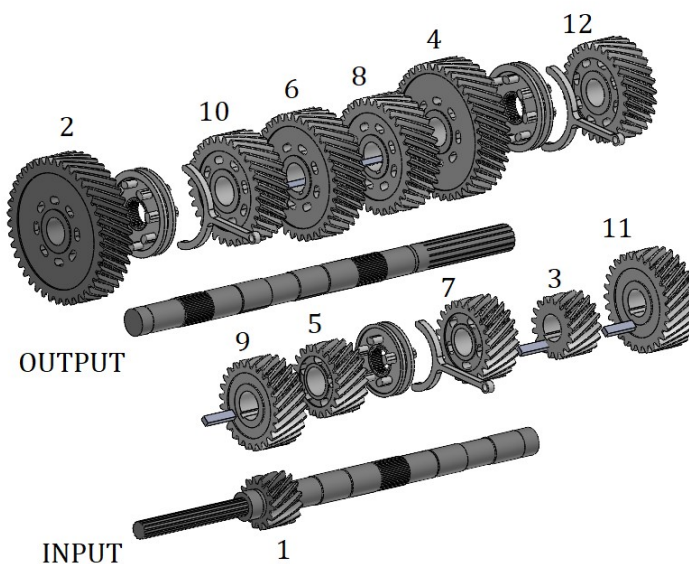


Figura 146: despiece de la caja modificada.

Esta caja de cambios carece de sincronizadores, en su lugar, los selectores poseen una serie de



embragues de empuje, encargados de comunicar el par entre la rueda y el eje, siguiendo la relación de transmisión que imponen la pareja de engranajes de cada marcha.

Para el cambio, se debe tener en cuenta que es mucho mas brusco que una caja convencional, por ello, como se ha expuesto ya, es poco viable para coches de calle conducidos a bajas velocidades. Cuando se solicita el cambio ya bien con una palanca o con levas, se debe producir un corte de inyección, cortando la potencia suministrada por el motor, ya bien por un mecanismo robotizado o por actuación del propio piloto.

Debido a la naturaleza de los engranajes, los dientes helicoidales, no se puede diseñar una caja de cambios en la que los engranajes deslicen para engranar las marchas, como se haría en una caja con engranajes de dientes rectos. Para engranajes helicoidales, la pareja de engranajes deberá permanecer siempre engranada, pero para que esto sea posible, dadas las diferentes relaciones de transmisión en cada marcha, uno de los dos engranajes girará solidario a su eje, mientras que el otro lo hará sobre un casquillo de rozamiento, lo que le permitirá llevar una velocidad angular distinta al eje sobre el que se apoya. Para engranar una marcha se utilizan los selectores, que están colocados junto a los engranajes que giran sobre casquillos, y giran solidarios con los ejes sobre los que están situados. Cuando un selector se desplaza, los embragues de empuje se anclan al engranaje y pasan a girar juntos, por lo que la potencia se transmite entre los ejes manteniendo la relación de transmisión de los engranajes seleccionados.

A continuación se expone las posiciones de cada selector en función de las marchas:

### I.1. 1º Marcha.

Para engranar primera marcha, el selector 2, se deberá desplazar hacia la izquierda, mientras que los otros dos permanecerán en el centro, sin unirse a ningún engranaje.

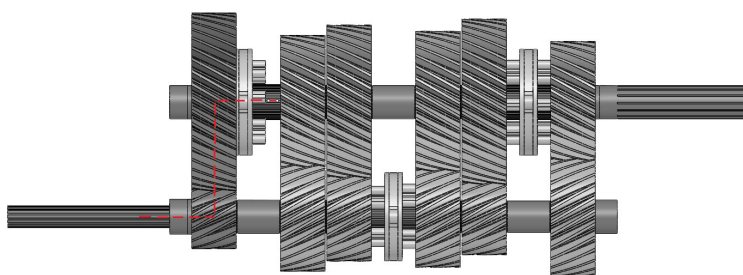


Figura 147: Transmisión de potencia en 1º.

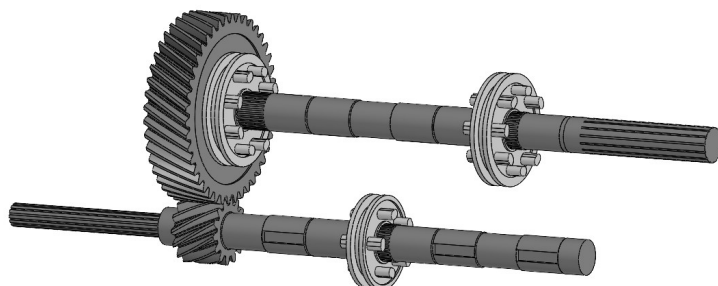


Figura 148: Transmisión de potencia en 1º. Vista en perspectiva.

Los engranajes involucrados serán los siguientes. Se debe tener en cuenta que el engranaje 1 se encuentra mecanizado sobre el propio eje de entrada:

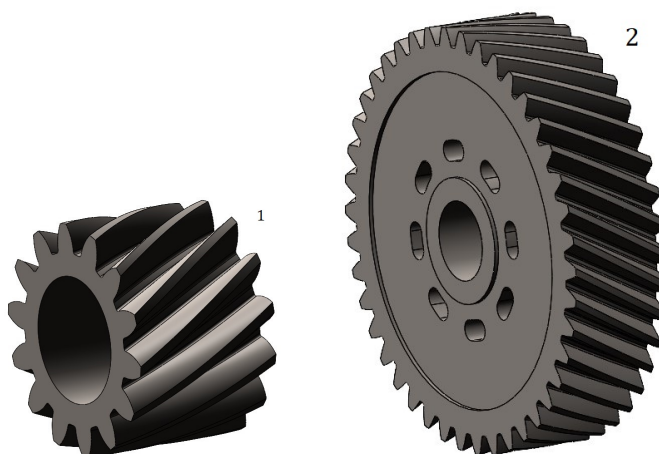


Figura 149: Engranajes involucrados en el cambio en primera.

## I.2. 2º Marcha.

Para engranar segunda, el selector 3, se deberá desplazar hacia la izquierda, mientras que los otros dos permanecerán en el centro, sin unirse a ningún engranaje.

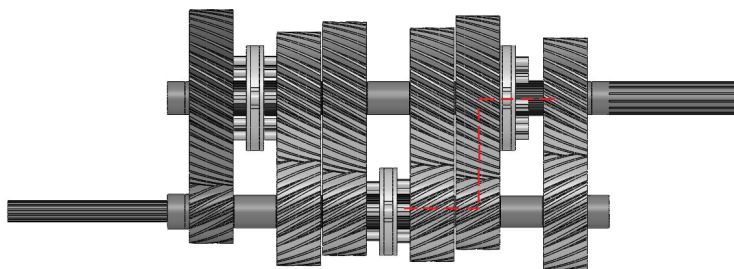


Figura 150: Transmisión de potencia en 2º.

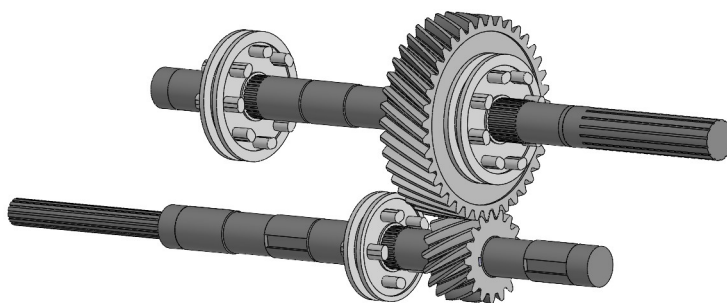


Figura 151: Transmisión de potencia en 2º. Vista en perspectiva.

Los engranajes involucrados serán los siguientes:

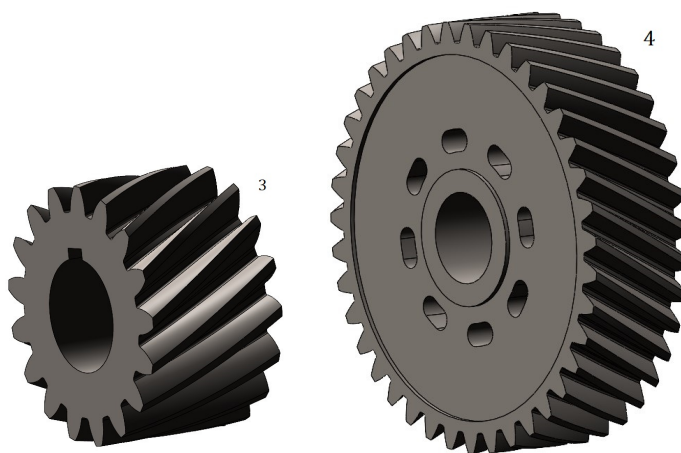


Figura 152: Engranajes involucrados en el cambio en segunda.

### I.3. 3º Marcha

Para engranar tercera, el selector 1, se deberá desplazar hacia la izquierda, mientras que los otros dos permanecerán en el centro, sin unirse a ningún engranaje.

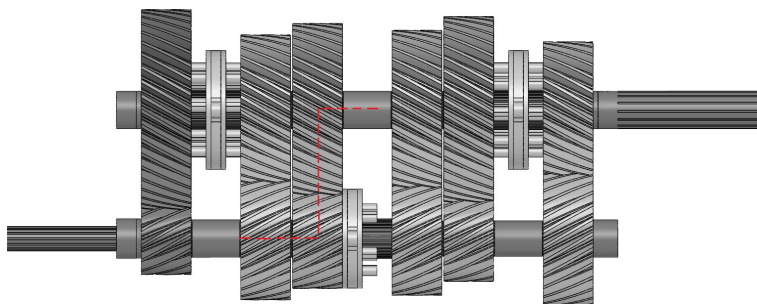


Figura 153: Transmisión de potencia en 3º.

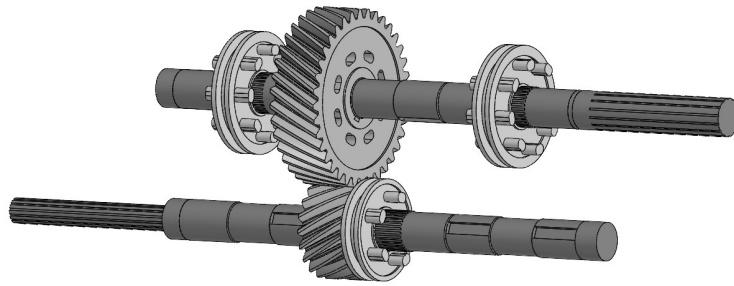


Figura 154: Transmisión de potencia en 3ª. Vista en perspectiva.

Los engranajes involucrados serán los siguientes:

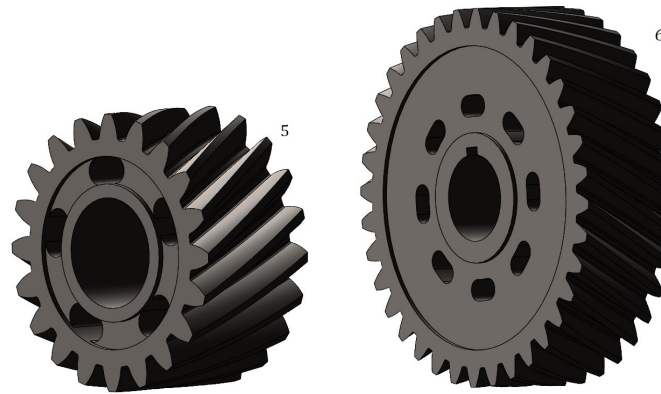


Figura 155: Engranajes involucrados en el cambio en tercera.

#### I.4. 4ª Marcha.

Para engranar cuarta, el selector 1, se deberá desplazar hacia la derecha, mientras que los otros dos permanecerán en el centro, sin unirse a ningún engranaje.

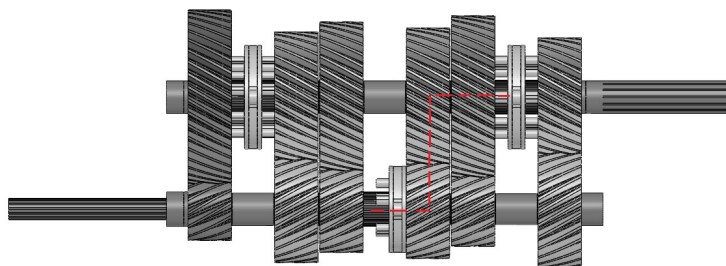


Figura 156: Transmisión de potencia en 4ª.

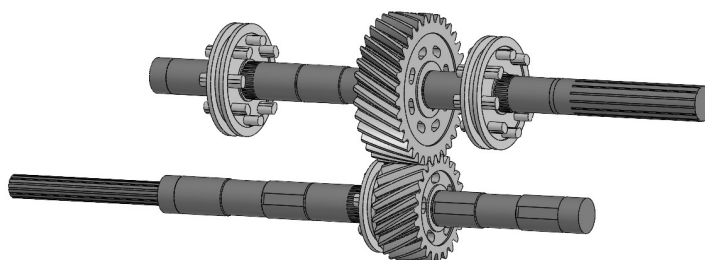


Figura 157: Transmisión de potencia en 4º. Vista en perspectiva.

Los engranajes involucrados serán los siguientes:

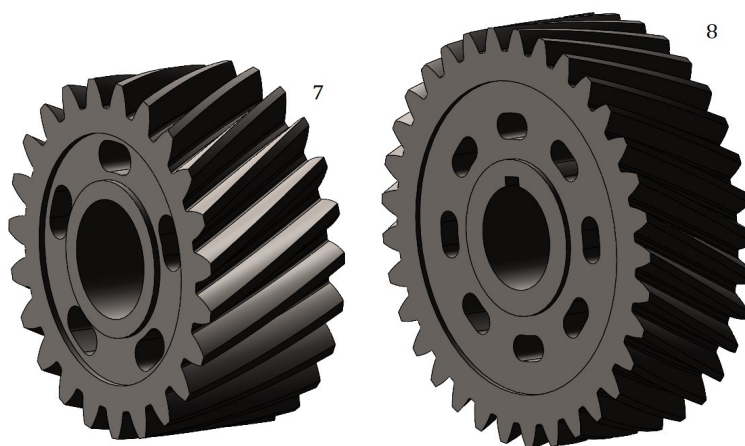


Figura 158: Engranajes involucrados en el cambio en cuarta.

### I.5. 5º Marcha.

Para engranar quinta, el selector 2, se deberá desplazar hacia la derecha, mientras que los otros dos permanecerán en el centro, sin unirse a ningún engranaje.

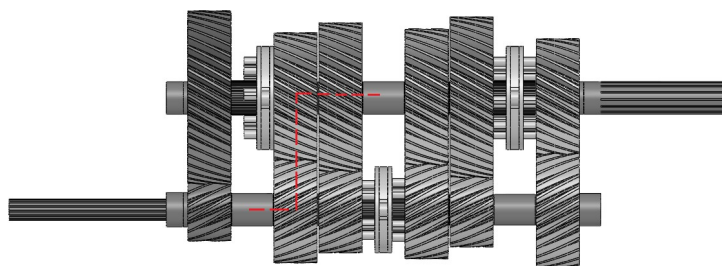


Figura 159: Transmisión de potencia en 5º.



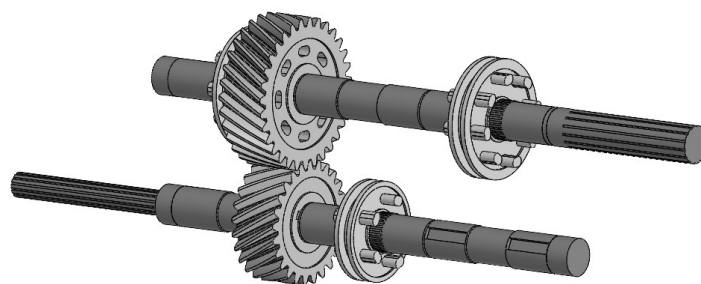


Figura 160: Transmisión de potencia en 5ª. Vista en perspectiva.

Los engranajes involucrados serán los siguientes:

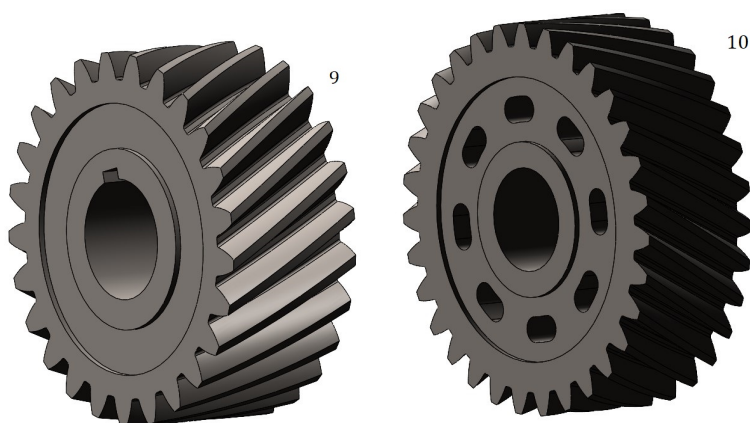


Figura 161: Engranajes involucrados en el cambio en quinta.

## I.6. 6ª Marcha.

Para engranar sexta, el selector 3, se deberá desplazar hacia la derecha, mientras que los otros dos permanecerán en el centro, sin unirse a ningún engranaje.

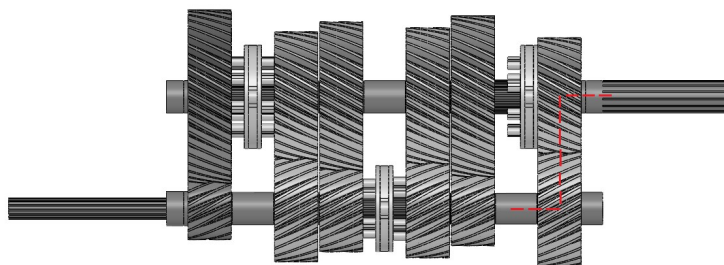


Figura 162: Transmisión de potencia en 6ª.

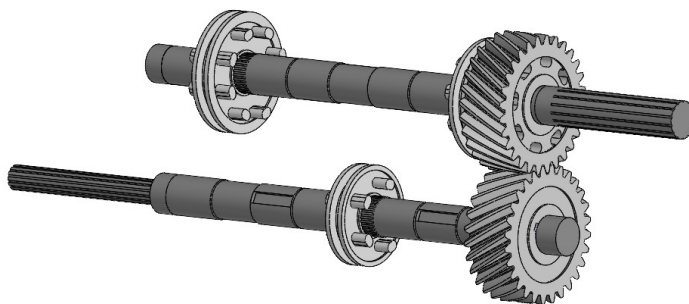


Figura 163: Transmisión de potencia en 6ª. Vista en perspectiva.

Los engranajes involucrados serán los siguientes:

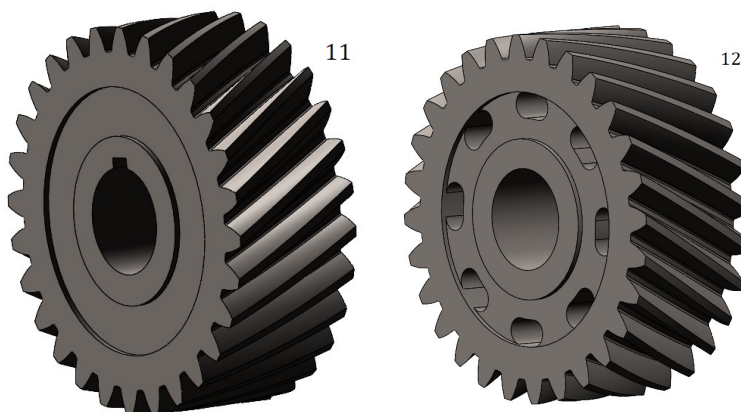


Figura 164: Engranajes involucrados en el cambio en quinta.

## I.7. Elementos extra.

Además de los engranajes ya vistos, se presentan a continuación el resto de piezas que componen la caja de cambios:

### I.7.1. Ejes.

La caja está compuesta de dos ejes, uno de entrada conectado al embrague y al motor, y otro de salida, conectado al cardan, transmitiendo la potencia a las ruedas.

#### I.7.1.1 Eje de entrada.

Este eje presenta inicialmente un diámetro de una pulgada, con 14 estrías en las que se insertará el embrague. Estas dimensiones son las de la caja de cambios original, eliminando la necesidad de cambiar más elementos.

El engranaje 1 se encuentra mecanizado sobre el eje, por lo que se ha tenido en cuenta una reducción de diámetro progresiva para respetar el montaje. Esto implica que el diámetro en el que se colocan los engranajes 5 y 9 será de 42mm, mientras que el de los engranajes 7, 3 y 11 será de 40 mm. Entre el engranaje 5 y 7 el eje presenta 30 estrías por las que deslizará el selector.

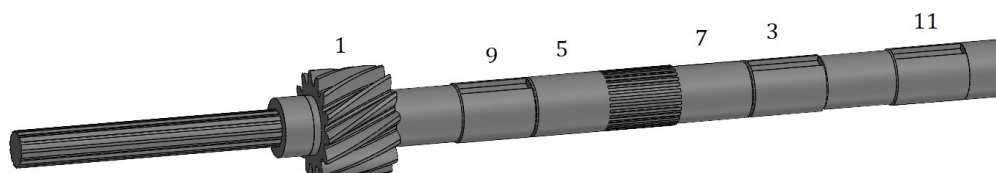


Figura 165: Eje de entrada.

#### I.7.1.2 Eje de salida.

Para el eje de salida se tendrá en cuenta el mismo criterio que para el eje de entrada para respetar el montaje. En este caso el diámetro en el eje para el engranaje 12 será de 38 mm, mientras que para los engranajes 2, 4, 6, 8 y 10, será de 40mm. Los selectores deslizan por ranuras similares a las del eje de entrada, encontrándose estas entre los engranajes 2 y 10, y 4 y 12.

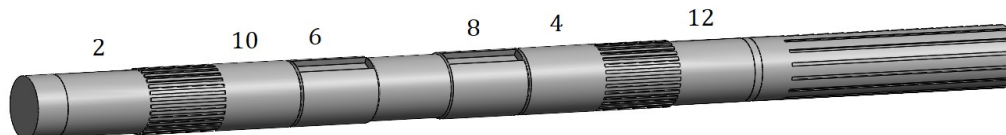


Figura 166: Eje de salida.

#### I.7.2. Selectores de velocidad.

Se trata de piezas fundamentales para la transmisión de par motor. En función de su posición, el par seguirá un camino u otro. Son los encargados de transmitir el par manteniendo la relación de transmisión impuesta por los engranajes. En el modelo aparecen tres:



### I.7.2.1 selector 1.

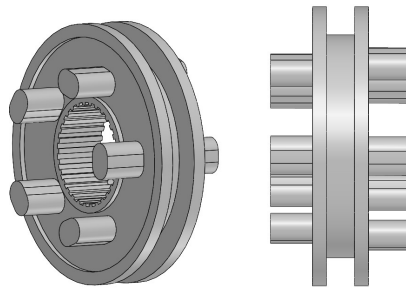


Figura 167: Selector 1. Marchas 3º y 4º.

### I.7.2.2 selector 2.

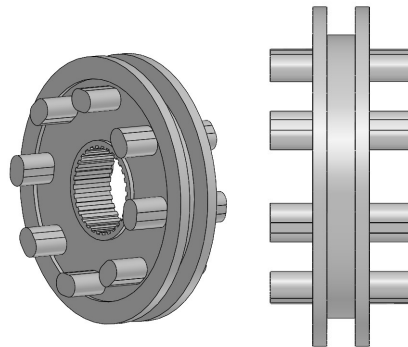


Figura 168: Selector 2. Marchas 1º y 5º.

### I.7.2.3 selector 3.

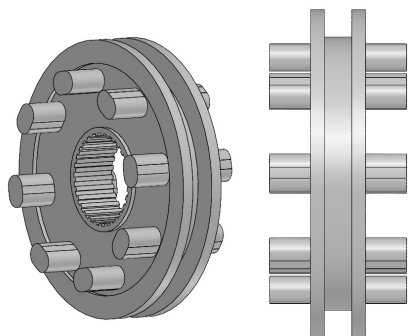


Figura 169: Selector 3. Marchas 2º y 6º.

### I.7.3. Pinzas selectoras.

Estas piezas son las encargadas de desplazar los selectores. En su extremos se encuentran unidas por varillas a un cilindro selector, mecanismo que, en función del movimiento de la palanca de cambios, permite avanzar o retroceder marcha.

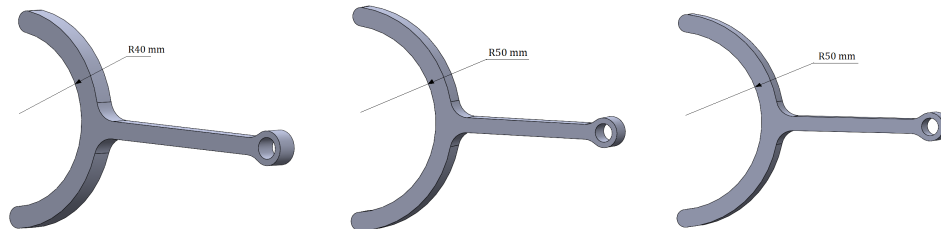


Figura 170: Pinzas 1, 2 y 3 respectivamente.

### I.7.4. Chavetas.

Por último, las chavetas seleccionadas son todas iguales, y se encargan de realizar la unión fija entre ejes y engranajes 3, 6, 8, 9 y 11:

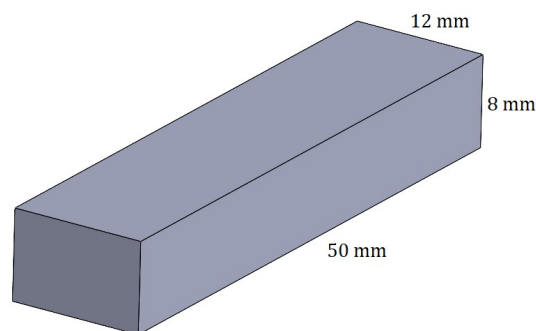


Figura 171: Dimensiones de chavetas.

1542



Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Universidad Zaragoza

1542



Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Universidad Zaragoza

1542



Escuela de Ingeniería y Arquitectura

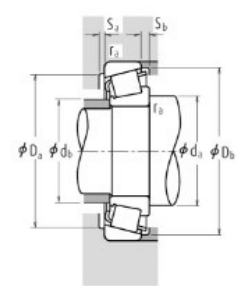
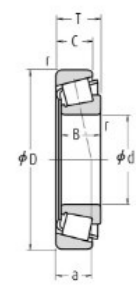
Universidad Zaragoza

# J. Catálogo de rodamientos.

**Rodamiento A:** El rodamiento A elegido del catálogo presenta las siguientes características:

## Rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera

Diámetro Interior 40 – 50 mm



**Carga Dinámica Equivalente**  
 $P = X F_r + Y F_a$

$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	$Y_1$

**Carga Estática Equivalente**  
 $P_0 = 0,5 F_r + Y_0 F_a$

Cuando  $F_r > 0,5 F_r + Y_0 F_a$ , use  $P_0 = F_r$   
 Los valores de e,  $Y_1$  y  $Y_0$  se indican en la tabla siguiente.

Dimensiones (mm)							Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)	
d	D	T	B	C	Cono r min.	Copa r min.	$C_1$	$C_0$	$C_1$	$C_0$	Grasa	Aceite
40	62	15	15	12	0,6	0,6	34 000	47 000	3 450	4 800	5 600	7 500
68	19	19	14,5	1	1	1	53 000	71 000	5 400	7 250	5 300	7 100
68	22	22	18	1	1	1	59 000	81 500	6 000	8 300	5 300	7 100
75	26	26	20,5	1,5	1,5	1,5	78 500	101 000	8 000	10 300	4 800	6 700
80	19,75	18	16	1,5	1,5	1,5	63 500	70 000	6 450	7 150	4 800	6 300
80	24,75	23	19	1,5	1,5	1,5	77 000	90 500	7 900	9 200	4 800	6 300
80	24,75	23	19	1,5	1,5	1,5	74 000	90 500	7 550	9 200	4 500	6 300
80	32	32	25	1,5	1,5	1,5	107 000	137 000	10 900	14 000	4 800	6 300
90	25,25	23	20	2	1,5	1,5	90 500	101 000	9 250	10 300	4 300	5 600
90	25,25	23	18	2	1,5	1,5	84 500	93 500	8 600	9 500	4 300	5 600
90	25,25	23	17	2	1,5	1,5	80 000	89 500	8 150	9 150	3 800	5 300
90	25,25	23	17	2	1,5	1,5	80 000	89 500	8 150	9 150	3 800	5 300
90	35,25	33	27	2	1,5	1,5	120 000	145 000	12 200	14 800	4 300	6 000

Números de Rodamientos	Serie Dimensional ISO355	Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)										Centros Efectivos de Carga (mm)	Constante	Factores de Carga Axial		Masa (kg)
		$d_a$ mín.	$d_b$ máx.	$D_a$ mín.	$D_b$ mín.	$S_a$ mín.	$S_b$ mín.	Cono $r_a$ máx.	Copa $r_b$ máx.	a	e			$Y_1$	$Y_0$	
	aprox.														aprox.	
HR 32908 J	2BC	48	44	57	57	59	3	3	0,6	0,6	11,5	0,29	2,1	1,1	0,161	
HR 32008 XJ	3CD	49	45	62	60	65,5	4	4,5	1	1	15,0	0,38	1,6	0,87	0,28	
HR 33008 J	2BE	49	45	62	61	65	4	4	1	1	14,6	0,28	2,1	1,2	0,322	
HR 33108 J	2CE	51	46	66	65	71	4	5,5	1,5	1,5	18,0	0,36	1,7	0,93	0,503	
HR 30208 J	30B	51	48	71	69	75	3	3,5	1,5	1,5	16,6	0,37	1,6	0,88	0,437	
HR 32208 J	30C	51	48	71	68	75	3	5,5	1,5	1,5	18,9	0,37	1,6	0,88	0,548	
HR 32208 CJ	50C	51	47	71	65	76	3	5,5	1,5	1,5	21,9	0,55	1,1	0,60	0,558	
HR 33208 J	20E	51	46	71	67	76	5	7	1,5	1,5	20,8	0,36	1,7	0,92	0,744	
HR 30308 J	2FB	52	52	81	76	82	3	5	2	1,5	19,5	0,35	1,7	0,96	0,758	
HR 30308 C	—	52	50	81	72	84	3	7	2	1,5	22,8	0,53	1,1	0,62	0,735	
HR 30308 DJ	7FB	56	50	81	70	87	3	8	2	1,5	28,7	0,83	0,73	0,40	0,728	
HR 31308 J	7FB	56	50	81	70	87	3	8	2	1,5	28,7	0,83	0,73	0,40	0,728	
HR 32308 J	2FD	54	50	81	73	82	3	8	2	1,5	23,4	0,35	1,7	0,96	1,05	

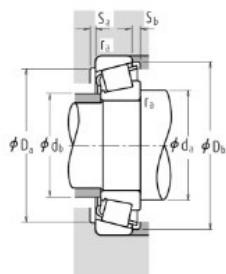
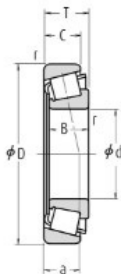
Figura 172: Catálogo NSK. Rodamiento A.

Figura 173: Catálogo NSK. Rodamiento B.

**Rodamiento C:** El rodamiento C elegido del catálogo presenta las siguientes características:

### Rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera

Diámetro Interior 40 – 50 mm



**Carga Dinámica Equivalente**

$$P = XF_r + YF_a$$

$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	$Y_1$

**Carga Estática Equivalente**

$$P_0 = 0,5F_r + Y_0F_a$$

Cuando  $F_r > 0,5F_r + Y_0F_a$ , use  $P_0 = F_r$

Los valores de e,  $Y_1$  y  $Y_0$  se indican en la tabla siguiente.

Dimensiones (mm)							Índices Básicos de Carga (kgf)				Velocidades Límite (rpm)	
d	D	T	B	C	Cono i min.	Copa i min.	$C_1$	$C_0$	$C_1$	$C_0$	Grasa	Aceite
40	62	15	15	12	0,6	0,6	34 000	47 000	3 450	4 800	5 600	7 500
68	19	19	14,5	1	1	1	53 000	71 000	5 400	7 250	5 300	7 100
68	22	22	18	1	1	1	59 000	81 500	6 000	8 300	5 300	7 100
75	26	26	20,5	1,5	1,5	1,5	78 500	101 000	8 000	10 300	4 800	6 700
80	19,75	18	16	1,5	1,5	1,5	63 500	70 000	6 450	7 150	4 800	6 300
80	24,75	23	19	1,5	1,5	1,5	77 000	90 500	7 900	9 200	4 800	6 300
80	24,75	23	19	1,5	1,5	1,5	74 000	90 500	7 550	9 200	4 500	6 300
80	32	32	25	1,5	1,5	1,5	107 000	137 000	10 900	14 000	4 800	6 300
90	25,25	23	20	2	1,5	1,5	90 500	101 000	9 250	10 300	4 300	5 600
90	25,25	23	18	2	1,5	1,5	84 500	93 500	8 600	9 500	4 300	5 600
90	25,25	23	17	2	1,5	1,5	80 000	89 500	8 150	9 150	3 800	5 300
90	25,25	23	17	2	1,5	1,5	80 000	89 500	8 150	9 150	3 800	5 300
90	35,25	33	27	2	1,5	1,5	120 000	145 000	12 200	14 800	4 300	6 000

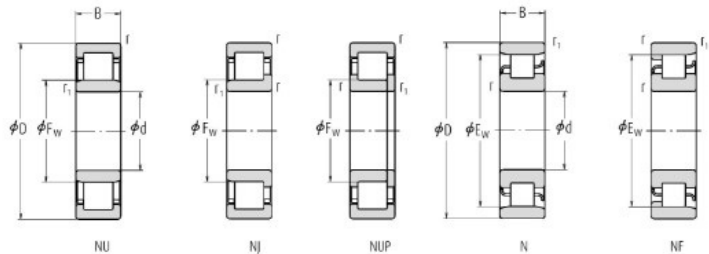
Números de Rodamientos	Serie Dimensional ISO355	Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)										Centros Efectivos de Carga (mm)	Constante	Factores de Carga Axial		Masa (kg)
										Cono	Copa			Y <sub>1</sub>	Y <sub>0</sub>	
		d <sub>a</sub> mín.	d <sub>b</sub> máx.	D <sub>a</sub> mín.	D <sub>b</sub> mín.	S <sub>a</sub> mín.	S <sub>b</sub> mín.	r <sub>s</sub> máx.								
	aprox.										a	e			aprox.	
HR 32908 J	2BC	48	44	57	57	59	3	3	0,6	0,6	11,5	0,29	2,1	1,1	0,161	
HR 32008 XJ	3CD	49	45	62	60	65,5	4	4,5	1	1	15,0	0,38	1,6	0,87	0,28	
HR 33008 J	2BE	49	45	62	61	65	4	4	1	1	14,6	0,28	2,1	1,2	0,322	
HR 33108 J	2CE	51	46	66	65	71	4	5,5	1,5	1,5	18,0	0,36	1,7	0,93	0,503	
HR 30208 J	30B	51	48	71	69	75	3	3,5	1,5	1,5	16,6	0,37	1,6	0,88	0,437	
HR 32208 J	30C	51	48	71	68	75	3	5,5	1,5	1,5	18,9	0,37	1,6	0,88	0,548	
HR 32208 CJ	50C	51	47	71	65	76	3	5,5	1,5	1,5	21,9	0,55	1,1	0,60	0,558	
HR 33208 J	2DE	51	46	71	67	76	5	7	1,5	1,5	20,8	0,36	1,7	0,92	0,744	
HR 30308 J	2FB	52	52	81	76	82	3	5	2	1,5	19,5	0,35	1,7	0,96	0,758	
HR 30308 C	—	52	50	81	72	84	3	7	2	1,5	22,8	0,53	1,1	0,62	0,735	
HR 30308 DJ	7FB	56	50	81	70	87	3	8	2	1,5	28,7	0,83	0,73	0,40	0,728	
HR 31308 J	7FB	56	50	81	70	87	3	8	2	1,5	28,7	0,83	0,73	0,40	0,728	
HR 32308 J	2FD	54	50	81	73	82	3	8	2	1,5	23,4	0,35	1,7	0,96	1,05	

Figura 174: Catálogo NSK. Rodamiento C.

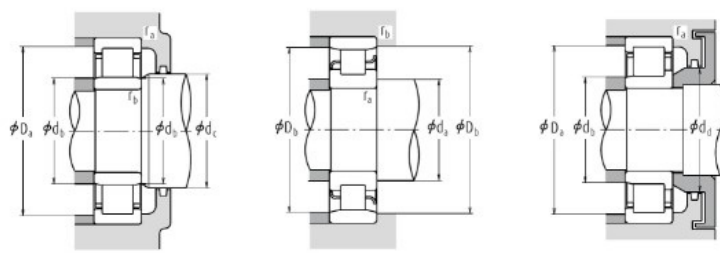
**Rodamiento D:** El rodamiento D elegido del catálogo presenta las siguientes características:

### Rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola hilera

Diámetro Interior 35 - 45 mm



Dimensiones Globales (mm)							Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite <sup>(1)</sup> (rpm)	
d	D	B	r min.	r1	Fw min.	Ew	Cr	C0r	Grasa	Aceite
35	62	14	1,0	0,6	42,0	55	22 600	23 200	11 000	13 000
72	17	1,1	0,6	—	61,8	—	35 500	34 000	9 500	11 000
72	17	1,1	0,6	44,0	—	—	58 000	50 000	8 500	10 000
72	17	1,1	0,6	44,0	—	—	50 500	50 000	8 500	10 000
72	23	1,1	0,6	44,0	—	—	71 000	65 500	8 500	10 000
72	23	1,1	0,6	44,0	—	—	61 500	65 500	8 500	10 000
80	21	1,5	1,1	—	68,2	—	49 500	47 000	8 000	9 500
80	21	1,5	1,1	46,2	—	—	76 500	65 500	7 500	9 500
80	21	1,5	1,1	46,2	—	—	66 500	65 500	7 500	9 500
80	31	1,5	1,1	46,2	—	—	107 000	101 000	6 700	8 500
80	31	1,5	1,1	46,2	—	—	93 000	101 000	6 700	8 500
100	25	1,5	1,5	53,0	83	—	75 500	69 000	6 700	8 000



Números de Rodamiento <sup>(2)</sup>						Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)												Masa (kg)
	NU	<sup>(1)</sup> NJ	NUP	N	NF	d <sub>1</sub> <sup>(4)</sup> mín.	d <sub>2</sub> mín.	d <sub>3</sub> <sup>(2)</sup> máx.	d <sub>4</sub> mín.	D <sub>1</sub> <sup>(4)</sup> máx.	D <sub>2</sub> máx.	D <sub>3</sub> mín.	r <sub>1</sub> máx.	r <sub>2</sub> máx.	aprox.			
NU 1007	NU	NJ	—	N	—	40	39	41	44	—	57	58	56	1	0,5	0,18		
N 207	—	—	—	N	NF	41,5	—	—	—	—	68	64	1	0,6	—	0,301		
NU 207 E <sup>+</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
NU 207 EW	NU	NJ	NUP	—	—	41,5	39	42	46	50	65,5	—	—	1	0,6	0,304		
NU 2207 E <sup>+</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
NU 2207 ET	NU	NJ	NUP	—	—	41,5	39	42	46	50	65,5	—	—	1	0,6	0,40		
N 307	—	—	—	N	NF	43	—	—	—	—	73,5	70	1,5	1	—	0,476		
NU 307 E <sup>+</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
NU 307 EW	NU	NJ	NUP	—	—	41,5	41,5	44	48	53	72	—	—	1,5	1	0,545		
NU 2307 E <sup>+</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
NU 2307 ET	NU	NJ	NUP	—	—	43	41,5	44	48	53	72	—	—	1,5	1	0,711		
NU 407	NU	NJ	—	N	NF	43	43	51	55	61	92	92	85	1,5	1,5	1,01		

Figura 175: Catálogo NSK. Rodamiento D.