

**Trabajo de Fin de Grado**  
**Ingeniería Mecánica**



**DISEÑO Y CÁLCULO DE LA CAJA DE  
CAMBIOS PARA UN KART CIK-FIA  
KZ1/KZ2**

**Documento 1: ÍNDICE GENERAL**

**Autor:** Antonio Juan-Dalac Sánchez

**Tutor:** F. Javier Rodríguez Cabrera

**Data:** 09 de junio, 2025



# ÍNDICE DOCUMENTO 1: ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO 2: MEMORIA

DOCUMENTO 3: ANEJOS

DOCUMENTO 4: PLANOS

DOCUMENTO 5: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO 6: MEDICIONES

DOCUMENTO 7: PRESUPUESTO



## ÍNDICE DOCUMENTO 2: MEMORIA

HOJA DE IDENTIFICACIÓN DE PROYECTO.....	¡Error! Marcador no definido.
1. CONTENIDO .....	¡Error! Marcador no definido.
1.1. OBJETO DEL PROYECTO .....	¡Error! Marcador no definido.
1.2. ALCANCE .....	¡Error! Marcador no definido.
1.3. ANTECEDENTES .....	¡Error! Marcador no definido.
1.4. CONDICIONANTES .....	¡Error! Marcador no definido.
1.4.1. CONDICIONANTES DE LA ESCUDERÍA.....	¡Error! Marcador no definido.
1.4.2. CONDICIONANTES DE LA FEDERACIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
1.4.3. CONDICIONANTES DEL VEHICULO, PILOTO Y MEDIO.....	¡Error! Marcador no definido.
1.5. PROGRAMAS UTILIZADOS .....	¡Error! Marcador no definido.
1.6. DEFINICIONES.....	¡Error! Marcador no definido.
2. INTRODUCCIÓN.....	¡Error! Marcador no definido.
2.1. CONCEPTO DEL KART .....	¡Error! Marcador no definido.
2.2. FEDERACIÓN INTERNACIONAL DE KARTING.....	¡Error! Marcador no definido.
2.3. CATEGORÍA KZ1 Y KZ2.....	¡Error! Marcador no definido.
2.4. CAJA DE CAMBIOS.....	¡Error! Marcador no definido.
2.5. TRANSMISIÓN SECUENCIAL.....	¡Error! Marcador no definido.
3. DISEÑO.....	¡Error! Marcador no definido.
3.1. SUBCONJUNTO ÁRBOL PRIMARIO.....	¡Error! Marcador no definido.
3.2. SUBCONJUNTO ÁRBOL SECUNDARIO.....	¡Error! Marcador no definido.
4. RESULTADOS .....	¡Error! Marcador no definido.
4.1. ESCALONAMIENTO DE LAS MARCHAS.....	¡Error! Marcador no definido.
4.2. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES ...	¡Error! Marcador no definido.
4.3. DIMENSIONADO DE LOS ÁRBOLES.....	¡Error! Marcador no definido.
4.4. DIMENSIONADO DEL ANILLO SELECTOR..	¡Error! Marcador no definido.
4.5. VIDA DE LOS RODAMIENTOS.....	¡Error! Marcador no definido.
4.6. ELEMENTOS DE SEGURIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
5. CONCLUSIONES .....	¡Error! Marcador no definido.
6. RESUMEN DEL PRESUPUESTO .....	¡Error! Marcador no definido.
7. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	¡Error! Marcador no definido.



## ÍNDICE DOCUMENTO 3: ANEJOS

ANEJO A: CONDICIONANTES .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.1. CONDICIONANTES DE LA ESCUDERÍA.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.1.1. PRESTACIONES DE LA UNIDAD DE POTENCIA.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.1.2. RELACIÓN PRIMARIA DEL MOTOR .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.1.3. RELACIÓN DE ATAQUE.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2. CONDICIONANTES DE LA FEDERACIÓN .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2.1. REGLAMENTO ESPECÍFICO KZ CEK .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2.2. REGULACIONES HOMOLOGACIÓN CIK-FIA.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2.3. APÉNDICE 1 CIK-FIA: TOLERANCIAS Y MEDICIONES ..	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2.4. REGULACIONES TÉCNICAS CIK-FIA.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2.5. NEUMÁTICOS TRASEROS HOMOLOGADOS CIK-FIA ...	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.2.5. ACEITE DE TRANSMISIÓN HOMOLOGADO CIK-FIA	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.3. CONDICIONANTES DEL VEHÍCULO, PILOTO Y MEDIO..	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.3.1. CONDICIONANTES DEL VEHÍCULO Y PILOTO .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
A.3.2. CONDICIONANTES DEL MEDIO.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
ANEJO B: DINÁMICA LONGITUDINAL DEL VEHÍCULO .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
B.1. ECUACIÓN DE LA DINÁMICA LONGITUDINAL DEL VEHÍCULO.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
B.1.1. FUERZAS OPUESTAS AL MOVIMIENTO ...	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
B.1.2. FUERZA DE TRACCIÓN.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>



B.1.3. RESULTANTE DEL AVANCE .....	¡Error! Marcador no definido.
B.1.4. ACELERACIÓN.....	¡Error! Marcador no definido.
B.2. SIMULACIÓN DINÁMICA .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.1. DATOS DE LA TRANSMISIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.2. FACTOR DE COLE .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.3. SEGMENTACIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.3.1. SEGMENTACIÓN FUERZA .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.3.1. SEGMENTACIÓN VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.4. SALIDA.....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.5. VELOCIDAD PÉRDIDA Y CAMBIOS DE MARCHA .....	¡Error! Marcador no definido.
B.2.6. TIEMPO TOTAL .....	¡Error! Marcador no definido.
ANEJO C: ESTUDIO COMPARATIVO DE FABRICANTES .....	¡Error! Marcador no definido.
C.1. TRANSMISIÓN TM RACING KZ-R2.....	¡Error! Marcador no definido.
C.1.1. DATOS DE LA TRANSMISIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
C.1.2. FACTOR DE COLE .....	¡Error! Marcador no definido.
C.1.3. VELOCIDAD PERDIDA.....	¡Error! Marcador no definido.
C.1.4. SEGMENTACIÓN FUERZA .....	¡Error! Marcador no definido.
C.1.5. SEGMENTACIÓN VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
C.2. TRANSMISIÓN IAME SCREAMER 3 .....	¡Error! Marcador no definido.
C.2.1. DATOS DE LA TRANSMISIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
C.2.2. FACTOR DE COLE .....	¡Error! Marcador no definido.
C.2.3. VELOCIDAD PERDIDA.....	¡Error! Marcador no definido.
C.2.4. SEGMENTACIÓN FUERZA .....	¡Error! Marcador no definido.
C.2.5. SEGMENTACIÓN VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
C.3. TRANSMISIÓN VORTEX VTZ.....	¡Error! Marcador no definido.
C.3.1. DATOS DE LA TRANSMISIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.



C.3.2. FACTOR DE COLE .....	¡Error! Marcador no definido.
C.3.3. VELOCIDAD PERDIDA.....	¡Error! Marcador no definido.
C.3.4. SEGMENTACIÓN FUERZA .....	¡Error! Marcador no definido.
C.3.5. SEGMENTACIÓN VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
C.4. TRANSMISIÓN MODENA ENGINES KK3 .....	¡Error! Marcador no definido.
C.4.1. DATOS DE LA TRANSMISIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
C.4.2. FACTOR DE COLE .....	¡Error! Marcador no definido.
C.4.3. VELOCIDAD PERDIDA.....	¡Error! Marcador no definido.
C.4.4. SEGMENTACIÓN FUERZA .....	¡Error! Marcador no definido.
C.4.5. SEGMENTACIÓN VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
C.5. COMPARATIVA DEL TIEMPO ACUMULADO....	¡Error! Marcador no definido.
ANEJO D: ESCALONAMIENTO DE RELACIONES DE LAS MARCHAS .....	¡Error!
<b>Marcador no definido.</b>	
D.1. DETALLES DEL CRITERIO.....	¡Error! Marcador no definido.
D.1.1. HIPÓTESIS .....	¡Error! Marcador no definido.
D.1.2. DATOS PREDETERMINADOS .....	¡Error! Marcador no definido.
D.1.3. CAMBIO DE ESCALA .....	¡Error! Marcador no definido.
D.2. ESCALONAMIENTO SEGÚN TIEMPO MÍNIMO	¡Error! Marcador no definido.
D.3. SELECCIÓN DEL NUMERO DE DIENTES DE LOS ENGRANAJES .....	¡Error!
<b>Marcador no definido.</b>	
D.3.1. SEGUNDA VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
D.3.2. TERCERA VELOCIDAD.....	¡Error! Marcador no definido.
D.3.3. CUARTA VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
D.3.4. QUINTA VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
D.3.5. RELACIONES DE TRANSMISIÓN DEL PROYECTO ..	¡Error! Marcador no definido.
<b>definido.</b>	
D.4. SIMULACIÓN TRANSMISIÓN DEL PROYECTO	¡Error! Marcador no definido.
D.4.1. DATOS DE LA TRANSMISIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.



D.4.2. FACTOR DE COLE Y VELOCIDAD PERDIDA.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
D.4.3. SEGMENTACIÓN FUERZA .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
D.4.4. SEGMENTACIÓN VELOCIDAD.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
D.4.5. TIEMPO ACUMULADO.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
D.5. COMPARATIVA TRANSMISIÓN DEL PROYECTO.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
ANEJO E: DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES...	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
E.1. SELECCIÓN MATERIAL.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
E.2. MÓDULO .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
E.2.1. MÓDULO MÍNIMO ADMISIBLE.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
E.3. RESISTENCIA DENTADO.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
E.3.1. RESISTENCIA A PRESIÓN SUPERFICIAL .	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
E.3.2. RESISTENCIA A FLEXIÓN .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
ANEJO F: DIMENSIONADO DE LOS ÁRBOLES .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.1. SELECCIÓN MATERIAL.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.2. ESTRIADO DEL ÁRBOL.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.2.2. RESISTENCIA DEL FLANCO.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.3. RESISTENCIA FATIGA ÁRBOL PRIMARIO .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.3.1. ÁRBOL PRIMARIO FATIGA PRIMERA VELOCIDAD...	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.3.2. ÁRBOL PRIMARIO FATIGA SEGUNDA VELOCIDAD .	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.3.3. ÁRBOL PRIMARIO FATIGA TERCERA VELOCIDAD..	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.3.4. ÁRBOL PRIMARIO FATIGA CUARTA VELOCIDAD ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
F.3.5. ÁRBOL PRIMARIO FATIGA QUINTA VELOCIDAD.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>



F.3.6. ÁRBOL PRIMARIO FATIGA SEXTA VELOCIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
F.4. RESISTENCIA FATIGA ÁRBOL SECUNDARIO .	¡Error! Marcador no definido.
F.4.1. ÁRBOL SECUNDARIO FATIGA PRIMERA VELOCIDAD..	¡Error! Marcador no definido.
F.4.2. ÁRBOL SECUNDARIO FATIGA SEGUNDA VELOCIDAD	¡Error! Marcador no definido.
F.4.3. ÁRBOL SECUNDARIO FATIGA TERCERA VELOCIDAD .	¡Error! Marcador no definido.
ANEJO G: DIMENSIONADO DE LOS ANILLLOS SELECTORES.	¡Error! Marcador no definido.
G.1. SELECCIÓN MATERIAL .....	¡Error! Marcador no definido.
G.2. RESISTENCIA PATRÓN AXIAL .....	¡Error! Marcador no definido.
G.3. RESISTENCIA DISCO .....	¡Error! Marcador no definido.
ANEJO H: VIDA DE LOS RODAMIENTOS.....	¡Error! Marcador no definido.
H.1. RODAMIENTOS DE BOLAS .....	¡Error! Marcador no definido.
H.2. CORONAS DE AGUJAS.....	¡Error! Marcador no definido.
ANEJO I: ELEMENTOS DE SEGURIDAD .....	¡Error! Marcador no definido.
I.1. CIRCLIP DIN 471 .....	¡Error! Marcador no definido.
I.2. ESPACIADORES .....	¡Error! Marcador no definido.
I.3. ARANDELAS DE EMPUJE AXIAL .....	¡Error! Marcador no definido.
I.4. ADAPTADORES .....	¡Error! Marcador no definido.
ANEJO K: FICHAS TÉCNICAS.....	¡Error! Marcador no definido.
K.1. FICHA TÉCNICA SKF 6304 ETN9.....	¡Error! Marcador no definido.
K.2. FICHA TÉCNICA SKF K 24X28X17 .....	¡Error! Marcador no definido.
K.3. FICHA TÉCNICA SKF K 24X28X10.....	¡Error! Marcador no definido.



## ÍNDICE DOCUMENTO 4: PLANOS

1. CONJUNTO DE LA CAJA DE CAMBIOS	Plano 01
2. SUBCONJUNTO DEL ÁRBOL PRIMARIO	Plano 02
3. SUBCONJUNTO DEL ÁRBOL SECUNDARIO	Plano 03
4. ÁRBOL PRIMARIO	Plano 04
5. PIÑÓN SEGUNDA	Plano 05
6. PIÑÓN TERCERA	Plano 06
7. PIÑÓN CUARTA	Plano 07
8. PIÑÓN QUINTA	Plano 08
9. PIÑÓN SEXTA	Plano 09
10. ESPACIADOR A	Plano 10
11. ESPACIADOR B	Plano 11
12. ESPACIADOR C	Plano 12
13. ESPACIADOR D	Plano 13
14. ÁRBOL SECUNDARIO	Plano 14
15. RUEDA PRIMERA	Plano 15
16. RUEDA SEGUNDA	Plano 16
17. RUEDA TERCERA	Plano 17
18. RUEDA CUARTA	Plano 18
19. RUEDA QUINTA	Plano 19
20. RUEDA SEXTA	Plano 20
21. ANILLO SELECTOR	Plano 21
22. ESPACIADOR E	Plano 22
23. ADAPTADOR A	Plano 23
24. ADAPTADOR B	Plano 24
25. ARANDELA DE EMPUJE AXIAL	Plano 25



## **ÍNDICE DOCUMENTO 5: PLIEGO DE CONDICIONES**

1. OBJETO .....	1
2. CONDICIONES TÉCNICAS GENERALES .....	2
2.1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL PROYECTO .....	2
2.2. MATERIALES Y COMPONENTES.....	2
3. GARANTÍA .....	4

## **ÍNDICE DOCUMENTO 6: MEDICIONES**

1. MEDICIONES.....	1
--------------------	---

## **ÍNDICE DOCUMENTO 7: PRESUPUESTO**

1. PRESUPUESTO.....	1
1.1. CUADRO DE PRECIOS 1 .....	1
1.2. CUADRO DE PRECIOS 2 .....	5
1.3. PRESUPUESTO GENERAL .....	9
1.4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	13



**Trabajo de Fin de Grado**  
**Ingeniería Mecánica**



**DISEÑO Y CÁLCULO DE LA CAJA DE  
CAMBIOS PARA UN KART CIK-FIA  
KZ1/KZ2**

**Documento 2: MEMORIA**

**Autor:** Antonio Juan-Dalac Sánchez

**Tutor:** F. Javier Rodríguez Cabrera

**Data:** 09 de junio, 2025



## **RESUMEN**

El presente trabajo tiene como finalidad diseñar y calcular una caja para un kart bajo el reglamento técnico y la homologación que rige la federación CIK-FIA para las categorías KZ1 y KZ2. Buscando prestaciones competitivas frente a las escuderías inscritas en el campeonato.

En primer lugar, se realiza un acopio de información que ofrece la comprensión del funcionamiento del mecanismo de la caja de cambios y sus adyacentes, analizando el subconjunto de la transmisión dentro de una perspectiva global del vehículo.

A continuación, se redactan todas las imposiciones que recaen sobre el diseño tanto por parte de los organismos de la competición, así como por la propia escudería y el escenario de la carrera.

Seguidamente, el autor expone un estudio del análisis de la dinámica longitudinal del vehículo, ofreciendo una simulación cuyos resultados permiten contrastar las diferentes prestaciones de transmisiones de la competencia frente al escalonamiento de marchas escogido para la caja de cambios del proyecto.

Se prosigue con el cálculo, dimensionado y diseño de los elementos que forman el conjunto del mecanismo de la transmisión secuencial de seis velocidades, asegurando la resistencia de cada eslabón para el funcionamiento durante una temporada completa de la categoría.

Finalmente, se consolida el proyecto con las prestaciones deseadas.



## HOJA DE IDENTIFICACIÓN DE PROYECTO

TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE LA CAJA DE CAMBIOS  
PARA UN KART CIK-FIA KZ1/KZ2

PROMOTOR DEL PROYECTO: ESCUDERIA KZ

REDACTOR DEL PROYECTO: ANTONIO JUAN-DALA SÁNCHEZ

ESTUDIOS EN CURSO: GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TELÉFONO DE CONTACTO: +34 618 27 38 01

CORREO ELECTRÓNICO: [antonio.juandalac@gmail.com](mailto:antonio.juandalac@gmail.com)

TUTOR URV: FRANCISCO JAVIER RODRÍGUEZ CABRERA

Firma del redactor



## ÍNDICE DOCUMENTO 2: MEMORIA

HOJA DE IDENTIFICACIÓN DE PROYECTO.....	4
1. CONTENIDO .....	1
1.1. OBJETO DEL PROYECTO .....	1
1.2. ALCANCE .....	2
1.3. ANTECEDENTES .....	3
1.4. CONDICIONANTES .....	4
1.4.1. CONDICIONANTES DE LA ESCUDERÍA.....	4
1.4.2. CONDICIONANTES DE LA FEDERACIÓN .....	5
1.4.3. CONDICIONANTES DEL VEHICULO, PILOTO Y MEDIO.....	6
1.5. PROGRAMAS UTILIZADOS .....	7
1.6. DEFINICIONES.....	8
2. INTRODUCCIÓN.....	11
2.1. CONCEPTO DEL KART.....	11
2.2. FEDERACIÓN INTERNACIONAL DE KARTING.....	11
2.3. CATEGORÍA KZ1 Y KZ2.....	13
2.4. CAJA DE CAMBIOS.....	14
2.5. TRANSMISIÓN SECUENCIAL.....	15
3. DISEÑO.....	17
3.1. SUBCONJUNTO ÁRBOL PRIMARIO.....	17
3.2. SUBCONJUNTO ÁRBOL SECUNDARIO.....	20
4. RESULTADOS .....	23
4.1. ESCALONAMIENTO DE LAS MARCHAS.....	23
4.2. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES .....	27
4.3. DIMENSIONADO DE LOS ÁRBOLES.....	28
4.4. DIMENSIONADO DEL ANILLO SELECTOR.....	30
4.5. VIDA DE LOS RODAMIENTOS.....	31
4.6. ELEMENTOS DE SEGURIDAD .....	32
5. CONCLUSIONES.....	33
6. RESUMEN DEL PRESUPUESTO .....	34
7. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	35





## **1. CONTENIDO**

### **1.1. OBJETO DEL PROYECTO**

El objeto de este proyecto consta de diseñar y calcular el mecanismo de una caja de cambios bajo el cumplimiento de las restricciones impuestas por la entidad que regula la categoría de karting KZ1 y KZ2.

Adaptar las prestaciones de transmisión al comportamiento de la unidad de potencia del vehículo, adecuando de la forma mas eficiente el escalonamiento de marchas y de tal forma que existan opciones de ofrecer la posibilidad a la escudería y sus pilotos ganar el campeonato.



## **1.2. ALCANCE**

El alcance de este proyecto se ve limitado a diseñar y calcular el mecanismo principal de una caja de cambios secuencial.

Albergando la selección y definición del escalonamiento de las marchas.

Queda comprendido el dimensionado, calculo resistente y diseño de árbol primario, secundario, los engranajes de las seis relaciones, los anillos selectores, elementos de seguridad de los conjuntos y la determinación de los rodamientos y su vida de funcionamiento.

En adición la realización de los planos de fabricación y la verificación de que la transmisión sea homologable para la categoría KZ1/KZ2 CIK-FIA.

Finalmente, la realización del presupuesto y documentación del proyecto.



### **1.3. ANTECEDENTES**

Este proyecto nace del interés personal del autor por el mundo del automovilismo y la competición, especialmente por la mecánica de los vehículos y la velocidad. Aunque no se parte de experiencia previa en diseño de transmisiones, sí se ha llevado a cabo una investigación técnica centrada en las cajas de cambios utilizadas en la categoría KZ, dentro del karting de competición.

Actualmente, las marcas líderes del sector fabrican transmisiones secuenciales compactas, precisas y optimizadas para ofrecer el máximo rendimiento. Sin embargo, los detalles técnicos de estas soluciones comerciales no suelen estar disponibles públicamente, lo que dificulta el estudio directo de sus componentes.

Ante esta falta de información, se ha optado por desarrollar un diseño propio desde cero, aplicando criterios técnicos y normativos reales, con el objetivo de obtener un conjunto funcional, resistente y comparable en rendimiento a los sistemas actuales del mercado.



## 1.4. CONDICIONANTES

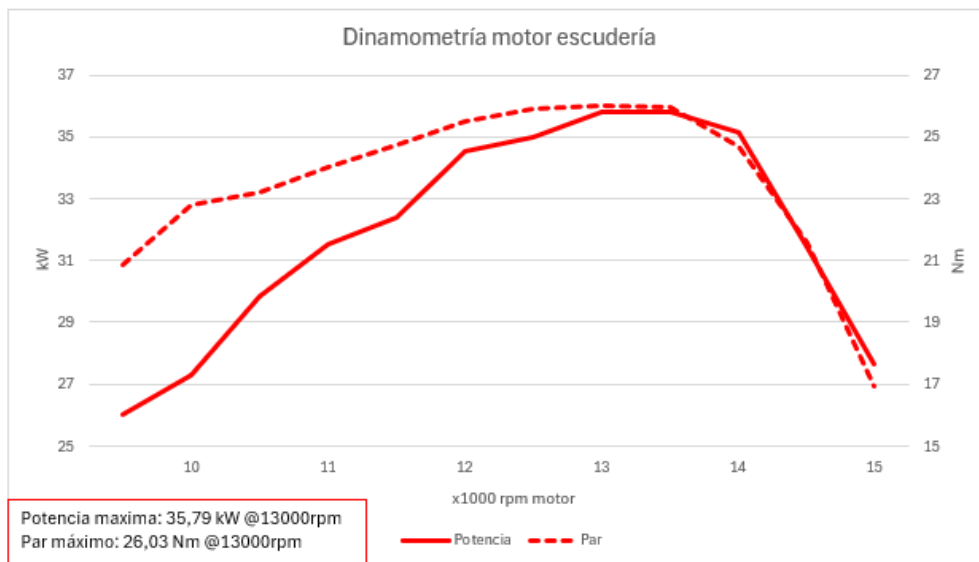
El presente apartado desglosa los condicionantes difiriendo entre:

Promotor, la escudería que impulsa este proyecto. Federación, la entidad que rige la categoría de competición del vehículo. Escenario de la carrera, la suma de los factores una vez en pista, que influyen en el comportamiento del vehículo.

### 1.4.1. CONDICIONANTES DE LA ESCUDERÍA

La escudería es quien proporciona el motor sobre el que se va a trabajar la caja de cambios, por ello, facilitan la curva de par y potencia donde podemos adquirir los datos dinámicos de la unidad de potencia.

GRÁFICA 1.3. Dinamometría de la unidad de potencia del proyecto.



Se puede apreciar como el motor obtiene el par y la potencia máxima en el mismo régimen y cerca del corte de revoluciones, reflejando el comportamiento característico de los motores dos tiempos.



Adicionalmente, subconjuntos que influyen de forma directa son preestablecidos por el pertinente departamento y comparten los datos técnicos: kit de arrastre, relación primaria y embrague.

Se considera como ultimo condicionante del equipo, el asegurar la vida de funcionamiento del mecanismo con seguridad para una temporada completa, 50 horas.

#### 1.4.2. CONDICIONANTES DE LA FEDERACIÓN

Relevante a los elementos de la transmisión, se dictamina que todo accionamiento debe ser puramente manual y mecánico, omitiendo cualquier tipo de asistencia en el acoplamiento de las distintas velocidades del cambio secuencial. Se estipula también el número de relaciones de la caja de cambios, seis, y la tolerancia tanto de las relaciones de transmisión, cómo del mecanizado de las piezas.

Nótese decir que, al estar todas las distintas partes que conforman el vehículo obligatoriamente homologadas, componentes como los neumáticos y el lubricante de la transmisión están predeterminados e influyen de forma directa en el desarrollo del proyecto.

TABLA 1.1. Propiedades aceite de transmisión KZ homologado CIK-FIA.

Putoline GP 80W	
Viscosidad 40°C [mm <sup>2</sup> /s]	77
Viscosidad 100°C [mm <sup>2</sup> /s]	9,5

TABLA 1.2. Ficha técnica neumáticos traseros KZ homologados CIK-FIA

MAP 11X7.1-5	
Radio de la cubierta [m]	0,1397



### 1.4.3. CONDICIONANTES DEL VEHICULO, PILOTO Y MEDIO

Conjugado con los condicionantes de la federación, se recogen datos que influyen en el comportamiento del vehículo en pista: masa, coeficiente aerodinámico, área frontal, tiempo invertido en el cambio de marcha, coeficiente de rodadura entre la cubierta del neumático y el asfalto, temperatura y densidad del aire.

TABLA 1.3. Condicionantes del escenario de carrera

Masa total vehículo con piloto [kg]	70
Coeficiente aerodinámico	0,7
Área frontal total vehículo [m <sup>2</sup> ]	0,75
Tiempo de ejecución del cambio [s]	0,1
Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	1,225
Coeficiente de rodadura	0,015



## **1.5. PROGRAMAS UTILIZADOS**

Focalizando en el desarrollo del proyecto, este acarrea la rama de cálculo y paralelamente la de dimensionado y diseño. El uso de software ha sido adaptado a las necesidades descritas, según se describe en este apartado.

El cálculo se ha realizado en Microsoft Excel, ofreciendo la parametrización en hojas de datos, útil ante la repetitividad e iteraciones a la hora de simular diversas alternativas de escenarios.

El programa Autodesk Inventor ha tomado un papel fundamental, cuyas herramientas de diseño computacional 3D, ensamblaje, simulación de propiedades y creación de planos de fabricación, se desarrollan de forma eficiente.



## 1.6. DEFINICIONES

Previo comienzo de la lectura del proyecto se definen conceptos básicos para la comprensión del lector, expuestos a continuación.

Caja de cambios secuencial: sistema de transmisión que permite el cambio de marchas de forma lineal, con una única palanca o mecanismo que engrana secuencialmente las distintas relaciones sin posibilidad de salto entre ellas.

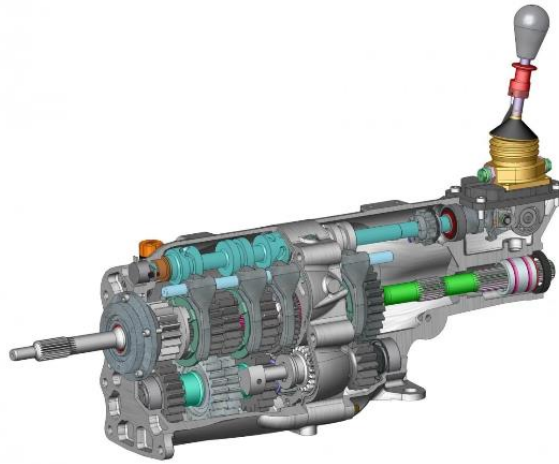


Figura 1.1. Sección longitudinal de una caja de cambios secuencial  
(fuente: RR2 Motorsport)

Kart KZ: vehículo de competición monoplaza con tracción trasera directa y motor de combustión de hasta 125 cm<sup>3</sup>, regulado por la CIK-FIA. Las categorías KZ1 y KZ2 utilizan cajas de cambio de 6 velocidades y embrague manual.

Árbol primario / eje de entrada: eje conectado directamente al embrague y que transmite el par motor hacia la caja de cambios.

Árbol secundario / eje de salida: eje sobre el que se disponen los engranajes locos y que transmite el par hacia la cadena y las ruedas traseras del vehículo.

Piñón / Rueda: engranajes que conforman cada marcha, montados sobre el árbol primario y el árbol secundario respectivamente. El término rueda hace sinónimo de corona en el proyecto, siendo la rueda dentada conducida por el piñón.



Anillo selector: mecanismo desplazable axialmente que engrana con los dientes frontales de los engranajes para transmitir el movimiento entre árboles. Incluye los anillos dentados y las horquillas de accionamiento.

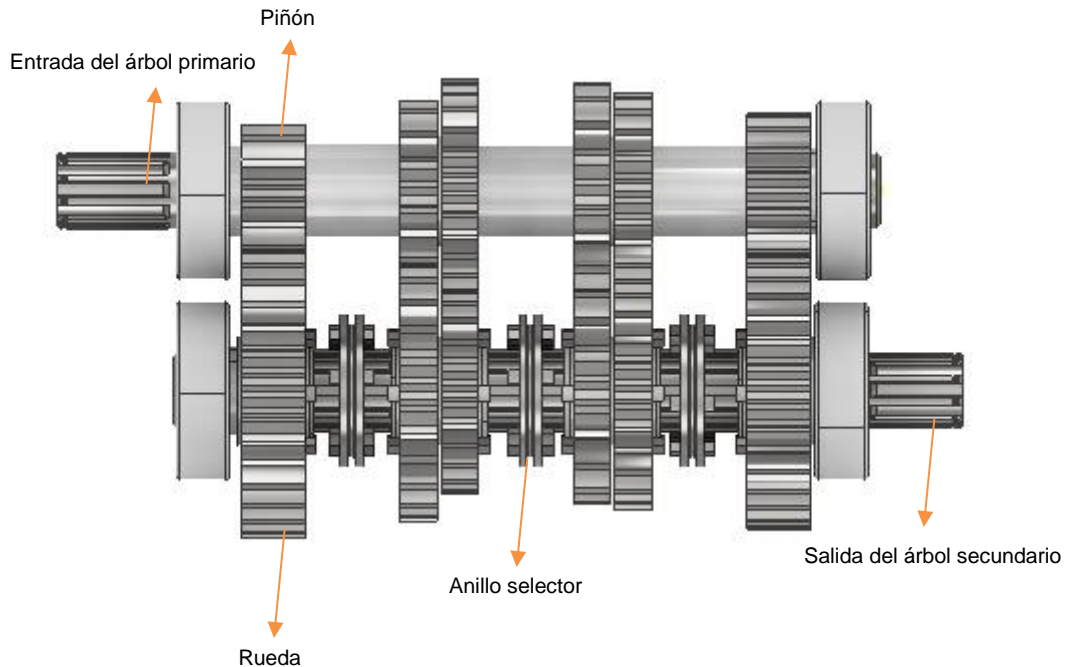


Figura 1.2. Definiciones básicas mecanismo de transmisión secuencial (fuente: propia)

Módulo ( $m$ ): relación entre el paso circular y  $\pi$ , utilizada como medida principal del tamaño de los dientes de un engranaje. Se expresa en milímetros y determina la geometría de los dientes.

Ángulo de presión ( $\alpha$ ): ángulo entre la dirección de la fuerza transmitida entre dientes y la tangente a los perfiles en contacto. Su valor influye en la capacidad de carga, fricción y resistencia al desgaste.

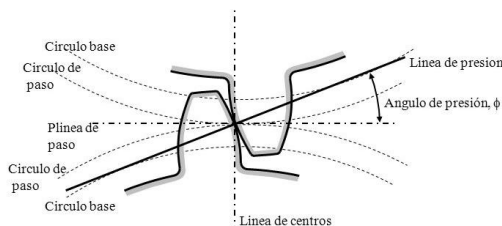


Figura 1.3. Esquema ángulo de presión engranajes rectos (fuente: HALvarez)



Tramo nervado: sección de eje mecanizada con nervaduras longitudinales (estrías), que permite la transmisión de par entre componentes acoplados sin necesidad de chaveta.

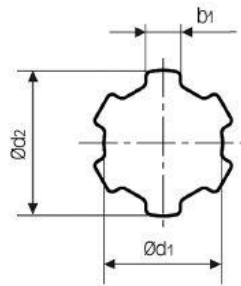


Figura 1.4. Sección eje nervado (fuente: Rodavigo)

Nitruración: tratamiento térmico termoquímico que endurece superficialmente el acero mediante difusión de nitrógeno, mejorando la resistencia al desgaste y la fatiga.

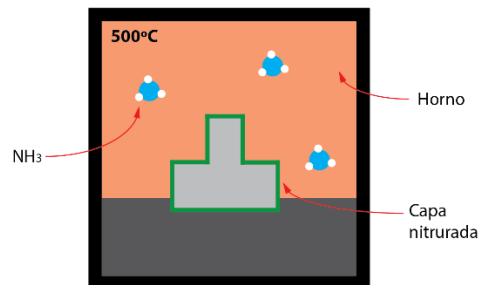


Figura 1.5. Esquema del proceso de nitruración del acero (fuente: Ingeniosos)

Coeficiente de seguridad: relación entre la resistencia admisible del material y la tensión o esfuerzo aplicado.

Relación de transmisión ( $i$ ): cociente entre el número de dientes del engranaje conducido y el conductor, que determina la variación de velocidad y par, de forma inversamente proporcional.



## 2. INTRODUCCIÓN

### 2.1. CONCEPTO DEL KART

Vehículo monoplaza de pequeñas dimensiones, concebido originalmente para uso en circuitos y actualmente empleado como cuna de pilotos de competición en múltiples categorías del automovilismo. Se caracteriza por su configuración sencilla: chasis tubular, motor de combustión, ruedas de pequeño diámetro, su gran capacidad de aislar al piloto con el asfalto, transmitiendo cada detalle al piloto por su carencia de dirección asistida y amortiguación.

En el presente proyecto, se toma como referencia el reglamento de la CIK-FIA para las categorías KZ1 y KZ2, en las cuales el kart incorpora caja de cambios secuencial de seis marchas, motor de 125 cm<sup>3</sup> refrigerado por agua y un conjunto de transmisión diseñado para soportar aceleraciones intensas, altas revoluciones y esfuerzos de competición.

### 2.2. FEDERACIÓN INTERNACIONAL DE KARTING

La *Commission Internationale de Karting* (CIK) es el organismo internacional encargado de regular, homologar y supervisar el karting a nivel mundial. Fue creada en 1962 como una comisión especializada dentro de la *Fédération Internationale de l'Automobile* (FIA), con la finalidad de establecer una normativa técnica y deportiva común para todas las competiciones de esta disciplina. Desde entonces, la CIK-FIA publica anualmente el reglamento técnico internacional, que define con precisión los parámetros que deben cumplir chasis, motores, cajas de cambios, frenos, neumáticos y otros componentes clave, así como los requisitos de homologación de fabricantes y equipos.

El marco normativo de la CIK-FIA es de obligado cumplimiento para participar en pruebas oficiales, y determina tanto las condiciones de diseño de los karts como los procedimientos de control técnico y verificación posterior a carrera.

Las principales categorías reguladas por la CIK-FIA son:



TABLA 2.1. Categorías y características principales CIK-FIA.

Categoría	Motor	Transmisión	Peso mínimo
OK/subcategorías	50 cm <sup>3</sup> , 2 tiempos	Automática	kart+piloto 150 kg
KZ2	125 cm <sup>3</sup> , 2 tiempos	Manual	kart+piloto 175 kg
KZ1	125 cm <sup>3</sup> , 2 tiempos	Manual	kart+piloto 170 kg
Superkart	250 cm <sup>3</sup> , 2 tiempos	Manual	kart+piloto 210 kg



### **2.3. CATEGORÍA KZ1 Y KZ2**

Las categorías KZ1 y KZ2 representan el nivel más alto dentro del karting internacional regulado por la CIK-FIA, siendo las únicas que incorporan caja de cambios secuencial de seis velocidades. Ambas utilizan motores de 125 cm<sup>3</sup> de dos tiempos, refrigerados por agua y con embrague, alcanzando potencias en torno a los 46-50 CV. La aceleración es extremadamente elevada, con registros de 0 a 100 km/h en menos de 3 segundos, y velocidades punta que, en función del desarrollo y la pista, pueden alcanzar los 180 km/h.

Desde el punto de vista técnico, la categoría KZ1 se considera la categoría reina, con mayor libertad en cuanto a reglajes, desarrollo de componentes y evolución técnica. Está dirigida a pilotos con licencia internacional y equipos con capacidad de optimización avanzada de chasis, motores y transmisiones. En contraposición, KZ2 mantiene las mismas bases mecánicas, pero con restricciones normativas más estrictas.

Durante la temporada 2024, el campeón del mundo en categoría KZ fue Giuseppe Palomba, compitiendo con motor TM Racing, marca que también se impuso en el Campeonato de Europa con Lorenzo Trivisanutto al volante de un chasis Parolin. Ambos resultados confirman la supremacía actual de los motores TM dentro del panorama competitivo.

La temporada internacional 2025 contempla un calendario de varios eventos distribuidos entre los meses de julio y noviembre, con pruebas destacadas como la que se celebrará en MotorLand Aragón del 5 al 7 de julio. Cada fin de semana de competición se estructura en sesiones de entrenamientos, clasificatorias y finales, acumulando entre 10 y 14 horas efectivas de uso intensivo del conjunto motriz durante el campeonato, lo cual representa una exigencia elevada sobre todos los componentes de la transmisión.



## **2.4. CAJA DE CAMBIOS**

Una caja de cambios es un sistema mecánico de transmisión que permite adaptar la velocidad de rotación y el par motor a las condiciones requeridas por el vehículo en cada momento. Su función principal es modificar la relación entre las revoluciones del motor y las de las ruedas, permitiendo así optimizar el rendimiento, la aceleración, el consumo y el control del vehículo en diferentes situaciones de marcha.

Se compone habitualmente de dos árboles paralelos (primario y secundario), conectados mediante engranajes que permiten seleccionar distintas relaciones de transmisión. Según el tipo de caja (manual, automática, secuencial...), la selección de estas relaciones puede realizarse por parte del conductor o por un sistema automatizado.



## 2.5. TRANSMISIÓN SECUENCIAL

Una caja de cambios secuencial es un tipo de transmisión manual en la que las marchas se cambian de forma ordenada, es decir, de una en una y en secuencia, sin posibilidad de saltarse relaciones. El paso de una marcha a la siguiente (o a la anterior) se realiza mediante un mecanismo de accionamiento lineal, generalmente mediante una palanca o gatillo, y el cambio se completa con un solo movimiento mecánico preciso y rápido.

A diferencia de las cajas sincronizadas tradicionales, en las cajas secuenciales no se utilizan sincronizadores por fricción, sino que el acoplamiento entre engranajes se realiza mediante anillos selectores, que encajan con dientes frontales en los engranajes. Esto permite cambios de marcha ultrarrápidos, ideales para competición, aunque requiere una acción más precisa por parte del conductor.

El sistema de selección se basa en un tambor ranurado o eje desmodrónico, que al girar desplaza unas horquillas selectoras, las cuales mueven axialmente los anillos selectores para conectar la marcha deseada. Este diseño asegura una respuesta rápida, mecánicamente sólida y altamente repetible, con un desgaste localizado y fácilmente controlable.

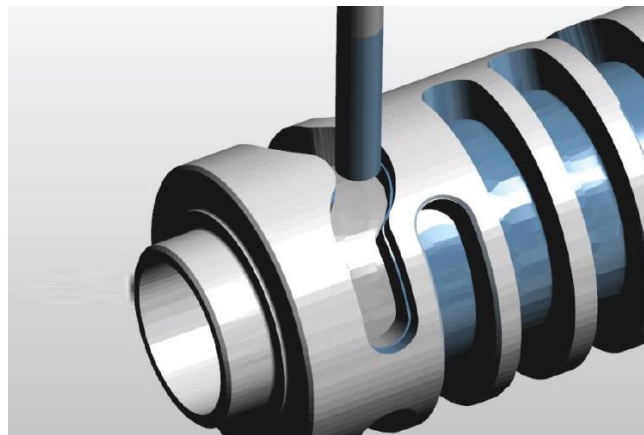


Figura 2.1. Ranuras guía para el desplazamiento axial de las horquillas y anillos selectores del tambor o eje desmodrónico (fuente: MfgTechUpdate)





Figura 2.2. Conjunto ensamblado con foco en el tambor ranurado, la conexión a las horquillas y los anillos selectores de las marchas (fuente: Bozi Tatarevic)

Este tipo de transmisión se utiliza habitualmente en karts de competición, motocicletas deportivas, vehículos de rally y fórmulas de altas prestaciones, donde el tiempo de cambio y la fiabilidad mecánica son críticos.



### 3. DISEÑO

#### 3.1. SUBCONJUNTO ÁRBOL PRIMARIO

El árbol primario constituye el primer elemento de transmisión mecánica de la caja de cambios tras el embrague. Su función principal es recoger el par motor procedente del conjunto propulsor a través del embrague multidisco y transmitirlo de forma permanente al conjunto de piñones engranados con el árbol secundario, permitiendo que la marcha seleccionada se active mediante el desplazamiento axial del anillo selector correspondiente.

Este eje está fabricado en acero AISI 9310, sometido a carburización superficial para mejorar su resistencia al desgaste y a la fatiga por contacto, alcanzando una dureza superficial de 58–63 HRC. La geometría general es de sección cilíndrica, con varios tramos diferenciados por mecanizado, diseñados para alojar engranajes, arandelas, espaciadores, y elementos de apoyo mediante rodamientos.

El árbol integra directamente la primera marcha mecanizada en el propio cuerpo del eje, esta solución permite soportar los elevados pares característicos de esta velocidad frente a su reducido tamaño que de ser un elemento independiente no tendría sección suficiente para asegurar su resistencia.

Las marchas segundas a sexta se montan sobre el árbol mediante ajuste estriado (nervado longitudinal), lo cual permite la transmisión de par. Estos piñones permanecen engranados de forma constante con sus respectivas ruedas del árbol secundario. La selección de la relación activa se realiza mediante el acoplamiento lateral de un anillo selector que, al ser desplazado sobre el árbol primario, conecta dicho piñón con la rueda engranada axialmente en el eje de salida, permitiendo la transmisión de par.

El árbol dispone de dos alojamientos extremos para rodamientos de bolas, concretamente de referencia SKF 6304 ETN9, que garantizan el guiado rotacional con baja fricción y elevada rigidez radial. Para asegurar la correcta posición axial de los componentes montados, se intercalan espaciadores de aluminio, así como arandelas de empuje en zonas de contacto entre elementos críticos. Estas arandelas absorben las



cargas axiales generadas durante los cambios de marcha y reducen el desgaste por fricción.

En el extremo de entrada del árbol se mecaniza el alojamiento para el embrague multidisco, el cual se fija de forma coaxial y transfiere el par motor directamente al eje mediante un estriado central. La alineación entre el árbol y el embrague resulta crítica para evitar vibraciones, por lo que las tolerancias geométricas han sido ajustadas con alta calidad de precisión.

A lo largo del eje, se han tenido en cuenta tanto los diámetros exteriores de asiento de engranajes, como las ranuras para circlips, garantizando un montaje seguro, sin desplazamientos axiales indeseados y con facilidad de desmontaje en caso de mantenimiento o sustitución de componentes.

En conjunto, el árbol primario ha sido diseñado para soportar elevados esfuerzos torsionales y de flexión, trabajar a regímenes de giro superiores a 13500 rpm y mantener la alineación funcional con el árbol secundario en todo el rango de funcionamiento. La robustez estructural se ha equilibrado con el objetivo de minimizar la masa rotacional, manteniendo un compromiso óptimo entre rigidez torsional, ligereza y durabilidad.

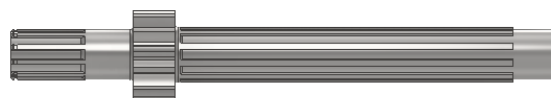


Figura 3.1. Árbol primario del proyecto (fuente: propia)

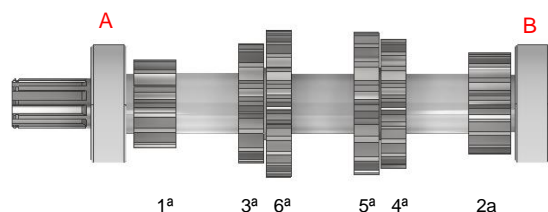


Figura 3.2. Subconjunto del árbol primario (fuente: propia)



El subconjunto de engranajes del árbol primario está formado por seis piñones de dientes rectos, correspondientes a las marchas de primera a sexta. Todos ellos han sido dimensionados y especificados conforme a los requisitos de transmisión continua de potencia.

El material seleccionado para todos los piñones es acero AISI 9310, un acero aleado de grano fino y alta templabilidad, adecuado para tratamientos de carburizado, con el objetivo de alcanzar durezas superficiales del orden de 58–63 HRC, mientras se conserva un núcleo tenaz y dúctil. Este tratamiento permite resistir tanto la presión de contacto entre flancos como las tensiones alternantes de flexión en la base de diente, características de las transmisiones utilizadas en entornos de competición.

Los piñones presentan todos perfil de diente recto, de alto rendimiento y eficiencia geométrica en condiciones de engrane constante.

En cuanto a la estructura interna, todos los piñones de segunda a sexta están conformados con un cubo de estriado recto que se acopla sobre el árbol primario. Este estriado permite una transmisión de par permanente entre el piñón y el eje, garantizando su sincronía rotacional en todo momento. La unión no requiere anillos de retención ya que el posicionado se fija mediante espaciadores y arandelas axiales.

En cambio, la primera marcha no se dispone como elemento independiente, sino que se mecaniza directamente sobre el cuerpo del árbol primario. Esta decisión se justifica por la escasa sección resistente disponible en el extremo del eje, lo que hace inviable la fabricación de un piñón independiente sin comprometer su rigidez estructural.

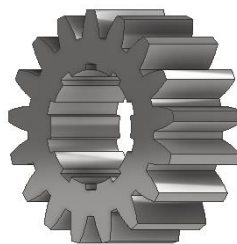


Figura 3.3. Piñón con cubo nervado (fuente: propia)



### **3.2. SUBCONJUNTO ÁRBOL SECUNDARIO**

El árbol secundario constituye el elemento de salida del sistema de engranajes de la caja de cambios. Su función principal es recibir el par motor desde el árbol primario a través del engranaje seleccionado mediante anillo selector, y transmitirlo al sistema de arrastre final del vehículo. Se trata de un eje diseñado para trabajar en régimen de carga alternante, sometido a esfuerzos de flexión, torsión y contacto superficial entre componentes móviles.

Este eje está fabricado en acero AISI 9310, carburizado superficialmente para alcanzar una dureza entre 58 y 63 HRC, garantizando así una elevada resistencia al desgaste y la fatiga superficial en las zonas de apoyo y acoplamiento. El núcleo conserva una tenacidad suficiente para resistir cargas dinámicas sin fractura. La geometría general del eje está optimizada para reducir masa rotacional y garantizar un guiado preciso de todos los componentes móviles.

A diferencia del árbol primario, el árbol secundario no transmite par directamente a través de los engranajes montados sobre él, sino que dichos engranajes, también denominados coronas o ruedas dentadas, giran libres sobre el eje mientras no están engranados. El acoplamiento efectivo se realiza únicamente cuando uno de los anillos selectores se desplaza axialmente y encaja sus dientes frontales con el dentado interior del engranaje correspondiente. En ese momento, la rueda queda solidaria al eje mediante un nervado longitudinal mecanizado en la zona de contacto del anillo selector, transmitiendo así el par al eje y, posteriormente, al sistema de arrastre.

Cada engranaje loco se monta sobre el árbol mediante una corona de agujas, que permite su libre rotación con una fricción mínima mientras no está acoplado. Estas coronas están alojadas con tolerancias estrechas tanto en el diámetro interior del engranaje como en el diámetro exterior del eje, con el objetivo de mantener coaxialidad y reparto uniforme de cargas.

En cuanto a la geometría interna, el árbol secundario incluye zonas estriadas compatibles con el perfil interior de los anillos selectores, que se encargan de fijar axialmente el anillo en la marcha engranada. Estas zonas están dimensionadas para



absorber par máximo sin deslizamiento, además cuenta con radios de transición suavizados para evitar concentraciones de tensión.

En el extremo de salida, el árbol incorpora el alojamiento del piñón del kit de arrastre, que transmite el par al eje de las ruedas mediante cadena. Este piñón se fija mediante un estriado axial y se asegura con un circlip de retención, facilitando así el desmontaje y la sustitución sin necesidad de desensamblar el eje completo.

En ambos extremos del eje se montan rodamientos de bolas (referencia SKF 6304 ETN9), que permiten el guiado rotacional con baja fricción y elevada rigidez, manteniendo la alineación entre el eje y la carcasa de la caja. En algunos diseños, también se incluyen arandelas de empuje entre los rodamientos y los elementos móviles para absorber desplazamientos axiales no deseados y proteger las coronas de agujas que albergan las ruedas dentadas.

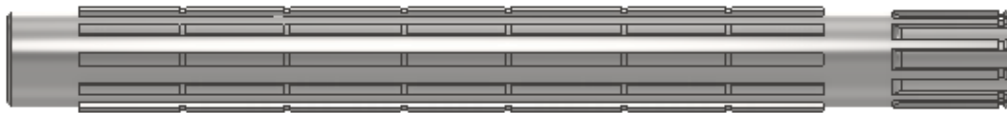


Figura 3.4. Árbol secundario (fuente: propia)

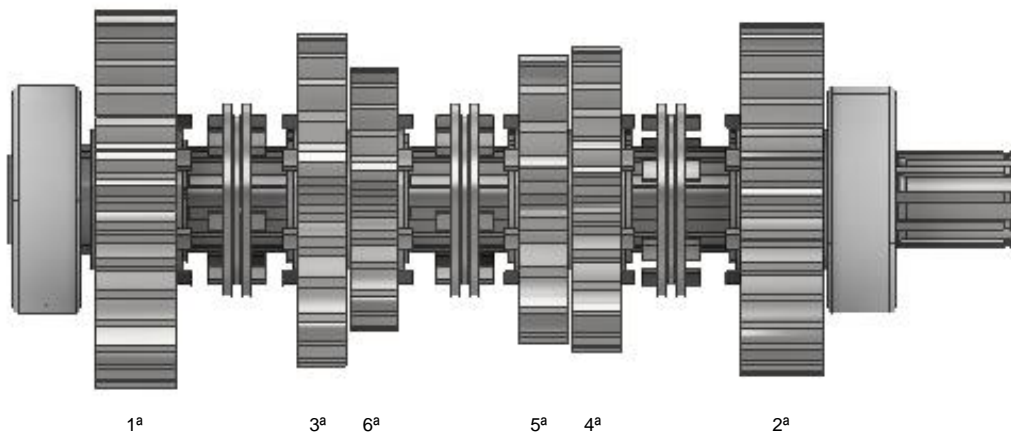


Figura 3.5. Subconjunto árbol secundario (fuente: propia)



El subconjunto de ruedas dentadas montadas sobre el árbol secundario está formado por seis engranajes rectos, correspondientes a las marchas de primera a sexta. Estos elementos no están fijados rígidamente al eje, sino que giran libres (locos) mediante el apoyo sobre coronas de agujas, hasta que el sistema de selección activa el acoplamiento mediante el correspondiente anillo selector.

Todas las coronas están fabricadas en acero AISI 9310, carburizado para alcanzar una dureza de 58–63 HRC, lo que garantiza una elevada resistencia a la fatiga de contacto y al desgaste por rozamiento durante los ciclos de engrane y desengrane repetidos que caracterizan una caja secuencial. Este acero permite mantener una estructura interna tenaz con elevada resistencia al choque, mientras la superficie endurecida soporta los esfuerzos de presión.

En el interior de cada rueda dentada se encuentra un alojamiento mecanizado de precisión para la correspondiente corona de agujas, que le permite girar libremente sobre el eje secundario. Esta configuración es necesaria en una caja de engrane constante: todos los engranajes están permanentemente acoplados con sus correspondientes piñones del árbol primario, pero solo transmiten par cuando el anillo selector se enclava en los dientes frontales situados en uno de los laterales de la rueda.

Estos dientes frontales permiten el acoplamiento directo con los anillos selectores, sin necesidad de sincronización por fricción.

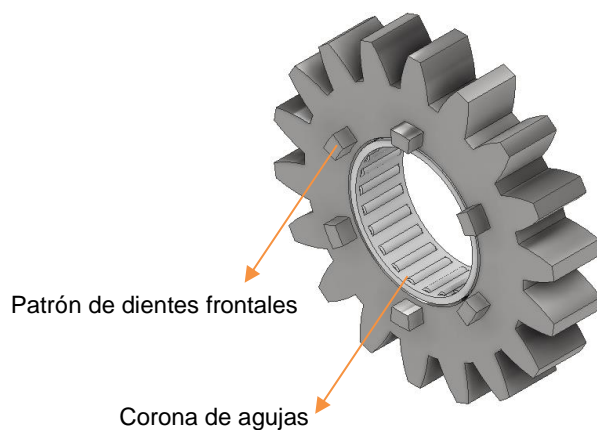


Figura 3.6. Esquema funcional de la rueda conducida (fuente: propia)



## 4. RESULTADOS

### 4.1. ESCALONAMIENTO DE LAS MARCHAS

La selección de las relaciones de transmisión de las seis marchas es el pilar fundamental de la caja de cambios, pues nace la oportunidad de exprimir al máximo la banda de potencia del motor.

Inicialmente se crea una simulación, donde segmentando la dinámica longitudinal del vehículo se adquiere la capacidad de determinar el tiempo acumulado que invierte cualquier transmisión en alcanzar su velocidad punta desde el reposo.

La precisión que alcanzan estos resultados es elevada, pues se mantiene la linealidad característica de la dinamometría del motor en todo momento.

Se tiene en cuenta la fuerza de tracción, la resistencia por rodadura, la resistencia aerodinámica, el tiempo invertido en el cambio de marcha, la masa del vehículo e inercias.

Además, con la finalidad de igualar las condiciones y poder hacer comparaciones exhaustivas entre una o varias cajas de cambios, se igualan las condiciones fijando para todas ellas el mismo motor, kit de arrastre, coeficiente aerodinámico, área frontal del vehículo, peso, etc.

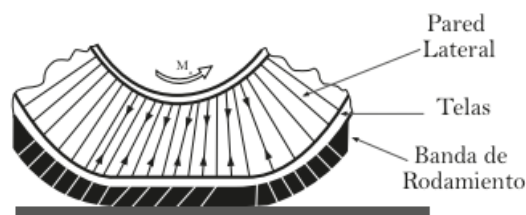


Figura 4.1. Representación de la resistencia a la rodadura (fuente: GateSearch)

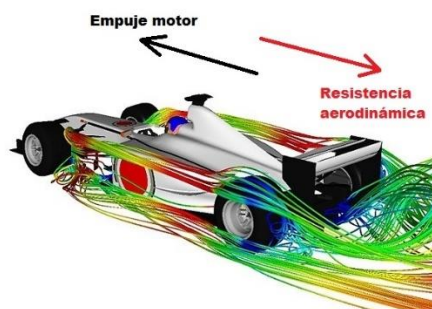
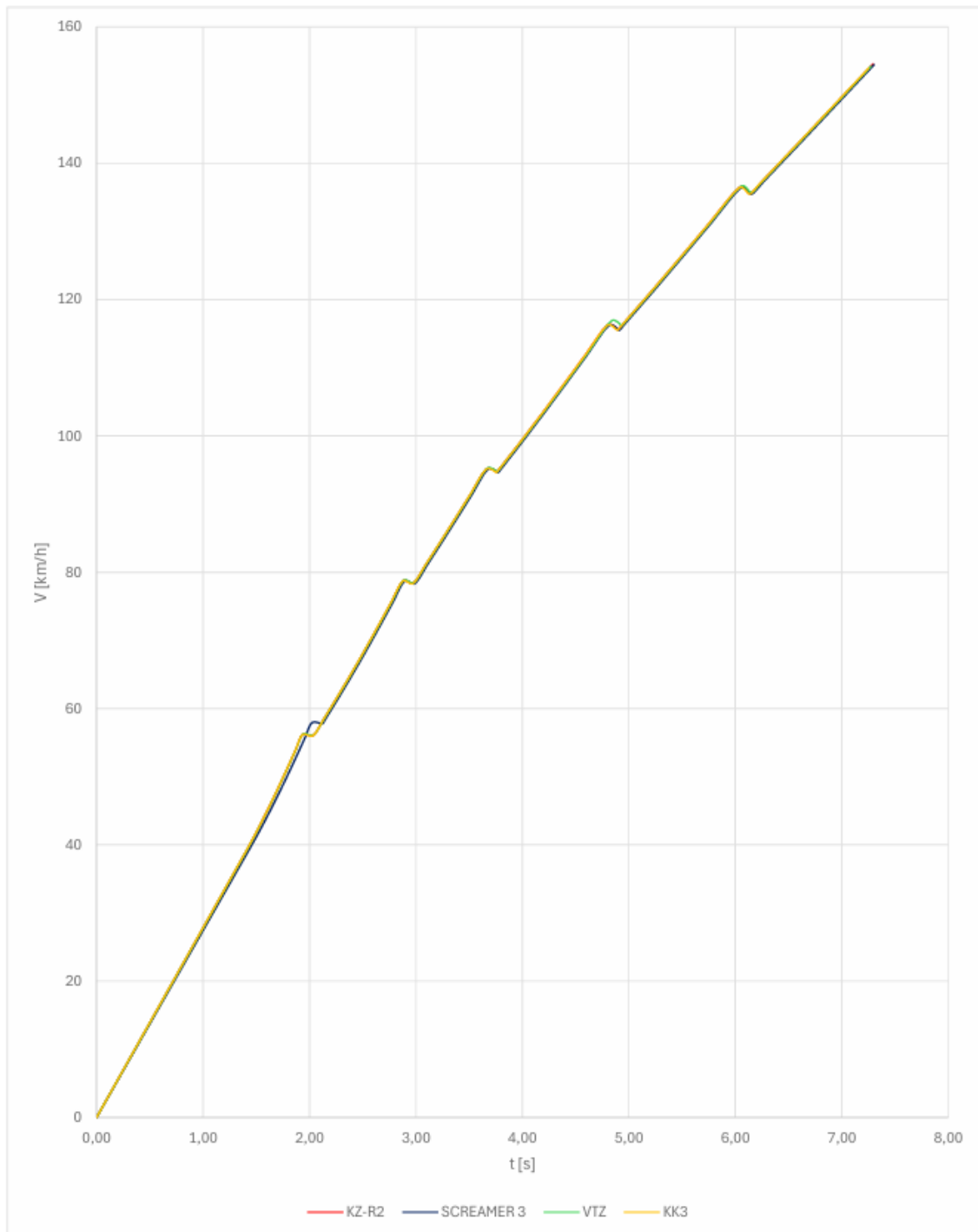


Figura 4.2. Representación de la resistencia aerodinámica (fuente: SecretosF1)



GRÁFICA 4.1. Velocidad respecto a línea del tiempo de las transmisiones de estudio



El análisis realizado expone la similitud entre las prestaciones de las distintas transmisiones y que ninguna de ellas alcanza una mayor velocidad punta en un tiempo inferior respecto a otra.



Focalizando en la transmisión del fabricante que ostenta el título, TM Racing y su caja de cambios KZ-R2. El cambio secuencial de este proyecto comparte su relación primaria, así como la primera y sexta velocidad son idénticas, por ende, adquirimos la misma velocidad punta.

Obteniendo gracias al escalonamiento según la metodología de cálculo de tiempo mínimo, donde se usan relaciones más cortas en las primeras marchas, sacrificando el salto de la 5ª a la 6ª velocidad, mediante una transición secuencial armónica se obtuvieron los resultados expuestos, véase TABLA 4.1 y GRÁFICA 4.1.

TABLA 4.1. Comparativa transmisión del proyecto vs. KZ-R2.

Transmisión	Velocidad punta [km/h]	Tiempo invertido [s]
TM Racing KZ-R2	154,29	7,297
Proyecto	154,29	7,284

Adelantando por 13 milésimas al competidor durante la aceleración total longitudinal del vehículo, desde el reposo hasta la velocidad punta, en igualdad de condiciones para el motor de la escudería.

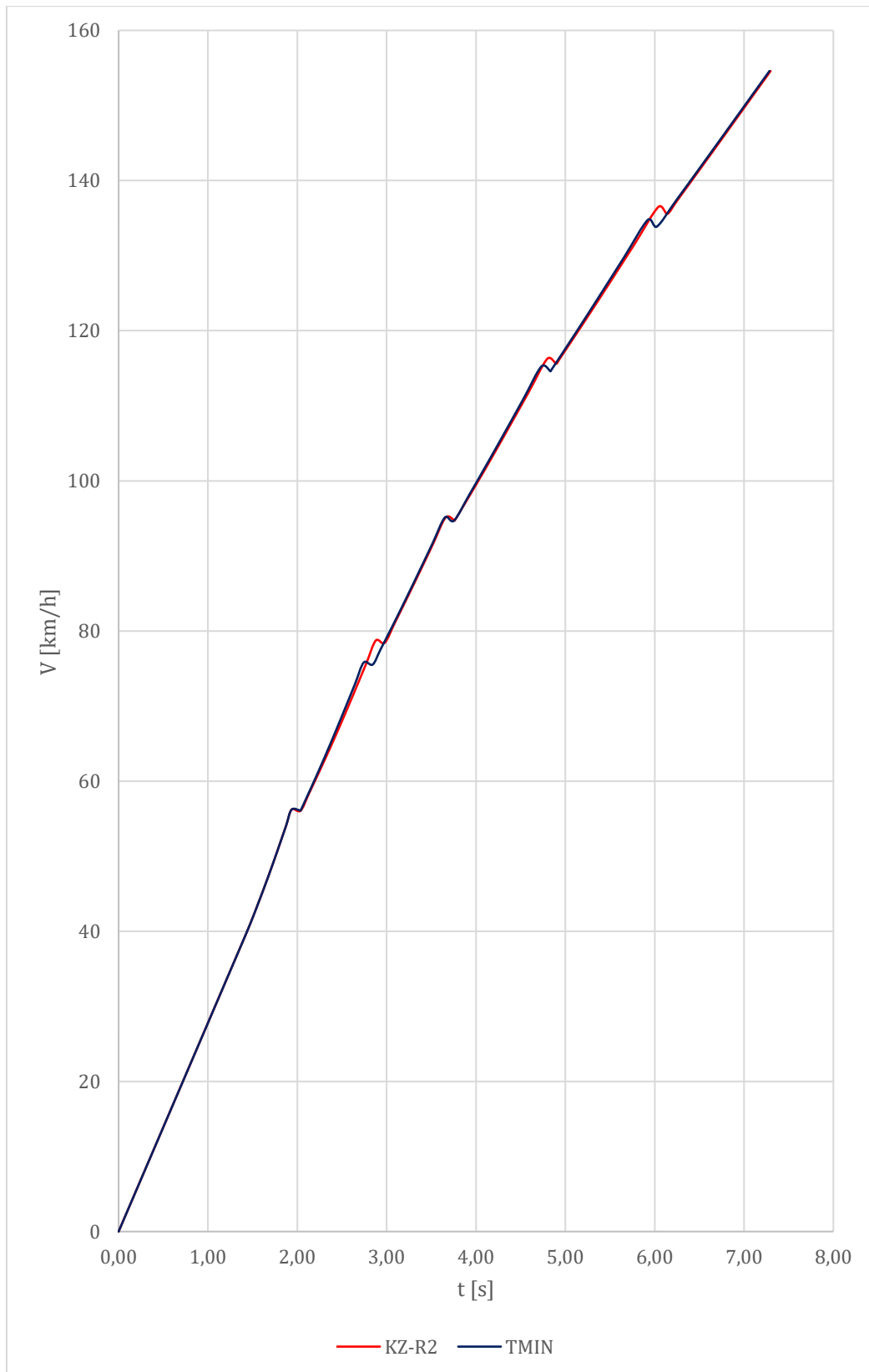
Obteniendo finalmente las relaciones que se muestran en la TABLA 4.2. tras seleccionar el número de dientes, dentro de un rango estipulado para no incrementar las dimensiones y peso de la transmisión, que tiene la desviación mínima respecto al escalonamiento armónico.

TABLA 4.2. Número de dientes seleccionados y relaciones de transmisión del proyecto.

Marcha	$Z_E$	$Z_S$	$i$
1a	13	33	2,5385
2a	17	32	1,8823
3a	16	24	1,5000
4a	21	26	1,2381
5a	17	18	1,0588
6a	26	24	0,9231



GRÁFICA 4.2. Comparativa transmisión del proyecto vs. KZ-R2.



## 4.2. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES

De forma preliminar se definen los módulos para la pareja de engranajes de cada marcha que permiten fijar la distancia entre el árbol primario y secundario, mediante un algoritmo VBA, posteriormente se aproximan los valores a módulos cuya fabricación sea posible mediante cremallera de perfil según la tabla inferior.

TABLA 4.3. Perfiles de cremalleras ISO 53:1998.

Símbolo	Perfiles básicos de la cremallera			
	Perfil A	Perfil B	Perfil C	Perfil D
$\alpha_n$	20°	20°	20°	20°
$h_{a0}$	1,25	1,25	1,25	1,4
$h_a$	1	1	1	1
$r_f$	0,38	0,3	0,25	0,39

A continuación, se sigue la norma de cálculo para engranajes AGMA ISO 6336, cuyo estudio se centra en la falla por tensión superficial y por flexión del diente.

Siguiendo el criterio citado se determinan entre otros parámetros, el ancho de cara para cada engranaje, el coeficiente de seguridad a vida infinita y el radio de espesor de anillo máximo, necesario para poder definir tanto el diámetro máximo del cubo de los engranajes, como la posición radial máxima del patrón de dientes frontales mecanizados que engranan con el anillo selector.

Se concluye el resultado favorablemente con la resistencia a vida infinita de todos los engranajes y la definición de todas las cotas de diseño necesarias para proseguir el dimensionado de los elementos adyacentes. Con el módulo 'm' y ancho de cara 'b' expuestos, véase TABLA 4.4 y conjugar con TABLA 4.2.

TABLA 4.4. Dimensiones de los engranajes del proyecto

	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup>	6 <sup>a</sup>
m [mm]	2,3	2,15	2,65	2,25	3	2,1
b [mm]	17	17	10	10	10	10



### 4.3. DIMENSIONADO DE LOS ÁRBOLES

Inicialmente, se deciden los perfiles de eje nervado que se utilizan tanto para alojar engranajes, como para el embrague y piñón de ataque. Se definen dos tipologías y se corrobora la resistencia del flanco a cortante.

Posteriormente se estudia un escenario para cada relación acoplada de ambos árboles, bajo la hipótesis de potencia máxima, estrechando la precisión de cálculo en las secciones críticas como estriados, radios de curvatura y ranuras de circlip.

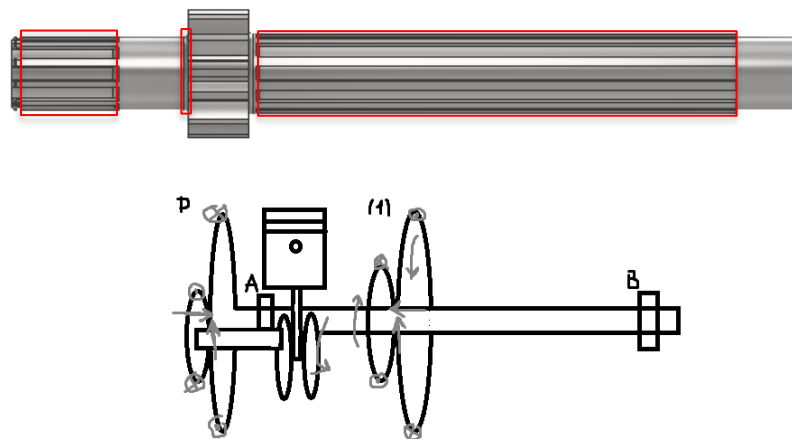


Figura 4.3. Entallas del árbol primario, acompañado del sistema de sentidos de movimiento y cargas de este en la primera velocidad (fuente: propia)

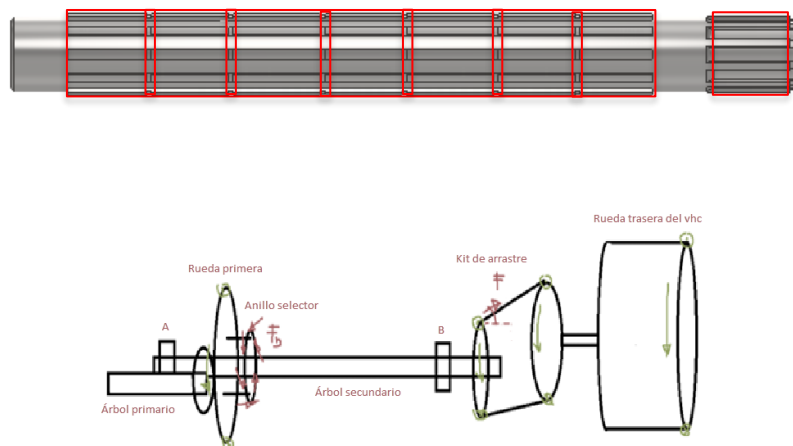


Figura 4.4. Entallas del árbol secundario, acompañado del sistema de sentidos de movimiento y cargas de este en la primera velocidad (fuente: propia)



Durante el análisis de fatiga a vida infinita se consigue determinar la sección crítica de la caja de cambios, el árbol secundario, la transición del asiento del rodamiento al estriado del piñón de ataque durante el acople de la primera relación. Advirtiendo así, de la zona de revisión en el pertinente mantenimiento.

Finalmente, el resultado es favorable y se consigue asegurar la resistencia del eje a ciclos infinitos con un coeficiente de seguridad reducido, ahorrando peso del mecanismo y mejorando la eficiencia del vehículo en la competición.

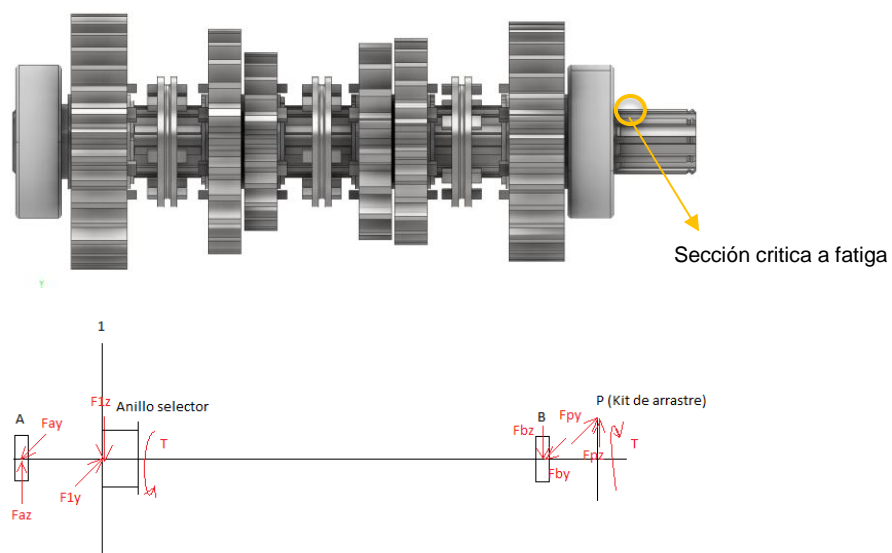


Figura 4.5. Diagrama de cargas sobre el escenario crítico, árbol secundario con la primera relación (fuente: propia)

Finalmente, ambos árboles tienen dos perfiles nervados, el perfil 1 asiento de los engranajes de diámetro superior 22 mm e inferior 20 mm, el perfil 2 asiento de embrague y piñón de ataque cuyo diámetro superior es de 20 mm e inferior 18 mm. Se contempla otra sección para el asiento de los rodamientos de 20 mm y ranurados para circlips.

Las respectivas longitudes totales del árbol primario y secundario son 219 y 211 mm.

Adicionalmente, las superficies con mayores tensiones o de contacto severo se han estipulado como rectificadas en los planos de fabricación.



#### 4.4. DIMENSIONADO DEL ANILLO SELECTOR

Emprendiendo el cálculo de resistencia del patrón axial de dientes frontales gracias al cual se permite acoplar las marchas a la salida de la caja de cambios, se analiza la resistencia a cortante de este y posteriormente el cuerpo del disco a torsión.

Las cotas de diseño se adaptan a las restricciones dimensionales de los elementos de seguridad y fijación que componen el conjunto. Como se observa en la Figura 4.6., el circlip y la arandela de empuje axial limitan el radio mínimo sobre el que mecanizar el patrón axial de dientes frontales, en las ruedas dentadas y sobre el propio anillo selector.



Figura 4.6. Limitaciones de diseño del patrón axial de dientes frontales en base a los elementos de fijación vecinos (fuente: propia)

En adición el radio de espesor de anillo de ambas ruedas, quinta y sexta velocidad, fruto del cálculo de dimensionado de engranajes a flexión restringen el radio máximo al que se puede mecanizar sobre los engranajes y, por ende, en el anillo selector.

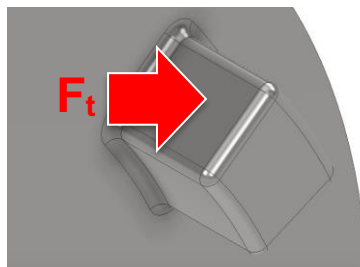


Figura 4.7. Fuerza tangencial inducida durante el acople de marchas (fuente: propia)

Finalmente resulta favorable el cálculo de la sección resistente con un radio superior de 17,7 mm e inferior de 15mm.



#### 4.5. VIDA DE LOS RODAMIENTOS

De la mano del proveedor, SKF, se definen los escenarios en base a valores obtenidos del dimensionado de los árboles, donde se observa que es el mismo que supone el caso mas desfavorable en el árbol secundario el que induce la mayor carga radial al rodamiento de bolas vecino del piñón de ataque.

El rodamiento de bolas 6304 ETN9, muere a fatiga tras 103 horas de funcionamiento, cumplimentando la vida estimada para una temporada completa de la categoría KZ, cuya duración comprende 50 horas.



Figura 4.8. Rodamiento de hilera única de bolas 6304 ETN9 (fuente: SKF)

Se continua con el cálculo de las coronas de agujas, donde se halla un ratio carga-velocidad de las ruedas del árbol secundario, cuyo resultado expone que se debe analizar el modelo K 24X28X10 cuando se engrana la tercera velocidad, finalmente se obtienen 108 horas de funcionamiento. En paralelo, con un calculo mas conservador para la variante K 24X28X17 se determinan 182 horas de vida.



Figura 4.9. Rodamiento de corona de agujas K 24x28 (fuente; SKF)



#### 4.6. ELEMENTOS DE SEGURIDAD

Una vez obtenidas las dimensiones del prototipo de árboles, engranajes, anillos selectores y rodamientos. Se determinan los elementos de fijación como espaciadores y circlips, que permiten fijar de una forma precisa las posiciones de los elementos en el conjunto y ofrecen facilidad de montaje.

Los espaciadores se fabrican en aluminio Al7075-T6, cuya elevada resistencia mecánica protege el conjunto frente entornos indeseados y su coeficiente de dilatación térmica permite mantener los ajustes ideales en un mayor rango de escenarios de trabajo.

Se, dada la casuística de montaje, con la implementación de arandelas de empuje axial para proteger las coronas de agujas y los propios engranajes, los cuales disipan cargas longitudinales del eje antes de que topen con elementos vulnerables. Se mecaniza sobre AISI 9310 para resistir acontecimientos infortunitos.

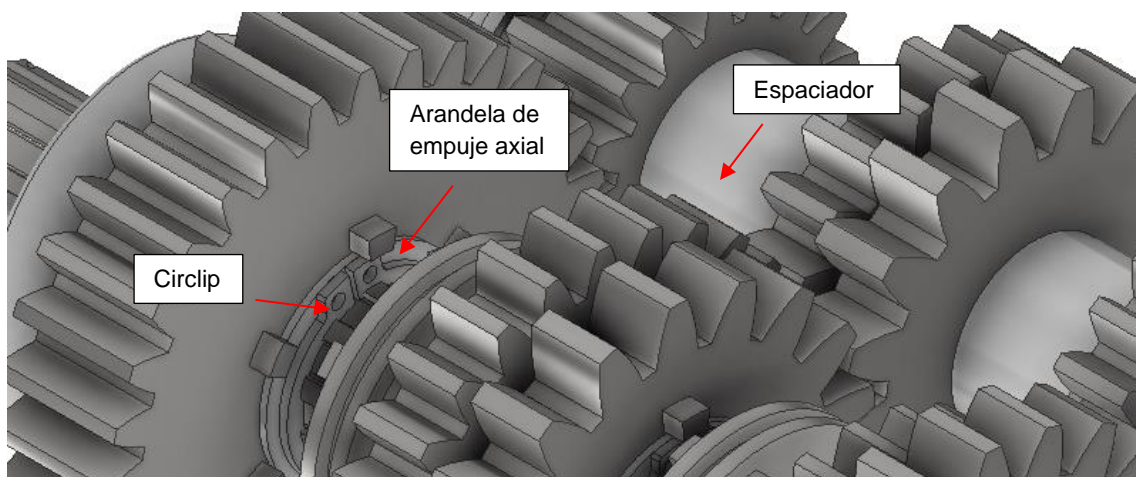


Figura 4.10. Elementos de seguridad del conjunto (fuente: propia)

Fruto del ingenio, finalmente, se añaden elementos denominados adaptadores, los cuales tienen como función convertir secciones estriadas en cilíndricas, ejerciendo de pista interior para las coronas de agujas y facilitando el montaje y distribución de la masa durante la longitud del árbol secundario. Se mecanizan sobre acero AISI 9310 para soportar las fuerzas tangenciales de las ruedas dentadas sin perjudicar al rodamiento.



## **5. CONCLUSIONES**

La aplicación de los conocimientos adquiridos en el grado de ingeniería mecánica, permiten alcanzar el objetivo del proyecto. Los resultados favorables que se exponen a lo largo de los distintos documentos que abarcan el diseño y cálculo de la caja de cambios para un kart KZ1/KZ2, son fruto de cuestionar hasta el último detalle de cada procedimiento tras no topar con los valores que se deseaban.

La comprensión de que la segmentación de la simulación de la dinámica longitudinal del vehículo ha de ir conjugada con la linealidad de la curva potencia-par del motor fue crucial para obtener un resultado correcto. No es hasta que se halla una anomalía tras otra, que se pone en duda la metodología y se terminó por alcanzar el desarrollo correcto y la seguridad del proceso.

El dote de lecturas sobre los campos específicos de dimensionado permite que, a medida que avanzas y resuelves escenarios críticos sepas que factores o cotas ajustar para poder alcanzar la resistencia deseada sin exceder material en la sección. Esto debe a como el autor se nutre de nuevas nociones de parametrización de ecuaciones en hojas de cálculo, las cuales ofrecían resultados de forma instantánea para la variación de dimensiones hasta topar con la idónea, haciendo sencillo detectar los puntos débiles de cada elemento.

La pasión por el trabajo realizado ha hecho que se concilie una estrecha relación con el acopio de información y aprendizaje del funcionamiento de todos los mecanismos que envuelven la caja de cambios: accionamiento, selector, primario, secundario, embrague y arrastre.

La realización de planos con requerimientos de alta precisión se ha realizado de forma satisfactoria, analizando que geometrías perjudicarían en mayor magnitud de ser mal interpretadas o ejecutadas de los planos de fabricación, consiguiendo compartir una acotación que traslade al técnico la pieza que desea el proyectista.

Finalmente, recalcar el logro de obtener un tiempo competitivo gracias al escalonamiento de marchas armónico, con un conjunto resistente y obteniendo una transmisión cuyo prototipado es posible.



## 6. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

### RESUMEN DE PRESUPUESTO

#### CAJA DE CAMBIOS KZ

CAPÍTULO	RESUMEN	IMPORTE	%
01	Sub. árbol primario excp. elementos normalizados y material menor .....	468,42	31,91
02	Sub. árbol secundario excp. elementos normalizados y material menor.....	689,56	46,97
03	Elementos normalizados .....	102,06	6,95
04	Material menor.....	207,99	14,17
	<b>PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL</b>	<b>1.468,03</b>	
	13,00 % Gastos generales .....	190,84	
	6,00 % Beneficio industrial .....	88,08	
	Suma .....	278,92	
	<b>PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN SIN IVA</b>	<b>1.746,95</b>	
	21% IVA .....	366,86	
	<b>PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN</b>	<b>2.113,81</b>	

Asciende el presupuesto a la expresada cantidad de DOS MIL CIENTO TRECE EUROS con OCHENTA Y UN CÉNTIMOS

Calafell, 28 de mayo 2025.

Escudería KZ

Antonio Juan-Dalac Sánchez




## 7. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

[A1] Tkart – Aerodinámica del kart. 06 de marzo 2023 en [Aerodinámica del kart | TKART - News, tips, tech about karting](#)

[A2] Tkart – Seamless vs. secuencial tradicional. 21 de octubre 2023 en [Seamless vs secuencial tradicional: prueba-comparación de las dos cajas de cambios para motores de karting | TKART - News, tips, tech about karting](#)

[A3] Tkart – Fuerzas generadas por los neumáticos. 22 de septiembre 2022 en [Fuerzas generadas por los neumáticos | TKART - News, tips, tech about karting](#)

[B1] P. Luque, D. Álvarez, C. Vera, *Ingeniería del automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico*, 2004.

[B2] Carles Riba, *Mecanismes i màquines II, Transmissions d'engranatges*, 2002.

[D1] Joaquim Fernández Cels, *Departament d'Enginyeria Mecànica, Canvis de marxes*, 1991.

[E1] R. G. Budynas, J. K. Nisbett, *Shigley Diseño en ingeniería mecánica 9ª edición, Engranajes rectos*, 2012.

[E2] SSA – 9310 Alloy Steel. 2025 en [9310 ALLOY STEEL – AMS 6265 VAR – UNS93106](#)

[E3] Stephen P. Radzevich, *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture 4ª edición, Spur gears free play*, 2021.

[E4] M. Abasolo, S. Navalpotro, E. Iriondo, J. Corral, *Cálculo del módulo de engranajes cilíndricos*, ND.

[E5] Robert L., *Machinery Design an Integrated Approach 3ª edición, Standarized gears*, 2006.



[E6] José Ignacio Pedrero Moya, *Tecnología de Máquinas. Tomo II, Engranajes*, 2018.

[F1] Peterson's, *Estress Concentration Factors, Splinned Shafts*, 1997.

[F2] J. Bigordà, J. Fenollosa, *La fatiga del elements mecànics, Vida Infinita*, 1998.

