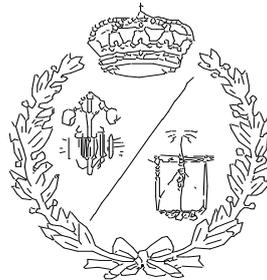


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DISEÑO MECÁNICO DEL ELEMENTO DE TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO LIGERO INDUSTRIAL

**MECHANICAL DESIGN OF A LIGHT
COMMERCIAL VEHICLE TRANSMISSION
ELEMENT**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Marcos de la Fuente González

Tutores: Alberto Díez Ibarbia, Dionisio Cagigas Fojaco,
Carlos Alberto Calderón Amo

Septiembre - 2022

RESUMEN

Este proyecto surge del interés de SEG Automotive en incorporar un sistema de potencia con su máquina eléctrica, denominada BRM, al diferencial de un vehículo ligero industrial. Dentro de este contexto, el objetivo principal de este proyecto es el diseño mecánico de este sistema, desde un punto de vista geométrico y mecánico el cual permita acoplar ambos ejes mediante un elemento transmisor de potencia.

Antes de comenzar con el diseño en sí del sistema de transmisión, se plantearán distintas alternativas que se puedan ajustar al correcto funcionamiento del conjunto final.

Posteriormente, se realizará el diseño geométrico CAD con el programa “Autodesk Inventor Professional” de los distintos modelos propuestos. Una vez hecho esto, se hará una primera selección y se descartarán aquellos modelos que, por factores geométricos, constructivos y de montaje no sean adecuados.

Se procederá a la realización de unos cálculos previos a mano para hacer una primera aproximación y comparativa resistente de las distintas soluciones consideradas. En paralelo, se diseñarán una serie de escenarios de funcionamiento extremos, con el objetivo de identificar las cargas máximas a las que va a estar sometido el sistema.

Por último, mediante herramientas basadas en el Método de Elementos Finitos (Nastran/Patran) se realizarán análisis resistentes bajo las hipótesis estática y dinámica (modal), además de un estudio analítico de resistencia a fatiga, comprobando el correcto funcionamiento del diseño final.

Para terminar, se detallará el proceso de fabricación del modelo final, así como el planteamiento del diseño de una carcasa protectora y su método de fabricación.

ABSTRACT

This project arises from the interest of SEG Automotive in incorporating a power system with its electric machine, denominated BRM, to the differential of an industrial light vehicle. Within this context, the main objective of this project is the mechanical design of this system, from a geometric and mechanical point of view which allows of the connection of both axes by means of a power transmission/transmitter element.

Before starting with the design of transmission system, different solutions will be considered that can be suitable to the correct operating of the final assembly.

Afterwards, the geometric CAD design will be realized with the software “Autodesk Inventor Professional” of the different proposed models. Once this is done, a first selection will be realized and those models that, due to geometric, constructive and assembly factors, will be discarded.

Preliminary calculations will be carried out by hand to do a resistant first approximation and comparison of the different solutions considered. Scenarios of extreme operating conditions will be designed, with the aim of identifying the maximum loads, to which the system will be subjected.

Finally, by software based on Finite Element Method (Nastran/Patran), resistant analyses will be performed under the static and dynamic (modal) hypothesis, in addition to an analytical study of fatigue resistance, checking the correct operating of the final design.

To end, the manufacturing process of the final design will be detailed, as well as the design of a protective housing and its manufacturing method.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I. MEMORIA

DOCUMENTO II. ANEXO DE CÁLCULOS

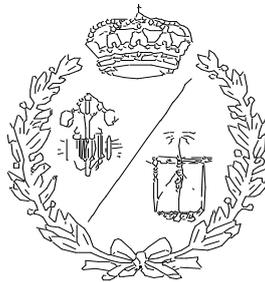
DOCUMENTO III. PLANOS

DOCUMENTO IV. PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO V. PRESUPUESTO

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO I. MEMORIA

Autor: Marcos de la Fuente González

**Tutores: Alberto Díez Ibarbia, Dionisio Cagigas Fojaco,
Carlos Alberto Calderón Amo**

Septiembre – 2022

ÍNDICE

1. OBJETO	1
2. ALCANCE	1
3. ANTECEDENTES	1
4. NORMAS	3
5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	4
6. REQUISITOS DE DISEÑO	6
6.1 LIMITACIONES GEOMÉTRICAS	6
6.2 LIMITACIONES RESISTENTES	6
6.3 LIMITACIONES DE MONTAJE	6
6.4 ESPECIFICACIONES DE FUNCIONAMIENTO	7
7. ANÁLISIS DEL PROBLEMA INICIAL	8
8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES	11
8.1 MODELO 1	12
8.1.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones	13
8.1.2 Resultado del cálculo de chavetas planas rectangulares	14
8.1.3 Resultado del cálculo de acanaladuras	15
8.1.4 Resultados del análisis a fatiga	15
8.2 MODELO 2	16
8.2.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones	17
8.2.2 Resultado del cálculo de chavetas planas rectangulares	18
8.2.3 Resultado del cálculo de acanaladuras	18
8.2.4 Resultado del análisis a fatiga	18
8.3 MODELO 3	19
8.3.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones	21
8.3.2 Resultado del cálculo de acanaladuras	22
8.3.3 Resultado del análisis a fatiga	23
8.4 MODELO 4	23
8.5 SÍNTESIS DE RESULTADOS	26
8.6 POLEA	29
8.7 CARCASA PROTECTORA	30
9. SOLUCIÓN FINAL	34

9.1 SOLUCIÓN FINAL ELEMENTO DE TRANSMISIÓN	34
9.1.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones mediante elementos finitos.....	34
9.1.2 Resultados del análisis modal	35
9.1.3 Resultados del estudio de resistencia a fatiga	36
9.2 POLEA MODIFICADA	36
9.3 CARCASA PROTECTORA	37
10. PROCESO DE FABRICACIÓN.....	38
10.1 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN	38
10.2 CARCASA PROTECTORA	40
10.2.1 CARCASA POR MOLDEO	40
10.2.2 CARCASA POR MECANIZADO	41
11. PLANIFICACIÓN	42
12. PRESUPUESTO	44
13. BIBLIOGRAFÍA	44

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Representación de una máquina eléctrica BRM [1].	2
Figura 2: Vehículo ligero industrial de tres ruedas [2].....	2
Figura 3: Disposición de las baterías del vehículo ligero industrial [2].	3
Figura 4: Modelo CAD simplificado del BRM.....	3
Figura 5: Disposición Vehículo-Sistema de transmisión.....	7
Figura 6: Eje estriado de acoplamiento al diferencial.	8
Figura 7: Polea ranurado original.....	9
Figura 8: Representación de los componentes en la salida de potencia del BRM.....	10
Figura 9: Modelo 1, árbol de transmisión.....	12
Figura 10: Modelo 1, sección del árbol de transmisión.....	12

Figura 11: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.....	13
Figura 12: Reparto de esfuerzos en las 4 chavetas enfrentadas.	14
Figura 13: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.....	15
Figura 14: Modelo 2, árbol de transmisión.....	16
Figura 15: Modelo 2, sección del árbol de transmisión.....	16
Figura 16: Modelo 3, árbol de transmisión.....	19
Figura 17: Modelo 3, sección del árbol de transmisión.....	20
Figura 18: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 3.....	21
Figura 19: Sección de la polea original del BRM.	22
Figura 20: Esfuerzos y puntos de aplicación, modelo 3.	23
Figura 21: Representación de los componentes en la salida de potencia del BRM.....	24
Figura 22: Modelo 4, árbol de transmisión.....	24
Figura 23: Modelo 4, sección del árbol de transmisión.....	25
Figura 24: Modelo 4 rediseñado.	25
Figura 25: Sección del modelo 4 rediseñado.....	25
Figura 26: Polea ranurada original.....	29
Figura 27: Polea ranurada para la conexión con el modelo 1 y 2.....	30
Figura 28: Polea ranurada para la conexión con el modelo 3.	30
Figura 29: Carcasa protectora del sistema de transmisión (moldeo).	31
Figura 30: 1ª mitad de la carcasa protectora (moldeo).....	32
Figura 31: 2ª parte de la carcasa protectora (moldeo).....	32
Figura 32: Carcasa protectora del sistema de transmisión (mecanizado).....	33

Figura 33: Modelo definitivo para el sistema de transmisión, modelo 3.	34
Figura 34: Modelo polea modificada final.	36
Figura 35: Carcasa protectora del sistema de transmisión (mecanizado).	37

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Términos utilizados en el desarrollo del proyecto y sus definiciones.	4
Tabla 2: Comparativa del análisis estático de tensiones.	26
Tabla 3: Comparativa del análisis estático de deformaciones.	26
Tabla 4: Comparativa del cálculo de chavetas planas rectangulares.	26
Tabla 5: Comparativa del cálculo de acanaladuras.	27
Tabla 6: Comparativa del análisis a fatiga.	27
Tabla 7: Comparativa resultados análisis analíticos y de elementos finitos, modelo final....	35
Tabla 8: Modos de vibración y frecuencias naturales.	36
Tabla 9: Planificación del proyecto	43

1. OBJETO

El objetivo principal de este proyecto es el diseño mecánico de un sistema de transmisión de potencia de un vehículo, de movilidad y transporte de mercancías, interno en una instalación industrial, así como de la carcasa protectora del mismo.

El diseño consiste en encontrar una solución alternativa, a las ya existentes en el mercado, que cumpla con las normativas vigentes a la vez que cumple los requisitos geométricos, estructurales y resistentes necesarios para su correcto funcionamiento.

2. ALCANCE

Este proyecto albergará el diseño, cálculo, selección, justificación y proceso de fabricación del sistema de transmisión de potencia y su carcasa protectora más idóneos de entre todas las alternativas planteadas.

Se ejecutará un diseño preliminar partiendo de las restricciones geométricas y estructurales del conjunto, seguido de un diseño mecánico con sus correspondientes cálculos analíticos, para un primer dimensionamiento de los elementos y una comprobación, y dimensionamiento final mediante un software de Análisis de Elementos Finitos. Para finalizar se realizará la selección y justificación de los elementos, al igual que se describirá y detallará el proceso de fabricación.

3. ANTECEDENTES

La sociedad actual está marcada por la concienciación y la transición ambiental lo cual es una característica que está llevando a las empresas a la renovación y a la mejora de la eficiencia de la maquinaria, procesos de fabricación, etc.

Es este el motivo que ha generado en la sede de Treto, Cantabria (España), de la empresa SEG Automotive la necesidad de renovación de su flota de vehículos diésel de movilidad y transporte de mercancías interna en una instalación industrial a una flota de vehículos eléctricos impulsados por el producto que ellos mismos fabrican.

El sistema que hará de motor eléctrico se trata de una máquina de 48V, la cual se caracteriza por ser una rápida y fácil manera de reducir el consumo de combustible y las emisiones dentro de esta transición ambiental, al poder utilizarse en la conversión de

vehículos de combustión en híbridos o como motores eléctricos en vehículos de dos y tres ruedas.

Concretamente, en la sede de Treto de SEG Automotive fabrican la gama de máquinas eléctricas (semi)híbridas suaves de 48V, centrándose en el modelo de “Boost Recuperation Machine” (BRM), Figura 1, que es una máquina de recuperación de “impulso”, es decir, consigue recuperar y aprovechar la energía generada durante el frenado del vehículo.



Figura 1: Representación de una máquina eléctrica BRM [1].

El vehículo en el que se realizará el montaje se trata de un modelo parecido al que se ve en la Figura 2, de modo que para el diseño óptimo se han de tener en cuenta las restricciones geométricas del mismo, siendo la mayor restricción debida a la propia electrificación del vehículo y es que al tener que disponer de un mayor espacio para las baterías, como se ve en la Figura 3, de lo que ocuparía un depósito de combustible, el espacio para el sistema de transmisión es reducido lo cual imposibilita que la transmisión de potencia se realice mediante correas, que es para lo que está diseñado inicialmente el sistema BRM, con su polea de salida como se aprecia en la Figura 4.



Figura 2: Vehículo ligero industrial de tres ruedas [2].

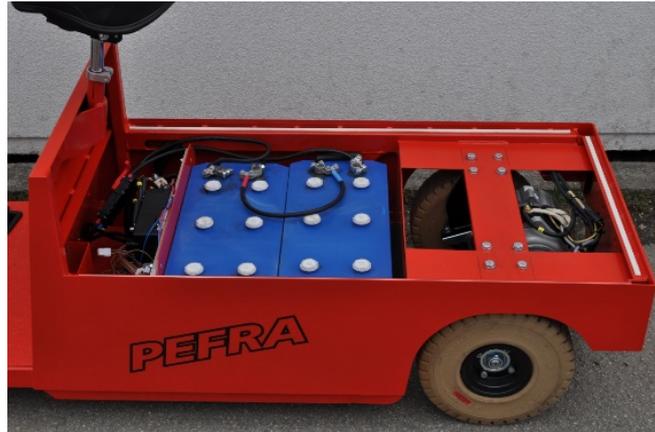


Figura 3: Disposición de las baterías del vehículo ligero industrial [2].

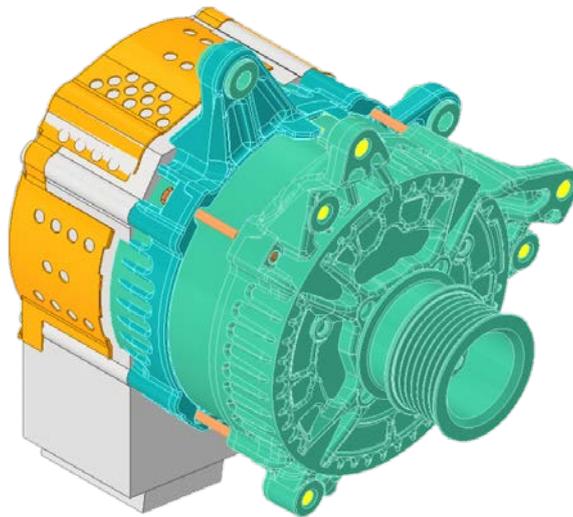


Figura 4: Modelo CAD simplificado del BRM.

Estos son los antecedentes que llevan a la necesidad del diseño de una transmisión directa y enfrentada entre el BRM y el diferencial del vehículo.

4. NORMAS

En este apartado se exponen las normativas utilizadas en los distintos diseños. Normas para consulta:

- **ISO 14:1982 - UNE 18072:1984** - Acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos. Medidas nominales.
- **UNE-EN ISO 6413:2018** - Documentación técnica de productos. Representación de acanalados y entallados.
- **DIN EN 10277-3** - Productos calibrados de acero. Condiciones técnicas de suministro. Parte 3: Aceros de fácil mecanización.

- DIN 6885/1 - 6886 y 6887 - Dimensiones chaveteros y chavetas.

5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

A continuación, en la Tabla 1 se definen y explican los distintos símbolos, abreviaciones y siglas utilizados durante el proyecto:

Tabla 1: Términos utilizados en el desarrollo del proyecto y sus definiciones.

TÉRMINOS	DEFINICIÓN
BRM (Boost Recuperation Machine)	Máquina de recuperación de "impulso": consigue recuperar y aprovechar la energía generada durante el frenado del vehículo.
VM	Criterio de rotura de Von-Mises o Criterio de la energía potencial unitaria de variación de forma.
E	Módulo de Young o módulo de elasticidad.
G	Módulo de elasticidad transversal.
g	Gravedad o aceleración gravitacional
m	Masa del cuerpo.
ρ	Densidad del cuerpo.
A	Área de la sección.
V	Volumen del cuerpo
P	Peso del cuerpo.
M	Momento.
F	Fuerza.
T	Torsor.
M_f	Momento flector.
M_T	Momento torsor
σ	Tensión normal de tracción o compresión.
τ	Tensión tangencial.

ε	Deformación longitudinal.
σ_{ADM}	Tensión normal admisible.
τ_{ADM}	Tensión tangencial admisible.
$\sigma_{eq} / \sigma^{eq}$	Tensión normal equivalente.
σ_{yp}	Tensión normal de fluencia o resistencia a la fluencia.
σ_{ut}	Tensión normal de rotura o resistencia a la tracción.
σ_e	Límite de fatiga.
σ_m	Tensión media.
σ_a	Tensión alterna.
φ	Deformación por torsión.
δ	Deformación por flexión.
I_x	Momento de inercia respecto del eje X.
I_y	Momento de inercia respecto del eje Y.
I_z	Momento de inercia respecto del eje Z.
I_o	Momento de inercia polar.
x_g	Distancia al centro de masas respecto del eje X.
y_g	Distancia al centro de masas respecto del eje Y.
K	Rigidez de la sección o coeficientes modificativos
K_f	Factor de concentración de tensiones
	Ranurado de caras planas.
	Ranurado de perfil evolvente.

6. REQUISITOS DE DISEÑO

En este apartado se exponen las limitaciones que tiene la transmisión a la hora de realizar su diseño mecánico ya sea por razones geométricas, de montaje, de los elementos a los que se acopla, a los materiales utilizados o al método de fabricación.

6.1 LIMITACIONES GEOMÉTRICAS

Respecto del tamaño de la transmisión no se tiene ninguna restricción en cuanto a la longitud de esta, pero si viene limitada respecto del diámetro. De modo que para que la transmisión se adapte al conjunto BRM-Diferencial se ha de tener en cuenta dos limitaciones:

- En el BRM la magnitud viene dada por el diámetro interior de la polea de 40'8 mm o por el exterior de 61 mm. En caso de no utilizar la polea como pieza de conexión con la transmisión, esta vendrá limitada por el diámetro exterior roscado del eje del rotor o por el roscado interior del contratornillo que lleva.
- En el diferencial la geometría viene dada por el eje estriado de diámetro base del nervio de 18 mm y máximo de 20'6 mm.

6.2 LIMITACIONES RESISTENTES

Las limitaciones resistentes de los modelos planteados dependerán del material de fabricación de estos. El material que se utilizará para los modelos de transmisión es un acero, proporcionado por un proveedor de SEG Automotive, cuyas características mecánicas son las siguientes:

- $\rho_{MEDIA} = \rho_M = 7'85 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{mm^3}$
- $E_{MEDIA} = E_M = 450 \text{ GPa}$
- $G_{MEDIA} = G_M \approx 173 \text{ GPa}$
- $\sigma_{yp} = 641'8 \text{ MPa}$
- $\sigma_{ut} = 813'1 \text{ MPa}$

6.3 LIMITACIONES DE MONTAJE

La transmisión se ha de diseñar teniendo en cuenta que se ha de tener un fácil acceso a esta, así como que su montaje y desmontaje sea lo más sencillo posible en caso de avería

o mantenimiento. Por lo que el montaje ideal sería teniendo el vehículo elevado, con el BRM anclado al chasis, al cual se le acopla la transmisión y por último el diferencial.

Para tener una aproximación de la disposición de los distintos elementos que componen el vehículo ligero industrial, la configuración del conjunto vehículo-sistema de transmisión sería la que se ve en la Figura 5:

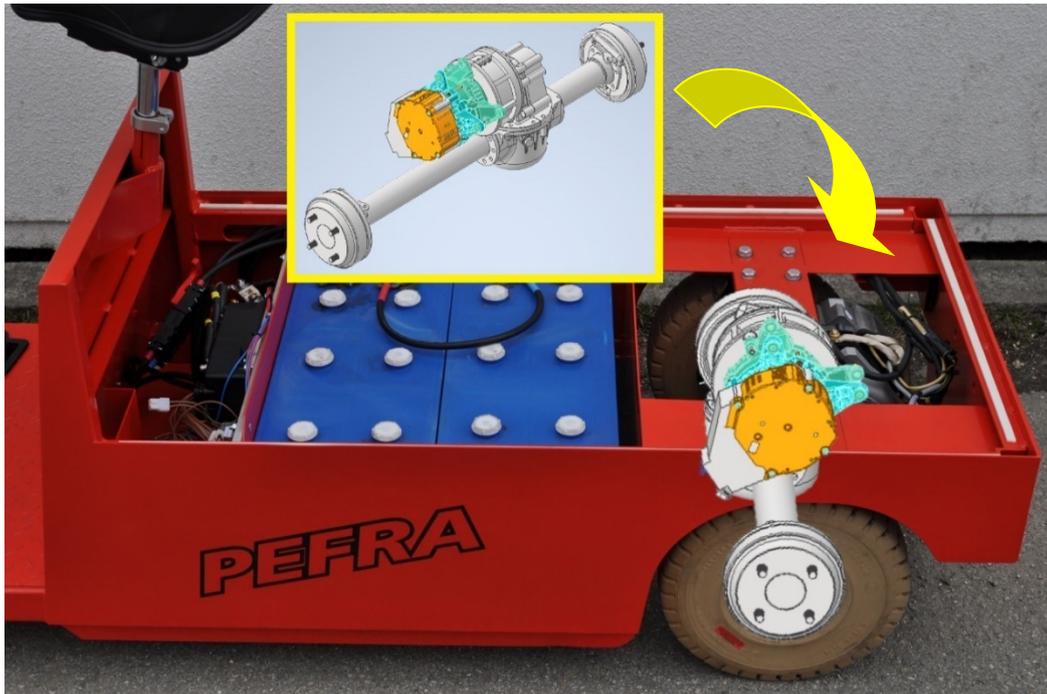


Figura 5: Disposición Vehículo-Sistema de transmisión.

6.4 ESPECIFICACIONES DE FUNCIONAMIENTO

Respecto del funcionamiento de la transmisión es necesario que cumpla las siguientes prestaciones:

- Este tipo de vehículos, por cuestiones de seguridad y normativa, están diseñados para funcionar a un máximo de 15km/h, pero se va a considerar para este proyecto un funcionamiento a 20 km/h y un diámetro de las ruedas de 24 cm con una relación de transmisión de 1:10. Teniendo en cuenta esto, se puede estimar que aproximadamente la transmisión trabajará con 4500 rpm y un torsor de 60 Nm dado por la fuente de potencia.
- Respecto a su uso, la vida útil ideal sería cercana a la vida útil del vehículo con un mantenimiento mínimo.

7. ANÁLISIS DEL PROBLEMA INICIAL

En este capítulo se muestra cómo se pueden realizar las conexiones de la transmisión al BRM y al diferencial. Además, se plantean los métodos de acoplamiento de los cuatro modelos de transmisión a estos elementos.

Para empezar el acoplamiento al diferencial se realiza, en todos los modelos planteados, mediante un eje estriado como el que se ve en la siguiente Figura 6, por lo que el sistema de transmisión deberá tener un estriado interior negativo del estriado del diferencial.

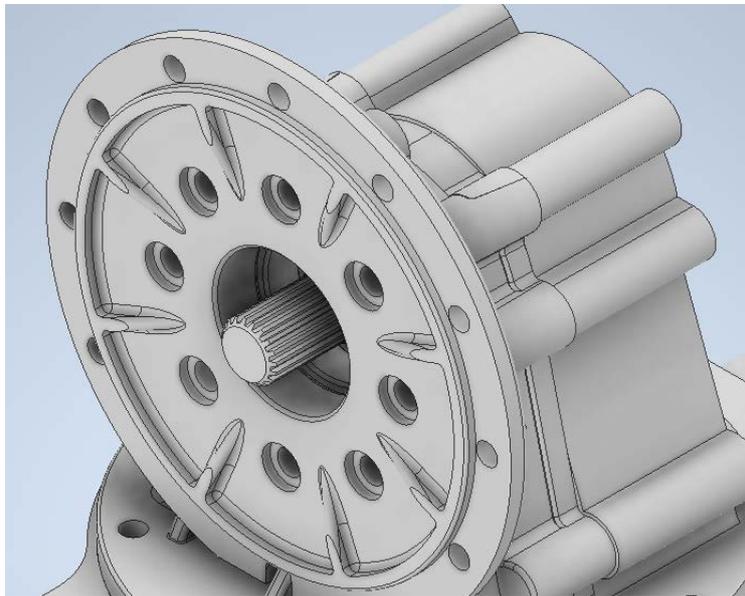


Figura 6: Eje estriado de acoplamiento al diferencial.

Las ventajas del estriado es que la transmisión del par de potencia es más uniforme que con otros métodos mecánicos como pueden ser las chavetas o ranuras, por lo que están diseñados para la transmisión de pares mayores y a mayores velocidades de giro. Además, los dientes de este estriado son de perfil evolvente los cuales tienen la característica de producir el autocentrado del árbol de transmisión y el eje del diferencial. Por último, aunque produzcan concentración de tensiones, lo cual es una desventaja, esta es menor que si se usaran ranuras debido al menor tamaño de las estrías lo cual también hace que el debilitamiento de la sección del árbol sea menor.

Como principales desventajas, aparte de la concentración de tensiones, es la realización de un estriado interior lo cual es complicado y costoso, y el desequilibrio que se produce debido al descentramiento, del árbol de transmisión y el diferencial, y a la falta de

homogeneidad en el reparto de la masa. Por último, el estriado de acoplamiento con el diferencial está planteado sin ajuste, es decir, permite el desplazamiento axial del árbol de transmisión lo cual es ideal para las posibles dilataciones del material, pero no es del todo conveniente tener una holgura en exceso debido a los posibles desalineamientos y comportamientos dinámicos indeseados.

En el extremo de acoplamiento con el BRM la salida de potencia original se realiza a través de una polea ranurada con una correa de distribución como se ve en la Figura 7.



Figura 7: Polea ranurada original.

Como se aprecia en la Figura 8, esta polea está montada sobre el eje del rotor del BRM, y se mantiene fija en su posición ya que se apoya sobre el anillo distanciador, el cual es una pieza intermedia entre el rodamiento del lado de accionamiento y la polea; y el rodamiento se apoya a su vez sobre el anillo y el ventilador del rotor, todos estos componentes hacen tope sobre la masa polar del rotor, la cual va ensamblada sobre el eje del rotor de manera que no admite desplazamiento axial y por lo tanto, todos estos elementos (polea, anillo distanciador, rodamiento, anillo del rotor y ventilador) se comprimen contra la masa polar.

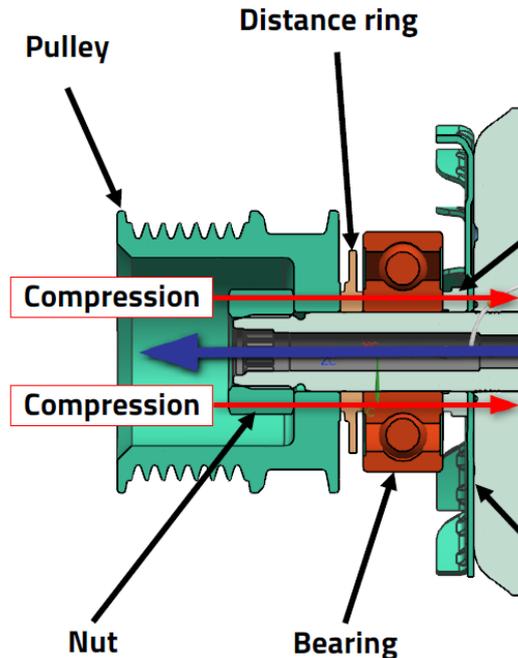


Figura 8: Representación de los componentes en la salida de potencia del BRM.

Esta compresión se consigue mediante una tuerca y un contratornillo en el extremo del eje del rotor. Estos dos elementos de unión están diseñados de tal manera que las roscas de la tuerca y del tornillo son de sentidos contrarios, es decir, están concebidas de manera que la tuerca tiene una rosca a izquierdas, mientras que el tornillo tiene la rosca a derechas, por lo tanto, si la tuerca tendiese a aflojarse y arrastrase el tornillo, este tendería a apretarse, mientras que si el tornillo tiende a aflojarse y arrastrase la tuerca, esta trataría de retener al tornillo, puesto que las direcciones de rosca son opuestas.

Una vez entendido como se realiza la salida de potencia del BRM, si se quiere seguir utilizando la polea como sistema de salida de potencia a la hora de diseñar la transmisión, hay que tener en cuenta como se realizará la conexión.

En tres de los cuatro modelos planteados, la conexión se realiza por la cara interna de la polea del BRM, para lo cual hay que evitar el contacto y choque de la transmisión con la tuerca y contratornillo. En el cuarto modelo se prescinde de la polea, de la tuerca y del contratornillo conectando directamente el elemento de transmisión al eje del rotor mediante la rosca interna de este (la del contratornillo).

Por último, hay que destacar que la longitud de los distintos modelos planteados es la misma para que así la carcasa protectora que se va a diseñar sirva para todos los modelos. También la longitud de los árboles de transmisión no es excesiva ya que, a mayor

longitud, mayores serán los efectos de la flexión y torsión sobre el árbol, es decir, a menor longitud del árbol mayor rigidez tendrá este.

8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

En este apartado se muestran los cuatro modelos planteados (siendo los cuatro modelos árboles de transmisión directa) como solución al proyecto, detallando la geometría, los métodos de acoplamiento, las ventajas y las desventajas de cada uno de ellos previamente a los cálculos, y por último los resultados obtenidos de sus respectivos estudios.

En estos estudios se ha procedido a realizar unos cálculos analíticos que conllevan un análisis estático de tensiones y deformaciones, un cálculo de chavetas planas rectangulares, un cálculo de acanaladuras y un análisis dinámico (DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS). A continuación, se presentan las hipótesis consideradas a la hora de realizar estos cálculos:

- Masa propia del elemento de transmisión y los esfuerzos de cortadura y flexión correspondientes son despreciables debido a su pequeña magnitud en comparación con la masa del BRM y el par de potencia, y con ello las tensiones que generan.
- Par de potencia transmitido es el esfuerzo principal de dimensionamiento resistente debido a su alta magnitud.
- Masa del BRM es soportada por una pletina auxiliar acoplada entre el BRM-Chasis, por lo que en su correcto funcionamiento (biapoyada) la transmisión no se verá afectada por este esfuerzo.
- Se considera que no hay desalineamiento de la masa del elemento de transmisión respecto de su eje geométrico salvo para el análisis modal.
- Para los cálculos se elige un coeficiente de seguridad de valor 2.
- Para simplificar los cálculos analíticos se desprecian los chaveteros realizados y las acanaladuras tomando el diámetro más desfavorable:
 - En acanalados interiores: diámetro mayor de la acanaladura.
 - En acanalados exteriores: diámetro menor de la acanaladura.

Los valores de las cargas consideradas son los siguientes:

- Masa correspondiente al BRM: 8'754 Kg que se aproximan a 10 Kg por la simplificación de los cálculos y el mayoramiento de las cargas, lo cual compensa el desprecio de la masa propia de la transmisión.

- Par torsor transmitido por el BRM al árbol de transmisión: 60 Nm.

8.1 MODELO 1

En este primer modelo como se ha comentado anteriormente, la conexión al diferencial se realiza con un estriado interior y el acoplamiento al BRM se ejecuta por la cara interna de la polea mediante una unión mecánica de cuatro chavetas enfrentadas. Como se ve en la Figura 9 y en la Figura 10 estas chavetas están centradas en la sección hueca (realizada para evitar la colisión con el contratornillo y la tuerca) para conseguir en esa sección un reparto uniforme de tensiones y asegurar la transmisión total del par de potencia.



Figura 9: Modelo 1, árbol de transmisión.



Figura 10: Modelo 1, sección del árbol de transmisión.

Una ventaja de este modelo es que, al contar con cuatro chavetas enfrentadas, el reparto de tensiones en la periferia del eje será más uniforme contrarrestándose los efectos de empuje que producen las chavetas sobre el elemento que las implementa. Otra ventaja es que los chaveteros y chavetas son fáciles de realizar y ya vienen estandarizados por norma, además de que, al usar chavetas aparte de fijar radialmente el árbol y la polea, se fija axialmente del desplazamiento del árbol de transmisión. Esta disposición es muy recomendada ya que las chavetas fijan axialmente el árbol evitando su desplazamiento, pero el estriado en el otro extremo si permite su “desplazamiento”, es decir, permite las

variaciones de longitud del árbol debidas a las contracciones/expansiones provocadas por los cambios de temperatura de este.

Como desventajas del acoplamiento mediante chavetas son el ruido, el debilitamiento del árbol ya que reduce su sección al realizar los chaveteros, el desequilibrio debido al descentramiento del árbol respecto de la polea y a la falta de homogeneidad en la distribución de su masa y sobre todo la actuación de los chaveteros como concentradores de tensiones.

Concretamente este modelo tiene en contra la situación de los chaveteros y es que, al estar realizados en la sección hueca del árbol, el espesor que queda entre el diámetro del agujero y de la ranura de los chaveteros es mínima, debilitando en exceso la sección pudiéndose producir la rotura no solo por las tensiones tangenciales generadas sino también por el posible desgarro de la base del chavetero debido a su pequeño espesor.

Teniendo en cuenta lo comentado anteriormente, se presentan a continuación los resultados obtenidos de los estudios realizados sobre el árbol y sus elementos.

8.1.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones

Para este análisis se considera la situación más desfavorable de funcionamiento de la transmisión, siendo esta el caso en que las ruedas y por lo tanto el diferencial, quedan bloqueadas. Teniendo en cuenta esto la configuración de la transmisión será como si estuviera empotrada en el extremo de acoplamiento con el diferencial y libre en el extremo del BRM.

Respecto de los esfuerzos soporta el par torsor en el extremo libre, introducido por el BRM, y el peso de este, haciendo así que la situación sea aún más desfavorable como se observa en Figura 11.

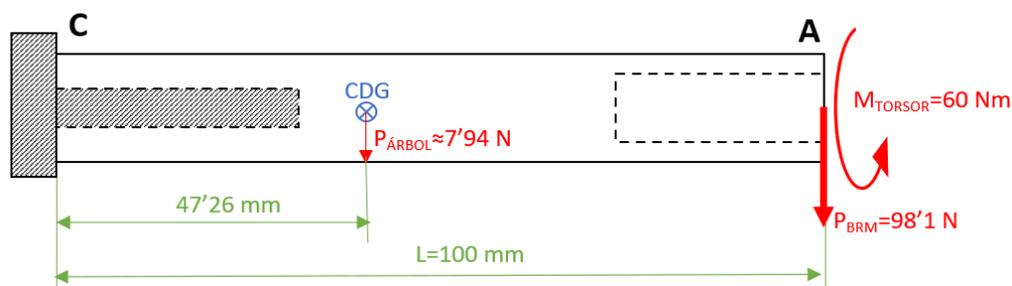


Figura 11: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.

De este modelo se ha determinado que las secciones más críticas son la sección “A” y “C” debido a que son las partes con menor sección, además de haber tenido en cuenta para ello los esfuerzos a los que están sometidos despreciando el peso propio de la transmisión debido a su pequeña magnitud.

Por lo que la comparativa entre la tensión generada en cada sección y la tensión admisible del material de transmisión es la siguiente:

Tensión admisible de la sección C: $\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 8'4837 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Tensión admisible de la sección A: $\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 11'0155 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Y el análisis de deformaciones da los siguientes resultados, los cuales debido a su orden de magnitud se pueden dar por válidos y considerar que no afectan al correcto funcionamiento de la transmisión:

Deformación debido a la torsión: $\varphi = 1'5932 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0'009128^\circ$

Deformación debido a la flexión: $\delta_A = 1'7158 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 0'00017158 \text{ mm}$

8.1.2 Resultado del cálculo de chavetas planas rectangulares

Para el diseño de chavetas se han elegido cuatro chavetas paralelas de extremos perfilados/redondeados S/DIN 6885/1-A. Estas cuatro chavetas se colocan enfrentadas unas a otras como se ve en la Figura 12, con el objetivo de conseguir un reparto más uniforme de las tensiones, disminuir las tensiones en las chavetas al repartirse el par torsor entre cuatro y además contrarrestar el efecto de empuje que producen las chavetas entre sí sobre el árbol de transmisión.

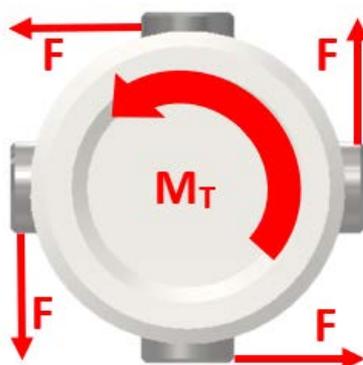


Figura 12: Reparto de esfuerzos en las 4 chavetas enfrentadas.

En función del estudio los dos métodos de fallo de las chavetas se han obtenido los siguientes resultados:

Longitud en función del fallo por aplastamiento: $L \geq 2'7852 \text{ mm}$

Longitud en función del fallo por cortadura: $L \geq 0'7427 \text{ mm}$

Para terminar su dimensionamiento se utiliza un último criterio y es que por norma para chavetas rectangulares la longitud ha de ser al menos un 25% del diámetro del eje:

$$L \geq 10'2 \text{ mm}$$

8.1.3 Resultado del cálculo de acanaladuras

Las acanaladuras y ranuras se pueden considerar una serie de chavetas paralelas que se realizan directamente sobre el eje, por lo que su dimensionamiento es parecido siendo iguales sus métodos de fallo con la diferencia de que hay que considerar un 75% de efectividad de las acanaladuras, ya que los nervios no trabajan por igual debido a las tolerancias de fabricación. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tensión admisible del fallo por aplastamiento: $\sigma \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 11'1878 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Tensión admisible del fallo por cortadura: $\tau \leq \tau_{ADM} \rightarrow 6'0601 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$

8.1.4 Resultados del análisis a fatiga

En este análisis se plantea el funcionamiento normal de la transmisión teniendo una configuración biapoyada como se ve en la Figura 13.

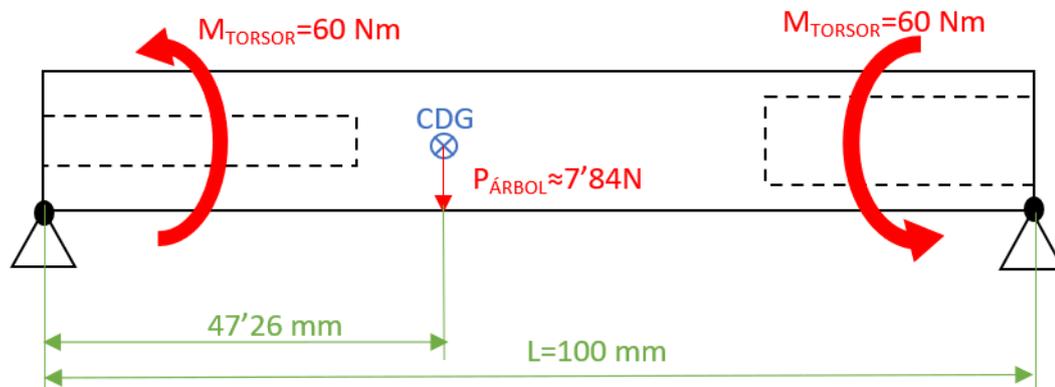


Figura 13: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.

Despreciando el peso propio del modelo y considerando que el peso del BRM es soportado por un elemento soporte BRM-Chasis, se aplica el criterio de Soderberg-Tresca siendo el resultado de la tensión admisible el siguiente:

$$6'3577 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$$

8.2 MODELO 2

El diseño de este modelo es idéntico al anterior con la única diferencia de la posición de las chavetas, y es que estas están más retrasadas respecto del extremo de acoplamiento con el BRM como se ve en la Figura 14 y en la Figura 15. Esto hace que las chavetas sigan engranando con la polea, quedando parte de ellas fuera de esta, en función de su longitud, pero esta posición más retrasada hace que los chaveteros coincidan con la sección intermedia del árbol y por lo tanto con la sección maciza de este.



Figura 14: Modelo 2, árbol de transmisión.

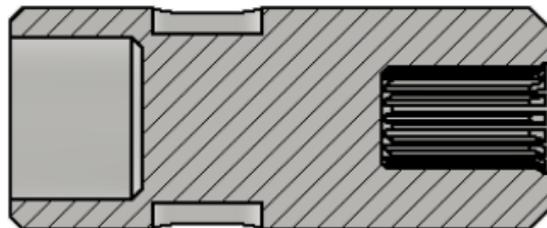


Figura 15: Modelo 2, sección del árbol de transmisión.

Esto hace que el principal problema del modelo anterior quede subsanado, que era el posible fallo del chavetero debido al pequeño espesor que quedaba entre el vaciado del extremo del árbol, para evitar su colisión con la tuerca y contratornillo del eje del rotor, y el ranurado del chavetero. Aunque el resto de las desventajas se siguen dando ya que son inherentes al uso de chavetas.

Respecto de las ventajas, al igual que el modelo anterior, al tener cuatro chavetas enfrentadas el reparto de tensiones será uniforme además de contrarrestarse los efectos de empuje de las chavetas sobre el árbol de transmisión y fijar tanto radial como axialmente el este. También las chavetas y chaveteros son fáciles de mecanizar y vienen normalizados en función del diámetro del eje o árbol sobre el que se realizan, y en este caso al estar realizados en la sección maciza de este, aunque siga habiendo concentración de tensiones el efecto de esta será menor que en el modelo anterior.

A continuación, se plantean los resultados obtenidos de los distintos estudios realizados sobre el árbol de transmisión y sus elementos.

8.2.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones

Para este segundo modelo, el procedimiento y los cálculos son los mismos que para el modelo 1, con la diferencia de que en este diseño los chaveteros, aunque no se tengan en cuenta para los cálculos analíticos, están en la sección maciza (sección B) del árbol en vez de en la hueca (sección A) que conecta con el BRM.

Esto hace que el momento torsor se transmita desde la sección maciza (sección B) a la del diferencial (sección C), pero para efectos de cálculo se podría seguir considerando que el torsor se transmite desde la sección "A" ya que sería la situación más desfavorable, aunque no se va a hacer.

Esto es debido a que al ser iguales los cálculos y los valores (por la geometría) que en el modelo 1, no es necesario repetirlos, solamente habría que cambiar la sección "A" de estudio por la sección "B", que es la maciza donde se encuentran los chaveteros. Pero esto no es necesario ya que al tener más sección que la "A" (siendo la sección "B" maciza) la tensión equivalente que hay es menor, cumpliendo con más holgura la tensión admisible, y para la sección "C" el valor de la tensión admisible será el mismo que la del modelo 1:

Tensión admisible de la sección C: $\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 8'4837 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Lo que se acaba de explicar para las tensiones admisibles ocurre lo mismo para las deformaciones, siendo la zona afectada por el torsor menor y por lo tanto al depender la deformación a torsión de la longitud su deformación también será menor. La cual en el modelo anterior ya tenía una magnitud despreciable.

Y para la deformación debido a la flexión su valor es el mismo que en el caso anterior ya que el esfuerzo que la causa es el mismo y en la misma zona de aplicación:

Deformación debido a la flexión: $\delta_A = 1'7158 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 0'00017158 \text{ mm}$

8.2.2 Resultado del cálculo de chavetas planas rectangulares

Al igual que en el modelo anterior se han elegido cuatro chavetas enfrentadas paralelas S/DIN 6885/1-A con los extremos perfilados para simplificar los cálculos, con la diferencia de que en este modelo las chavetas están en la sección maciza (sección B), en vez de en la de acoplamiento con el BRM (sección A). Pero como ambas secciones tienen el mismo diámetro y torsor al que están sometidas es el mismo, los cálculos y resultados son iguales que en el modelo anterior:

Longitud en función del fallo por aplastamiento: $L \geq 2'7852 \text{ mm}$

Longitud en función del fallo por cortadura: $L \geq 0'7427 \text{ mm}$

Por norma, para chavetas rectangulares la longitud ha de ser al menos un 25% del diámetro del eje:

$$L \geq 10'2 \text{ mm}$$

8.2.3 Resultado del cálculo de acanaladuras

Al igual que en el cálculo de chavetas, el cálculo de acanaladuras es el mismo que en el modelo anterior ya que en ambos las acanaladuras estudiadas son el estriado interior del árbol de transmisión para su conexión con el diferencial en el cual la geometría ya viene dada y por lo tanto los resultados son los mismos:

Tensión admisible del fallo por aplastamiento: $\sigma \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 11'1878 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Tensión admisible del fallo por cortadura: $\tau \leq \tau_{ADM} \rightarrow 6'0601 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$

8.2.4 Resultado del análisis a fatiga

Para este análisis el procedimiento a seguir es el mismo, planteando el criterio de Soderberg-Tresca y considerando únicamente el momento torsor ya que el peso del BRM se supone que es soportado por una plataforma de conexión BRM-Chasis. Con la

diferencia, como en el análisis estático de tensiones y deformaciones, de que el par torsor se aplica a partir de la sección “B” en vez de desde la sección “A”, hasta la sección “C”.

La situación más crítica de estudio es teniendo en cuenta que las chavetas, aunque estén en la sección central maciza (sección “B”) del eje, están justo al límite de la sección hueca “A” y considerando que los esfuerzos en las chavetas se distribuyen a lo largo de toda su longitud. En el caso límite la sección más desfavorable sería la “A” y por lo tanto el análisis se realizaría igual que en el caso anterior. Siendo el resultado de la tensión admisible:

$$6'3577 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$$

Pero teniendo en cuenta la suposición de que el torsor se transmite a partir de la mitad de la chaveta, la sección “A” no tendría por qué verse sometida al torsor por lo que la sección desfavorable sería la “C”, siendo su tensión admisible:

$$4'8120 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$$

8.3 MODELO 3

Este modelo se asemeja a los anteriores en el método de conexión con el diferencial, el cual es común a los cuatro modelos, pero con la diferencia de que varía el diámetro exterior del árbol de transmisión en dicho extremo.

La principal diferencia es el acoplamiento con la polea del BRM, el cual en vez de realizarse mediante cuatro chavetas enfrentadas se hace mediante el ranurado exterior del árbol. Esto hace que la geometría respecto de los modelos anteriores en cuanto a los diámetros sea distinta pero la longitud como ya se ha comentado es la misma. Esto se aprecia en la Figura 16 y en la Figura 17:



Figura 16: Modelo 3, árbol de transmisión.

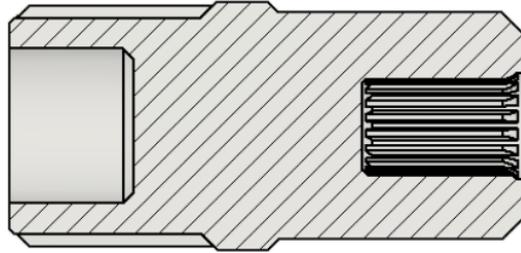


Figura 17: Modelo 3, sección del árbol de transmisión.

Las ventajas de utilizar un ranurado en vez de chavetas son bastantes, siendo la más destacable que la transmisión del par de potencia es más uniforme permitiendo transmitir pares mayores y a mayor velocidad. Esto es así, ya que las acanaladuras se pueden considerar como una serie de chavetas paralelas realizadas directamente sobre el árbol de transmisión. Esto último hace que la concentración de tensiones sea menor que en las chavetas y que, aunque haya desequilibrios debido al descentramiento, del árbol y la polea, y al reparto no uniforme de la masa, este sea menor que con las chavetas.

El perfil planteado de las ranuras es recto ya que, a pesar de que el perfil evolvente tiene claras ventajas, al ser los ángulos del perfil mayores de 90° , como es el autocentrado del árbol y de la polea, y menor concentración de tensiones, no es tan necesario ese autocentrado. Esto es debido a que la polea y el árbol son concéntricos y esta disposición los vuelve autoblocantes, es decir, todas las ranuras del árbol y los ranurados de la polea están en constante contacto debido a su geometría y construcción a diferencia de en un par de engranajes, en los cuales solo engranan a la vez entre 1'3 y 1'7 dientes, necesitando ese "autocentrado" o acoplamiento suave entre los dientes.

Como desventajas están la concentración de tensiones ya comentada, que es mayor que con un perfil evolvente, el desequilibrio que se produce debido a las ranuras y el desplazamiento axial del árbol al no quedar fijado en esta dirección ya que el montaje se realiza sin ajuste. Aunque esto último es despreciable ya que, debido a las dimensiones del árbol, el posible desplazamiento axial que se produce es mínimo y no afecta al funcionamiento de la transmisión.

A continuación, se comenta y plantean los resultados de los distintos análisis y cálculos que se han realizado.

8.3.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones

Al igual que en los casos anteriores para este análisis se considera la configuración de que el árbol está empotrado en el extremo con el diferencial y libre en la conexión con el BRM soportando el momento torsor y el peso del BRM, como se aprecia en la Figura 18:

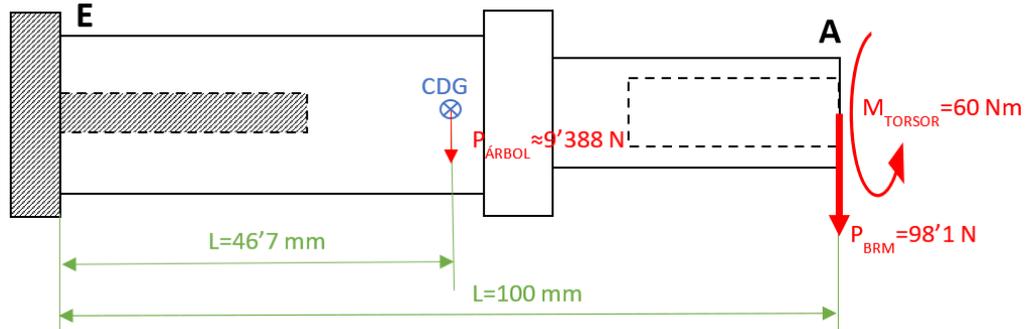


Figura 18: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 3.

Se observa como la sección más desfavorable es la sección "E" debido a que es la que mayores esfuerzos soporta, pero también es necesario estudiar la sección "A" ya que a pesar de que los esfuerzos son menores, su geometría es más desfavorable como se ve en la Figura 18.

De modo que la comparativa entre la tensión generada en cada sección y la tensión admisible es la siguiente:

Tensión admisible de la sección E: $\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 6'6437 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Tensión admisible de la sección A: $\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 9'6593 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Respecto de las deformaciones los resultados obtenidos son los siguientes, pudiéndose considerar que debido a su pequeño valor estas no van a afectar al correcto funcionamiento del árbol de transmisión:

Deformación debido a la torsión: $\varphi = 1'1030 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0'006320^\circ$

Deformación debido a la flexión: $\delta_A = 8'6007 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 0'000086007 \text{ mm}$

8.3.2 Resultado del cálculo de acanaladuras

Respecto del cálculo de acanaladuras se estudia el estriado interior del árbol para la conexión con el diferencial y el ranurado exterior para la conexión con la polea del BRM.

Al igual que en los casos anteriores, el estriado interior viene dado por la geometría del diferencial, de modo que el diseño del perfil del nervio y la cantidad de estos ya está realizado y solo queda comprobar que soporta los esfuerzos a los que está sometido:

Tensión admisible del fallo por aplastamiento: $\sigma \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 11'1878 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$

Tensión admisible del fallo por cortadura: $\tau \leq \tau_{ADM} \rightarrow 6'0601 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$

A diferencia del estriado interior, en el ranurado exterior no solo hay que calcular la tensión admisible, sino que también se ha de diseñar la geometría de los nervios y la cantidad de estos.

Para este dimensionamiento se han elegido unos nervios según la norma ISO 14 teniendo en cuenta el diámetro de acoplamiento con la polea. Como se ve en la Figura 19, el agujero (polea) tiene un diámetro de acoplamiento con el árbol de 40,80 mm, el cual se corresponderá con el diámetro base (mínimo) del ranurado del árbol, por lo que usando la norma ISO 14 se ha elegido el valor más cercano, que es de 42 mm ya que si se escogiera el valor inferior de 36 mm no habría problemas al hacer el ranurado, pero en el agujero (polea) no se tendría la altura total del nervio al no llegar su diámetro al valor del diámetro base del nervio.

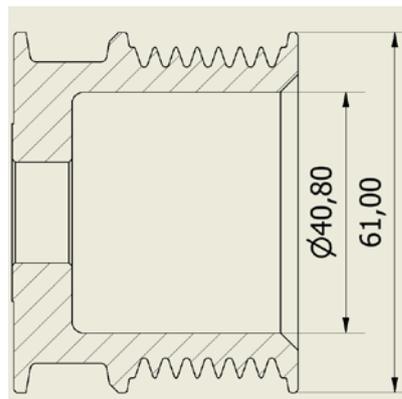


Figura 19: Sección de la polea original del BRM.

Para concretar la geometría del nervio se ha elegido una Serie Media debido a que esta serie está diseñada para soportar esfuerzos mayores que la Serie Ligera. Por lo que el dimensionamiento final del ranurado exterior es de 8 ranuras de la Serie Media de 42 mm

de diámetro interior y 48 mm de diámetro exterior con un ancho del nervio de 8 mm, con las tolerancias correspondientes a un ajuste con juego.

Una vez conocido esto, se ha de comprobar que este ranurado soporte los modos de fallo por aplastamiento y cortadura, siendo los resultados obtenidos los siguientes.

Tensión admisible del fallo por aplastamiento: $\sigma \leq \sigma_{ADM} \rightarrow 3'7987 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MP}$

Tensión admisible del fallo por cortadura: $\tau \leq \tau_{ADM} \rightarrow 0'6944 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$

8.3.3 Resultado del análisis a fatiga

Al igual que en los casos anteriores la configuración del árbol de transmisión en este análisis es la de un eje biapoyado, como se ve en la Figura 20, sometido a un esfuerzo torsor y despreciando el peso del BRM, el cual se supone que es soportado por una plataforma de conexión del BRM-Chasis.

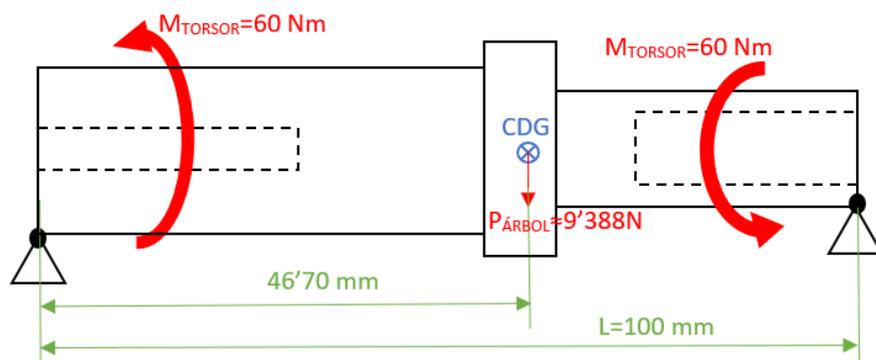


Figura 20: Esfuerzos y puntos de aplicación, modelo 3.

Entonces aplicando el criterio de Soderberg-Tresca se obtiene la siguiente comparación entre la tensión generada y la tensión admisible:

$$5'5760 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$$

8.4 MODELO 4

De este modelo hay dos versiones distintas, de la cual la segunda es un replanteamiento de la primera. En ambos casos la conexión con el diferencial se realiza como en el resto de los modelos con un estriado interior, pero la conexión del BRM no se hace con la polea de este sino directamente al eje del rotor.

Por lo que, para realizar esta conexión se prescinde de la polea, el anillo separador, la tuerca y el contratornillo quedando libre el extremo del eje del rotor (Figura 21). Este extremo del eje del rotor tiene dos roscados uno interior (en el que iba el contratornillo) y uno exterior (en el que iba la tuerca) siendo ambos de sentidos contrarios. De modo que, para la conexión con el BRM, el extremo del árbol de transmisión llevaría un roscado exterior y su posición de funcionamiento sería la que ocupaba el contratornillo.

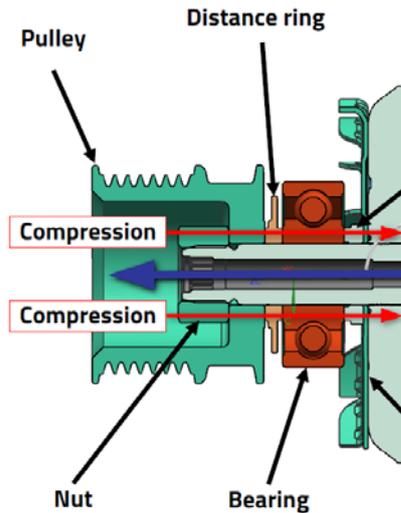


Figura 21: Representación de los componentes en la salida de potencia del BRM.

Una vez planteado esto, hay una gran diferencia de diámetros entre los extremos del árbol de transmisión por lo que, para evitar una gran concentración de tensiones, en principio se planteó entre ambos extremos una sección intermedia cónica como se aprecia en la Figura 22 y en la Figura 23, la cual está hueca para aligerar el peso del eje. El problema de esta solución, a pesar de que desde el punto de vista resistente es lo mejor debido a la concentración de tensiones, es el uso excesivo de material lo cual aumentaría el coste de producción aún con el vaciado de esta sección intermedia.



Figura 22: Modelo 4, árbol de transmisión.

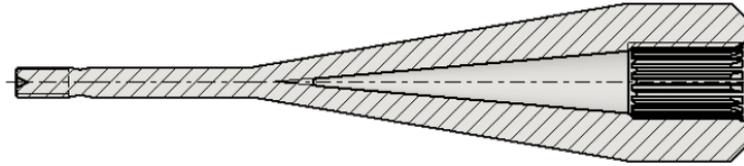


Figura 23: Modelo 4, sección del árbol de transmisión.

De manera que para evitar este problema de coste se rediseñó el modelo, obteniendo el que se ve en la Figura 24 y en la Figura 25, en la cual se usa el material necesario para su construcción, pero en defecto se pierde las ventajas de esa sección intermedia cónica y aún con un radio de acuerdo generoso se tienen grandes concentraciones de tensiones. A pesar de esto lo más probable es que el árbol de transmisión resista las tensiones de trabajo, pero el problema de este acoplamiento es que, aunque sea una solución sencilla no es viable.



Figura 24: Modelo 4 rediseñado.

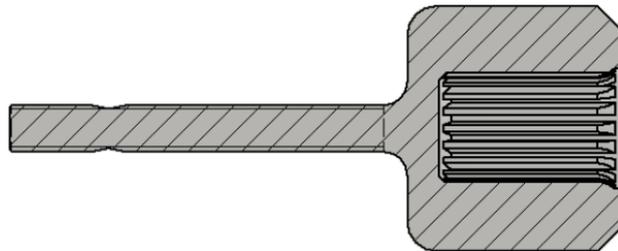


Figura 25: Sección del modelo 4 rediseñado.

Esto es debido a que va a estar sometido a un par resistente en ambos sentidos de giro, cuando el motor (BRM) funcione el árbol de transmisión estará girando en el sentido de la aceleración, pero cuando se pare el motor experimentará, por un breve momento, un momento de giro en el sentido contrario (deceleración) debido a la propia inercia del árbol de transmisión y de los elementos que arrastra. Esto supone un riesgo potencial de que la unión roscada vaya cediendo y cogiendo holgura con el tiempo aun estando restringido el movimiento axial del árbol.

Tabla 5: Comparativa del cálculo de acanaladuras.

CÁLCULO DE ACANALADURAS								
	FALLO POR APLASTAMIENTO				FALLO POR CORTADURA			
	SECCIÓN BRM		SECCIÓN DIFERENCIAL		SECCIÓN BRM		SECCIÓN DIFERENCIAL	
	TENSIÓN (MPa)							
	CRÍTICA	ADM.	CRÍTICA	ADM.	CRÍTICA	ADM.	CRÍTICA	ADM.
MODELO 1			11'1878	320'9			6'0601	160'45
MODELO 2			11'1878	320'9			6'0601	160'45
MODELO 3	3'7987	320'9	11'1878	320'9	0'6944	160'45	6'0601	160'45

Tabla 6: Comparativa del análisis a fatiga.

ANÁLISIS DINÁMICO (A FATIGA)					
	TENSIÓN CRÍTICA				TENSIÓN ADMISIBLE
	SECCIÓN BRM	SECCIÓN INTERMEDIA		SECCIÓN DIFERENCIAL	
MODELO 1	SECCIÓN A	SECCIÓN B		SECCIÓN C	≤ 160'45 MPa
	6'3577 MPa				
MODELO 2	SECCIÓN A	SECCIÓN B		SECCIÓN C	≤ 160'45 MPa
				4'8120 MPa	
MODELO 3	SECCIÓN A	B	C	D	≤ 160'45 MPa
	5'5760 MPa				

Teniendo en cuenta que la geometría simplificada del modelo 1 y 2 son iguales, y observando los datos de la Tabla 2 se llega a la conclusión de que en el modelo 2 la tensión crítica en la sección "A" (BRM) sería igual que la del modelo 1 al igual que pasa con la de la sección "C" (Diferencial), pero no se tiene el dato de esta sección ya que, como se ha comentado anteriormente, la transmisión de potencia se realiza desde la sección "B" a la "C" y por lo tanto la sección a estudiar es la "B" y no la "A". Además, como la sección "B" es maciza no es necesario calcular su tensión crítica ya que será menor que la de la sección "A" en la cual su geometría es más desfavorable, por lo que entre estos dos modelos el más favorable es el modelo 2.

Si comparas el modelo 2 y el modelo 3 utilizando los datos de la Tabla 2, el más idóneo es el que tenga la tensión crítica más baja siendo este el caso del modelo 3.

Respecto de la Tabla 3 se puede observar cómo los datos siguen la misma línea que lo comentado con la Tabla 2, y es que para el modelo 1 y 2 los datos de la deformación por flexión son idénticos debido a su misma geometría, pero para la deformación por torsión es menor en el modelo 2 ya que el par torsor se transmite desde la sección media del árbol al acoplamiento con el diferencial y por lo tanto al ser menor la longitud a la que se ve sometido el árbol a torsión, también será menor el efecto de esta. Y para el modelo 3 se puede observar cómo su geometría es mucho más favorable que la del modelo 1 y 2, siendo la deformación por torsión y flexión bastante menor.

El cálculo de chavetas solo concierne a los modelos 1 y 2, siendo en ambos casos sus valores iguales como se observa en la Tabla 4. Esto es debido a que los factores de diseño en ambos modelos son iguales, siendo la única diferencia entre ambos el posicionamiento de las chavetas, que en el modelo 1 van en la sección hueca de acoplamiento con el BRM, mientras que en el modelo 2 van en la sección maciza del árbol de transmisión.

Las acanaladuras son un elemento que tienen los tres modelos en común y como se ve en la Tabla 5, en los tres modelos la tensión crítica de los modos de fallo por aplastamiento y cortadura es igual para la sección de acoplamiento con el diferencial ya que esta conexión es idéntica y común a todos los modelos. Por lo que, teniendo en cuenta solamente esta conexión, cualquiera de los tres modelos sería válido, pero el modelo 3 a diferencia de los otros dos, realiza el acoplamiento con el BRM mediante un ranurado el cual se puede comparar con la conexión mediante chavetas que utilizan los modelos 1 y 2 como ya se ha visto. Entonces teniendo en cuenta esto último, y si se hace una comparativa entre la conexión por chavetas al BRM de los modelos 1 y 2, y la conexión al BRM mediante un ranurado del modelo 3, se puede observar como la tensión crítica es mucho menor en la conexión por ranurado que por chavetas siendo más idóneo el modelo 3.

Por último, queda la Tabla 6 en la cual, al igual que en los casos anteriores, se puede observar como en el modelo 2 no se tiene el valor de la tensión crítica de la sección "A" ya que el par se transmite a partir de la sección "B", por lo que la sección más desfavorable sometida al torsor es la sección "C" a diferencia de en el modelo 1 en el cual es la sección "A". Comparando ambos modelos se puede ver como esta tensión crítica es más baja en el modelo 2, pero hay que recordar que se están comparando secciones distintas ya que en caso de calcular la sección "C" del modelo 1 el resultado sería el mismo que el del modelo 2 por la similitud de la geometría. Ante todo esto, el modelo 3 tiene en la sección "A", que es la sección más desfavorable del modelo, una tensión crítica menor que la del modelo 1, y en caso de haber calculado la tensión de la sección "E", que es la equivalente a la sección "C"

de los modelos 1 y 2, la tensión de esta sería menor ya que, aunque la conexión al diferencial es igual que en los modelos 1 y 2, el diámetro exterior de esta sección es mayor y por lo tanto las tensiones generadas serán menores.

Por lo que, teniendo en cuenta todo lo que se ha comentado anteriormente, el diseño definitivo que ese elige es el del modelo 3 ya que tiene cuantiosas ventajas respecto al resto de modelos. El modelo 4 no ha entrado en esta comparativa de resultados ya que es un modelo que se descartó desde la fase de diseño por razones de peso.

8.6 POLEA

Para todas las soluciones de transmisión planteadas anteriormente, salvo para el modelo 4, es necesario el acoplamiento con la polea del BRM ya sea mediante chavetas o ranuras. De modo que para que esta conexión se haga es necesario realizar unos acanalados en el interior de la polea para su correcto funcionamiento.

Como se aprecia en la Figura 26 la polea tiene un acanalado exterior para su acoplamiento con una correa de distribución debido al uso principal y original que tiene el BRM, pero como se ha comentado en este proyecto se plantea usar el BRM como motor eléctrico y acoplarlo mediante una conexión directa al diferencial del vehículo ligero industrial.



Figura 26: Polea ranurada original.

Es por esto por lo que en las soluciones planteadas no se hace uso de la transmisión por correa y por lo tanto esa acanaladura exterior no es de utilidad. Al contrario, ese acanalado puede ser ineficiente al debilitar la pieza en exceso junto con los ranurados realizados en el interior de la polea para su acoplamiento mediante chavetas o ranuras, ya que la sección transversal de la polea queda demasiado pequeña.

Por lo que, junto con la conformidad de SEG Automotive, se podría plantear el diseño de una polea con la sección maciza y cuyos parámetros no se desvíen en exceso de la original, para mejorar la resistencia de la pieza. Teniendo en cuenta esto se ha planteado, como se ve en la Figura 27 y en la Figura 28, un diseño de polea maciza cuyos parámetros son los mismos que la original, con la diferencia de que se ha eliminado el acanalado de la correa de modo que, para el distribuidor de esta pieza normalizada no suponga una gran dificultad la fabricación de este nuevo modelo, al ser todos los parámetros geométricos y dimensionales iguales con la diferencia de que no se ha de realizar el proceso de acanalado sobre la pieza maciza.



Figura 27: Polea ranurada para la conexión con el modelo 1 y 2.



Figura 28: Polea ranurada para la conexión con el modelo 3.

8.7 CARCASA PROTECTORA

Como parte del proyecto también se plantea una campana protectora entre la tapa del BRM y la carcasa del diferencial con el objetivo de proteger el sistema de transmisión, así

como los elementos auxiliares de conexión con el BRM y el diferencial. Se han planteado dos modelos distintos:

Carcasa de fundición

La carcasa planteada se muestra en la siguiente Figura 29 y tiene como objetivo dos utilidades, la primera de ellas es proteger todo el conjunto de transmisión de posibles choques e impactos con objetos externos que se pueda encontrar el vehículo ligero industrial en la calzada, así como aislar a la transmisión de agentes externos que puedan dañarla y afectar a su funcionamiento y durabilidad, como pueden ser suciedad, agua, aceites, elementos corrosivos, etc.

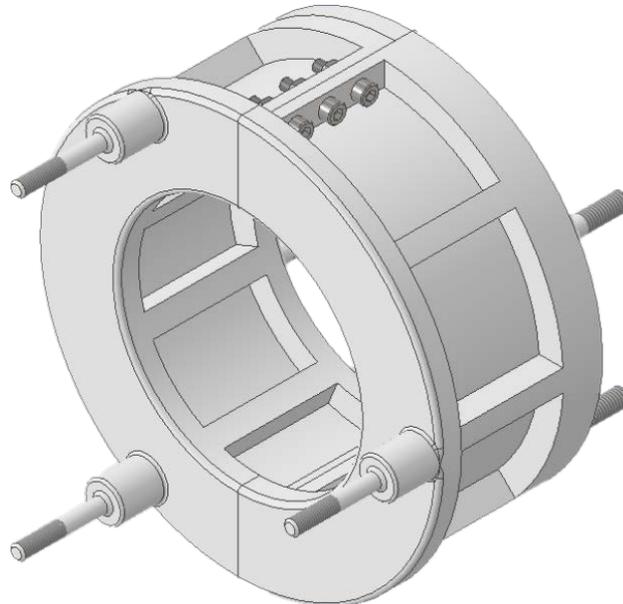


Figura 29: Carcasa protectora del sistema de transmisión (moldeo).

Como se ve en la Figura 29 está carcasa protectora está compuesta de dos partes que se unen mediante pernos y tuercas. Estas partes son las que se ven en la Figura 30 y en la Figura 31:

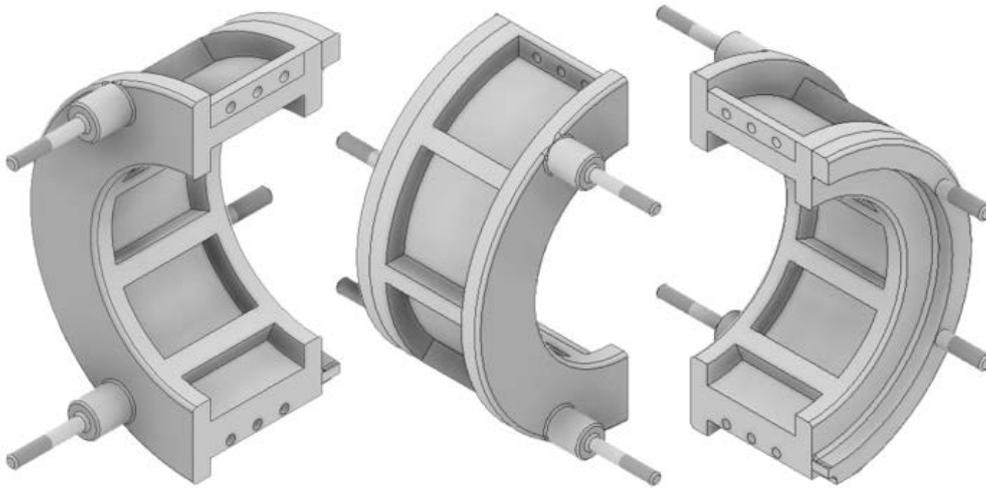


Figura 30: 1ª mitad de la carcasa protectora (moldeo).

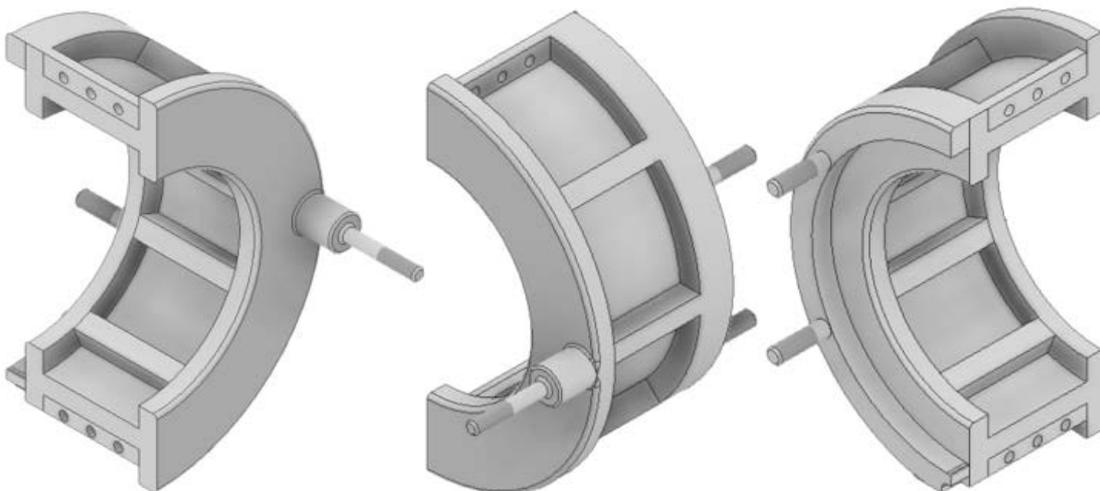


Figura 31: 2ª parte de la carcasa protectora (moldeo).

El motivo de fabricar esta pieza en dos partes es debido al método de fabricación que se ha pensado para el modelo. Este método de fabricación es el moldeo por arena, el cual se detallará más adelante, siendo su material de fabricación la fundición gris.

El motivo de haber elegido este método de fabricación es pensado en la fabricación del sistema de transmisión para su comercialización. Para lo cual habría que hacer una fabricación en serie del sistema y por lo tanto de esta pieza, así que, para la fabricación en serie de piezas de protección, como es este es, el acabado puede ser basto, es decir, no ha de tener unas tolerancias de alta precisión, su acabado superficial no requiere de tratamientos posteriores ni un buen acabado y salvo los pernos de sujeción a la tapa del BRM y a la carcasa del diferencial no se necesita ningún acoplamiento mecánico preciso. El

único problema que tiene es que sería complicado fabricar la carcasa de una única pieza debido a la complejidad del molde, y es por esto por lo que se compone de dos partes que para que trabajen conjuntamente se unen mediante pernos y tuercas.

Este modelo se caracteriza por tener unos nervios interiores y exteriores para configurarle una mayor resistencia frente a impactos debido a que su material de fabricación, fundición gris, tiene una rotura frágil.

Es por todo, que para este caso el mejor método de fabricación es el moldeo por arena, ya que es barato.

Carcasa de mecanizado

En la Figura 32 se muestra el segundo modelo de carcas protectora para el árbol de transmisión. Los objetivos de este modelo son los mismos que el anterior, con la diferencia de que este modelo está diseñado para su fabricación por mecanizado siendo el material de fabricación acero.

Este modelo a diferencia del anterior no tiene nervios ya que como su material de fabricación es el acero, este tiene una mayor resistencia que la fundición gris siendo su rotura dúctil en vez de frágil, lo cual lo hace más idóneo para resistir impactos. Su proceso de fabricación, mecanizado, se detallará más adelante, y además en comparación con el anterior ese método de fabricación está más pensado para la fabricación puntual de una cantidad de modelos, no para su fabricación en serie debido al precio del proceso.

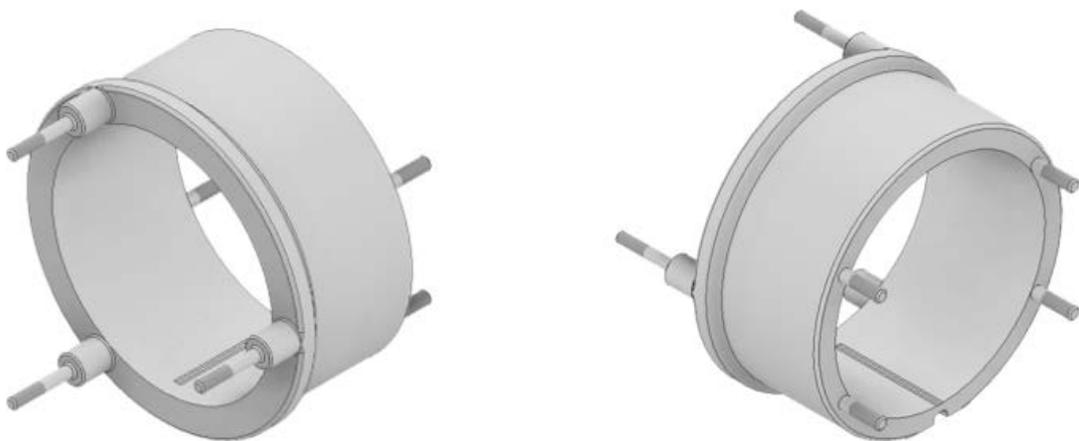


Figura 32: Carcasa protectora del sistema de transmisión (mecanizado).

9. SOLUCIÓN FINAL

A continuación, se van a presentar los resultados de un Análisis de Elementos Finitos mediante el software Nastran/Patran sobre un estudio estático de tensiones y deformaciones y un análisis modal de las frecuencias de vibración, así como los resultados del estudio de resistencia a fatiga. Este estudio complementará los cálculos analíticos del modelo final presentados en la sección anterior.

Además, también se presentarán los modelos finales de los elementos auxiliares de la transmisión como son la carcasa protectora y la polea de conexión con el BRM modificada, acompañándose esta última de los resultados del Análisis de Elementos Finitos con el software Nastran/Patran.

9.1 SOLUCIÓN FINAL ELEMENTO DE TRANSMISIÓN

A partir del análisis de soluciones, el del modelo 3 (Figura 33) es el modelo elegido, dado que tiene cuantiosas ventajas respecto al resto de modelos, tal y como se ha expuesto en la sección 8.5 SÍNTESIS DE RESULTADOS.



Figura 33: Modelo definitivo para el sistema de transmisión, modelo 3.

9.1.1 Resultados del análisis estático de tensiones y deformaciones mediante elementos finitos

A continuación, se muestran los resultados obtenidos del Análisis de Elementos Finitos realizado con el software “Nastran/Patran” para la misma configuración de estudio que en el caso analítico (empotramiento del modelo en la conexión con el diferencial). En Tabla 7 se muestra una comparativa de los resultados analíticos y los obtenidos mediante elementos finitos:

Tabla 7: Comparativa resultados análisis analíticos y de elementos finitos, modelo final.

ANÁLISIS DE TENIONES Y DEFORMACIONES			
RESULTADOS ANALÍTICOS		RESULTADOS FEM	
DEFORMACIONES	TENSIONES	DEFORMACIONES	TENSIONES
$8,6007 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$	$6,64 \text{ MPa}$	$8,82 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$	$1,35 \text{ MPa}$

Para comparar los resultados hay que tener en cuenta que en estudio analítico se ha simplificado la geometría eliminando los nervios del árbol de transmisión, así como se ha despreciado su peso y se ha considerado que la sección empotrada es la sección de corona circular del acoplamiento con el diferencial; mientras que para el análisis de elementos finitos la geometría analiza es la real, teniendo en cuenta el peso del modelo y además se ha considerado como empotramiento el acoplamiento mecánico del árbol al diferencial, es decir, los nervios del estriado interior del modelo.

Por lo que teniendo en cuenta esto, los resultados de deformaciones son muy aproximados y del mismo orden de magnitud, mientras que los de las tensiones, aunque difieren, la diferencia de valor es debido a las diferencias de estudio comentadas.

9.1.2 Resultados del análisis modal

En este apartado se muestran los resultados obtenidos del análisis modal mediante el software “Nastran/Patran”. En la Tabla 8 se detallan los diez primeros modos de vibración del árbol de transmisión.

Tabla 8: Modos de vibración y frecuencias naturales.

MODO DE VIBRACIÓN	FRECUENCIA (Hz)	DEFORMACIÓN MÁXIMA (mm)	TIPO DE DEFORMACIÓN
1	22893	$8'54 \cdot 10^1$	Flexión
2	22897	$8'53 \cdot 10^1$	Flexión
3	24991	$6'88 \cdot 10^1$	Torsión
4	25202	$1'65 \cdot 10^2$	Flexión parcial
5	25209	$1'64 \cdot 10^2$	Flexión parcial
6	39576	$1'23 \cdot 10^2$	Flexión parcial
7	39632	$1'23 \cdot 10^2$	Flexión parcial
8	41700	$5'63 \cdot 10^1$	Torsión
9	43624	$9'11 \cdot 10^1$	Flexión
10	43628	$9'06 \cdot 10^1$	Flexión

9.1.3 Resultados del estudio de resistencia a fatiga

Al modelo de árbol de transmisión se le ha realizado un estudio de la resistencia a fatiga para determinar su vida útil. Para ello se ha aplicado el criterio de Soderberg, obteniendo una vida útil infinita:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} + K_f \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \leq \frac{1}{CS} \rightarrow 0,4417 \leq 0'5$$

9.2 POLEA MODIFICADA

En la Figura 34 se observa el modelo final de la polea de transmisión del BRM, la cual se ha modificado eliminando el acanalado exterior radial del acoplamiento mediante correa, y se ha realizado un ranurado interior para el acoplamiento con el árbol de transmisión final (modelo 3).



Figura 34: Modelo polea modificada final.

Del modelo se ha realizado un análisis de tensiones y deformaciones mediante elementos finitos, con el software ya utilizado “Nastran/Patran”. Para realizar este análisis se han considerado las propiedades mecánicas generales del acero, es decir, una densidad de 7850 Kg/m^3 y un módulo elástico de 210 GPa .

La deformación máxima del modelo es de $2'01 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$, valor el cual se puede considerar despreciable, además de estar en el mismo rango de magnitud que la deformación del modelo final del árbol de transmisión.

Respecto de las tensiones se ha utilizado el criterio de Von Mises, consiguiéndose una tensión máxima de $7'01 \cdot 10^{-2} \text{ MPa}$. Este valor, debido a su pequeña magnitud, estará por debajo de la tensión admisible, y más si se tiene en cuenta que el acero de fabricación que utiliza el proveedor de SEG Automotive para esta pieza es un acero 11SMnPb30, cuyo límite elástico es de 440 MPa y el valor mínimo de límite de rotura es de 510 MPa .

9.3 CARCASA PROTECTORA

Respecto de la carcasa protectora, el modelo definitivo es el que se ve en la Figura 35. Definitivamente se ha elegido este modelo por delante del modelo cuya fabricación era por moldeo en arena, ya que en un inicio este proyecto no está pensado para la fabricación en serie y comercialización del sistema de transmisión, sino para la fabricación de unos pocos modelos, por lo que desde este punto de vista la fabricación por moldeo es barata siempre que se produzca una gran cantidad de piezas (fabricación en serie); en cambio para la fabricación de unos modelos aislados, en comparación entre el moldeo y el mecanizado sale más rentable la segunda opción. Así que el presupuesto que se realizará del sistema de transmisión será teniendo en cuenta este modelo.

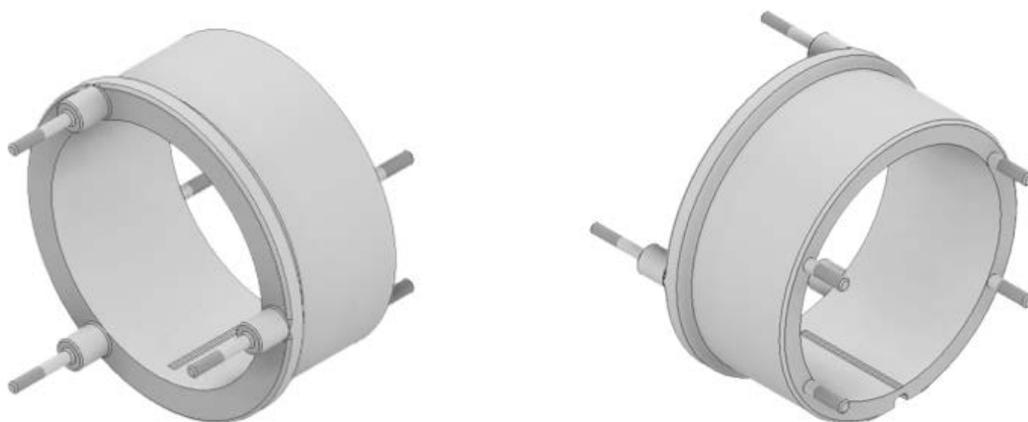


Figura 35: Carcasa protectora del sistema de transmisión (mecanizado).

10. PROCESO DE FABRICACIÓN

En este apartado se comentará el método de fabricación del árbol de transmisión final seleccionado anteriormente, así como de la carcasa protectora.

10.1 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

El proceso más sencillo para la fabricación del árbol de transmisión seleccionado es mediante un mecanizado de la pieza utilizando una máquina C.N.C. (Control Numérico Computarizado).

Para ello se empieza con un tocho cilíndrico del acero correspondiente cuyas medidas bastan con que sean ligeramente superiores a las de la pieza final, por lo que la longitud del tocho cilíndrico debe ser mayor de 100 mm y su diámetro superior a 48 mm.

Lo primero que se ha de hacer es seleccionar el lado por el cual se va a empezar el mecanizado ya que la pieza requiere de operaciones de corte por ambos extremos. Teniendo en cuenta esto se comparan los dos extremos, observándose que en ambos lados se tiene un ranurado con la diferencia de que en un lado el ranurado es exterior y en el otro interior, por lo que teniendo en cuenta este dato el primer lado que se mecaniza es el del ranurado interior sujetando el tocho cilíndrico, con las mordazas, por el extremo que tendrá el ranurado exterior. Esto es debido a que de esta manera se mecaniza el extremo del ranurado interior el cual su superficie externa es lisa, es decir, sin ninguna geometría que pueda ser dañada en el momento de cambiar de posición las mordazas al otro extremo para terminar de mecanizar la pieza; ya que si primero se mecanizara el ranurado exterior y luego se tuviera que sujetar las mordazas en este extremo ranurado para terminar de mecanizar la geometría del modelo, estas ranuras podrían quedar dañadas por la presión de las mordazas. Una vez entendido esto, se procede a realizar mecanizado cuyas operaciones se describen a continuación:

- 1) **Refrentado:** esta operación se realiza en la cara cilíndrica del tocho de acero y sirve para dejar un buen acabado superficial en esta cara.
- 2) **Desbaste/cilindrado:** con esta operación se define el contorno exterior del extremo del modelo que se está mecanizando.
- 3) **Acabado:** es una operación complementaria a la anterior que se utiliza para dejar un acabado superficial de calidad.



- 4) **Taladro:** como su nombre indica esta operación realiza un taladro el cual sirve para hacer el vaciado interior del árbol. Este será de menor diámetro que las ranuras interiores para así facilitar su posterior mecanizado.
- 5) **Desbaste y acabado:** el funcionamiento de estas operaciones es el mismo que se ha descrito anteriormente, pero ahora se utiliza para realizar las ranuras interiores del árbol de transmisión para lo cual, como las mordazas de sujeción del tocho cilíndrico hacen que este esté rotando para su mecanizado radial y uniforme, es necesario aplicar un factor de escala de $\frac{360}{2\pi R}$ siendo "R" el radio de la sección sobre la que se va a mecanizar. Al aplicar este factor, el árbol de transmisión pasa de tratarse como un cilindro giratorio a uno lineal de modo que se puede programar sobre la superficie cilíndrica cualquier figura aplicando las compensaciones de radio y longitud correspondientes, es decir, al mecanizar la herramienta de corte no arranca material en todo el contorno del cilindro (debido a la rotación de este) sino que el corte y las ranuras que realiza son longitudinales al eje de rotación del cilindro.
- 6) **Tronzado:** esta operación consiste en cortar el tocho cilíndrico por completo, es decir, desde su diámetro exterior hasta llegar a su centro. Esta operación se utiliza una vez ya se ha terminado de mecanizar la pieza y se quiere separar esta del resto del material en bruto. En este caso ya se ha terminado de mecanizar uno de los extremos del eje por lo que para mecanizar el otro extremo se hace la operación de tronzado dejando material en bruto suficiente para cambiar de posición la pieza y mecanizar el otro extremo. Esta operación se hace en caso de que el tocho de material en bruto utilizado sea bastante más largo de lo necesario, en caso de que la longitud del material en bruto sea ligeramente superior a la del modelo final podría no ser necesaria esta operación y bastar con el cambio de posición de las mordazas.
- 7) **Refrentado:** esta operación es la misma que se describió anteriormente solo que ahora se realiza en el otro extremo de la pieza.
- 8) **Desbaste y acabado:** estas operaciones son las encargadas de realizar el ranurado exterior de la pieza, y como se describió anteriormente es necesario aplicar un factor de escala $(\frac{360}{2\pi R})$ para su ranurado lineal.
- 9) **Taladro:** esta operación realiza el vaciado interior del extremo que evita la colisión de la pieza con la tuerca y contratornillo de la polea del BRM.
- 10) **Desbaste y acabado:** se utilizan para dejar el vaciado interior con la geometría final deseada (que la parte final sea plana) y un buen acabado superficial.

10.2 CARCASA PROTECTORA

10.2.1 CARCASA POR MOLDEO

Para la fabricación de la carcasa protectora del sistema de transmisión se ha llegado a la conclusión de que el material más adecuado en cuanto a resistencia y precio, para su fabricación en serie, es la fundición gris.

Como su nombre indica el método de fabricación de componentes con este material es la fundición, por lo que para la fabricación del modelo de carcasa protectora diseñado será necesario la creación de dos moldes, uno de cada parte de la carcasa que forman el conjunto completo, sobre los cuales se vierte la colada y se deja enfriar.

Específicamente para este tipo de pieza cuya geometría no es sencilla (como sería la de unos lingotes) existen dos tipos de moldeo que se podrían utilizar:

- **Moldeo en arena:** este proceso consiste en crear un patrón con la geometría deseada y a partir de ese patrón se fabrica un molde de dos piezas compactando arena alrededor del patrón, dejando agujeros para el vertido de la colada y para la evacuación de gases. Una vez creado el molde de arena se extrae el patrón, después se ensamblan las dos mitades del molde y posteriormente se vierte el metal. El metal vertido se deja enfriar y tras la solidificación de este, se extrae la pieza destruyendo el molde.
- **Moldeo en coquilla:** en este proceso se crea un molde metálico (coquilla) de la pieza a fabricar dejando los orificios para el vertido del metal fundido y para la evacuación de gases. Al igual que en el proceso anteriormente descrito, este molde se compone de dos piezas las cuales se unen y se vierte la colada, dejando enfriar el metal fundido y que se solidifique. Una vez hecho esto se separan las dos piezas del molde y se extrae la pieza deseada, siendo el molde reutilizable.

Como se ha visto ambos procesos se basan en los mismos principios con la diferencia del material del molde de la pieza a conformar, teniendo cada uno de ellos sus ventajas y desventajas.

Por un lado, el moldeo en arena tiene la ventaja de que su coste es barato y soporta altas temperaturas, pero tiene el inconveniente de que el acabado superficial de la pieza es

tosco y de que el molde utilizado se destruye con cada pieza creada por lo que no es reutilizable.

Mientras, el moldeo en coquilla tiene la principal ventaja de que el molde es reutilizable, la solidificación del metal fundido es más rápida que en arena y además el acabado superficial es muy bueno. Pero al ser el molde de metal y reutilizable tiene la desventaja de que su diseño es más complicado lo cual encarece su coste, y también el metal que se vierte en él ha de tener un punto de fusión relativamente bajo.

Una vez se ha comentado los posibles métodos de fabricación de la carcasa protectora y sus ventajas y desventajas, se ha decidido que el proceso más idóneo para la pieza es el moldeo en arena ya que la pieza que se va a fabricar tiene por objetivo la protección contra golpes, oxido, corrosión, etc., del sistema de transmisión por lo que no es necesario un buen acabado superficial. A esto hay que añadirle que el coste del moldeo en arena es inferior al moldeo en coquilla.

Para el moldeo en arena de esta pieza serán necesarios dos moldes distintos, uno para cada mitad que componen la carcasa completa, y además hay que tener en cuenta que para el acoplamiento de ambas entre sí es necesario realizar un roscado interior en los agujeros de unión de ambas piezas, y también es necesario realizar un roscado exterior de unos 20 mm en los pasadores de los extremos de las carcasas, a través de los cuales la carcasa se une tanto al BRM como al diferencial.

10.2.2 CARCASA POR MECANIZADO

El proceso de fabricación es el mismo que el del árbol de transmisión (10.1. ÁRBOL DE TRANSMISIÓN). Se mecanizará la pieza utilizando una máquina C.N.C. (Control Numérico Computarizado).

Los procesos de mecanizado de la carcasa se basan en los mismos que se han explicado para el árbol de transmisión, pero adaptando los procesos (refrentado, desbaste, acabado, talado, etc.) a la geometría de la pieza, el único proceso que tendría este modelo y no el árbol de transmisión es el roscado de los vástagos de acoplamiento con la tapa del BRM y la carcasa del diferencial.

11. PLANIFICACIÓN

En este capítulo se muestra la duración aproximada de cada una de las tareas y labores necesarias para la ejecución del presente proyecto. Estas tareas quedan relacionadas mediante el establecimiento de un diagrama de actividad. Los cálculos temporales pueden ser realizados por un software de gestión de proyectos. Así, como los recursos y costes de cada actividad pueden ser estimados y optimizados, alcanzando así un balance para conseguir los objetivos del proyecto. Esta tarea es llevada a cabo por el departamento de gestión de proyectos.

El objetivo de este apartado es proporcionar al gestor del proyecto los datos e información necesaria para seguir de manera precisa los distintos progresos del equipo que lleva a cabo la ejecución del proyecto, estableciendo los trabajos realizados, los que faltan por hacer y los que van retrasados.

La planificación del proyecto debe evolucionar a medida que se consiguen los diferentes objetivos y tareas, de modo que estos se vayan actualizando de forma concorde a los planes del proyecto, asegurando el correcto seguimiento del proyecto. En la siguiente Tabla 9 se muestra la planificación del proyecto:

Tabla 9: Planificación del proyecto

ACTIVIDAD	INICIO	FIN	DURACIÓN (MESES)	MES						
				1	2	3	4	5	6	7
Planificación del diseño del sistema de transmisión	1	7	7	■	■	■	■	■	■	■
Preparación proyecto	1	1	1	■						
Reunión directiva	1	1	1	■						
Asignación del proyecto	1	1	1	■						
Diseño de parámetros geométricos	1	3	3	■	■	■				
Selección de componentes	1	2	2	■	■					
Dimensionamiento	2	3	2		■	■				
Diseño CAD	2	3	2		■	■				
Diseño mecánico	3	6	3				■	■	■	
Identificación de fuerzas aplicadas	4	4	1				■			
Análisis estáticos y dinámicos del comportamiento	5	6	2					■	■	
Fabricación y montaje	7	7	1							■
Redacción de documentación	1	6	6	■	■	■	■	■	■	

12. PRESUPUESTO

El coste de ejecución del presente proyecto, el cual incluye los gastos de diseño y fabricación de los componentes que conforman el sistema de transmisión, asciende a la cantidad de **veintiún mil ochocientos sesenta y seis euros con trece céntimos de euro (21.866,13 €)**. Esta cantidad está justificada y detallada en el DOCUMENTO V.

PRESUPUESTO correspondiente.

13. BIBLIOGRAFÍA

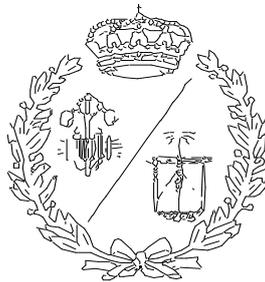
[1] SEG AUTOMOTIVE. 2022. 48V E-Machines, 48V Hybrid E-Machines. [Consulta 07-08-2022]. Disponible en: <https://www.seg-automotive.com/products/48v-e-machines/48v-mild-hybrid-e-machines/>

[2] PEFRA AG. 2022. Elektro-Transporter 506. [Consulta 07-08-2022]. Disponible en: <https://www.pefra.net/en/products/2040041100>

[3] MECAPEDIA - ENCICLOPEDIA VIRTUAL DE INGENIERÍA MECÁNICA. 2020. Criterio de Sodeberg. [Consulta 25-08-2022]. Disponible en: http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Soderberg.htm

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO II. ANEXO DE CÁLCULOS

Autor: Marcos de la Fuente González

**Tutores: Alberto Díez Ibarbia, Dionisio Cagigas Fojaco,
Carlos Alberto Calderón Amo**

Septiembre – 2022

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. HIPÓTESIS Y CRITERIOS DE CÁLCULO.....	1
2.1 CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DEL MATERIAL DE FABRICACIÓN	2
3. ESTUDIO Y ANÁLISIS DE SOLUCIONES DEL ELEMENTO DE TRANSMISIÓN	4
3.1 MODELOS PROPUESTOS	4
3.2 GEOMETRÍA DE MASAS Y PARÁMETROS RELACIONADOS	6
3.3 CÁLCULOS ANALÍTICOS PREVIOS	10
3.3.1 <i>Análisis estático de tensiones y deformaciones</i>	11
3.3.2 <i>Cálculo de chavetas planas rectangulares</i>	26
3.3.3 <i>Cálculo de acanaladuras</i>	29
3.3.4 <i>Análisis a fatiga</i>	36
3.4 COMPARATIVA MODELOS Y SELECCIÓN	41
4. ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL DISEÑO FINAL	45
4.1 ESTUDIO ESTÁTICO DE TENSIONES Y DEFORMACIONES MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	45
4.2 ESTUDIO MODAL Y CÁLCULO DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN	49
4.3 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS DE LA POLEA MODIFICADA	55
4.4 ESTUDIO DE RESISTENCIA A FATIGA.....	57

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Resultados experimentales del módulo de Young en dos probetas.....	3
Figura 2: Modelo 1, árbol de transmisión.....	5
Figura 3: Modelo 2, árbol de transmisión.....	5
Figura 4: Modelo 3, árbol de transmisión.....	6
Figura 5: Modelo 1, sección del árbol de transmisión.....	7
Figura 6: Modelo 1 simplificado.	7



Figura 7: Modelo 2, sección del árbol de transmisión.....	8
Figura 8: Modelo 2 simplificado.	8
Figura 9: Modelo 3, sección del árbol de transmisión.....	9
Figura 10: Modelo 3 simplificado.	9
Figura 11: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.....	12
Figura 12: Esfuerzos y reacciones, modelo 1 simplificado.	13
Figura 13: Leyes de esfuerzos, modelo 1 simplificado.	13
Figura 14: Distribución de tensiones en la sección C, modelo 1 simplificado.	14
Figura 15: Distribución de tensiones en la sección A, modelo 1 simplificado.....	15
Figura 16: Deformación debido a torsión.....	16
Figura 17: Deformada estima.	17
Figura 18: Elemento diferencial y secciones del modelo 1.....	18
Figura 19: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 3.....	19
Figura 20: Esfuerzos y reacciones, modelo 3 simplificado.	20
Figura 21: Leyes de esfuerzos, modelo 3 simplificado.	20
Figura 22: Distribución de tensiones en la sección E, modelo 3 simplificado.....	21
Figura 23: Distribución de tensiones en la sección A, modelo 3 simplificado.....	22
Figura 24: Deformación debido a torsión.....	23
Figura 25: Deformada a estima.	24
Figura 26: Elemento diferencial y secciones del modelo 3.....	25
Figura 27: Sección transversal, dimensiones y esfuerzos de una chaveta.	26
Figura 28: Parámetros y tolerancias de las chavetas y chaveteros según la Tabla 3.	28

Figura 29: Geometría del estriado con el diferencial, modelo 1 y 2.....	30
Figura 30: Longitud del estriado con el diferencial, modelo 1.....	31
Figura 31: Longitud del estriado con el diferencial, modelo 2.....	31
Figura 32: Sección de la polea original del BRM.	33
Figura 33: Geometría del estriado con el diferencial, modelo 3.	35
Figura 34: Geometría del ranurado con el BRM, modelo 3.	35
Figura 35: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.....	37
Figura 36: Esfuerzos y leyes de esfuerzos, modelo 1 simplificado.	37
Figura 37: Relación entre esfuerzos constantes y tensiones variables.	38
Figura 38: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 3.....	40
Figura 39: Leyes de esfuerzos, modelo 3 simplificado.	40
Figura 40: Modelo definitivo para el sistema de transmisión, modelo 3.	45
Figura 41: Restricciones del apoyo, empotramiento, FEM.	46
Figura 42: Esfuerzos en el modelo, FEM.....	46
Figura 43: Deformación del árbol de transmisión, FEM.....	47
Figura 44: Tensiones del árbol de transmisión, FEM.	49
Figura 45: Modo de vibración 1, deformada del árbol de transmisión.	51
Figura 46: Modo de vibración 2, deformada del árbol de transmisión.	51
Figura 47: Modo de vibración 3, deformada del árbol de transmisión.	52
Figura 48: Modo de vibración 4, deformada del árbol de transmisión.	52
Figura 49: Modo de vibración 5, deformada del árbol de transmisión.	53
Figura 50: Modo de vibración 6, deformada del árbol de transmisión.	53

Figura 51: Modo de vibración 7, deformada del árbol de transmisión.	53
Figura 52: Modo de vibración 8, deformada del árbol de transmisión.	54
Figura 53: Modo de vibración 9, deformada del árbol de transmisión.	54
Figura 54: Modo de vibración 10, deformada del árbol de transmisión.	55
Figura 55: Restricciones en el apoyo, empotramiento, FEM.	55
Figura 56: Esfuerzos del modelo, FEM.	56
Figura 57: Deformaciones de la polea modificada del BRM, FEM.	56
Figura 58: Tensiones de la polea modificada del BRM, FEM.	57
Figura 59: Sección del modelo final del árbol de transmisión.	58
Figura 60: Diagrama de Haigh.	58
Figura 61: Criterio de Soderberg [3].	60
Figura 62: Flujo de tensiones del modelo 3.	64

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Especificaciones teóricas resistentes del acero de fabricación.	2
Tabla 2: Resultados experimentales de las propiedades resistentes del acero de fabricación.	2
Tabla 3: Chavetas, chaveteros y tolerancias dimensionales normalizadas.	27
Tabla 4: Medidas nominales de las acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos según ISO 14.	34
Tabla 5: Valores de las tolerancias de las acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos según ISO 14.	34
Tabla 6: Comparativa del análisis estático de tensiones.	41
Tabla 7: Comparativa del análisis estático de deformaciones.	42



Tabla 8: Comparativa del cálculo de chavetas planas rectangulares.....	42
Tabla 9: Comparativa del cálculo de acanaladuras.....	42
Tabla 10: Comparativa del análisis a fatiga.....	43
Tabla 11: Frecuencias naturales de los 10 primeros modos de vibración.....	50
Tabla 12: Constantes “a” y “b” del factor de superficie.....	61
Tabla 13: Coeficiente modificativo de carga.....	63
Tabla 14: Probabilidad de vida, factor de confiabilidad.....	64

1. INTRODUCCIÓN

En este anexo se estudian los parámetros resistentes de los elementos de transmisión, que no se han podido descartar por condiciones no resistentes, bajo diferentes condiciones de trabajo y se analizan los esfuerzos, tensiones y deformaciones a los que van a estar sometidos.

Para ello se comienza con los cálculos analíticos pertinentes para realizar una primera aproximación de los distintos modelos, y hacer una comparativa y selección entre estos. Tras haber seleccionado un modelo final se comprueban los resultados de este mediante un análisis más detallado de elementos finitos con el software “Nastran/Patran”.

Una vez realizada esta comprobación, se somete y compara el modelo a un análisis modal con “Nastran/Patran” para calcular sus modos de vibración y si durante su funcionamiento entrará en resonancia la transmisión.

Para terminar, se añade un estudio a fatiga para determinar su vida útil de funcionamiento.

2. HIPÓTESIS Y CRITERIOS DE CÁLCULO

Para el análisis de la transmisión se va a tomar como partida unos supuestos de estudio que se consideran los más desfavorables en el funcionamiento de la transmisión.

Estos casos de estudio y las solicitaciones correspondientes, que afectan a la transmisión, se expondrán al inicio de cada supuesto y su cálculo, además de tener en cuenta las siguientes hipótesis generales a todos estos supuestos:

- Masa propia del elemento de transmisión y los esfuerzos de cortadura y flexión correspondientes son despreciables, debido a su pequeña magnitud en comparación con la masa del BRM y el par de potencia, y con ello las tensiones que generan.
- Par de potencia transmitido es el esfuerzo principal de dimensionamiento resistente debido a su alta magnitud.
- Masa del BRM es soportada por una pletina auxiliar acoplada entre el BRM-chasis, por lo que en su correcto funcionamiento (biapoyada) la transmisión no se verá afectada por este esfuerzo.
- Se considera que no hay desalineamiento de la masa del elemento de transmisión respecto de su eje geométrico salvo para el análisis modal.



- Para los cálculos se elige un coeficiente de seguridad de valor 2.
- Para simplificar los cálculos analíticos se desprecian los chaveteros realizados y las acanaladuras tomando el diámetro más desfavorable:
 - En acanalados interiores: diámetro mayor de la acanaladura.
 - En acanalados exteriores: diámetro menor de la acanaladura.

2.1 CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DEL MATERIAL DE FABRICACIÓN

El material de fabricación de la transmisión es un acero, proporcionado por un proveedor de SEG Automotive, que tiene los siguientes márgenes teóricos de operación respecto de las propiedades mecánicas que se ven en la Tabla 1:

Tabla 1: Especificaciones teóricas resistentes del acero de fabricación.

Lim. Rotura	Lim. Elástico al 0.2% def.	Def. en rotura	Dureza
Tensile strength	0,2 %-proof strength	Elongation at break A	Hardness informative
MPa	MPa	%	HBW
R _m > 800	650 to 800	min. 6	(220 to 270)

Experimentalmente se ha logrado obtener los siguientes valores, de dichos parámetros, como se ve en la Tabla 2:

Tabla 2: Resultados experimentales de las propiedades resistentes del acero de fabricación.

Specimen ID	R _{p0.2} (MPa)	R _m (MPa)	A (%)
Mean	683.6	834.3	6.18
St. Deviation	41.8	21.2	1.73

El módulo de elasticidad o de Young se ha comprobado en laboratorio mediante dos probetas del material de la transmisión, obteniendo los siguientes resultados de la Figura 1:

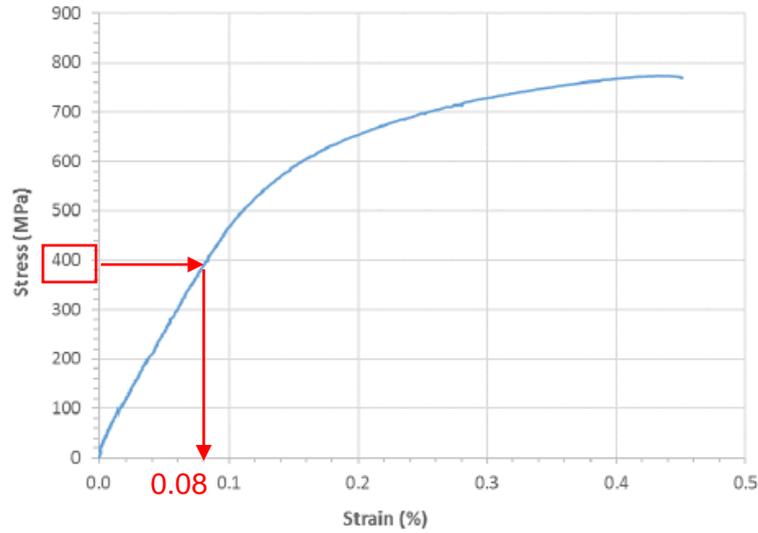


Figure A.11. Stress-strain curve specimen F00M.782.401-11.

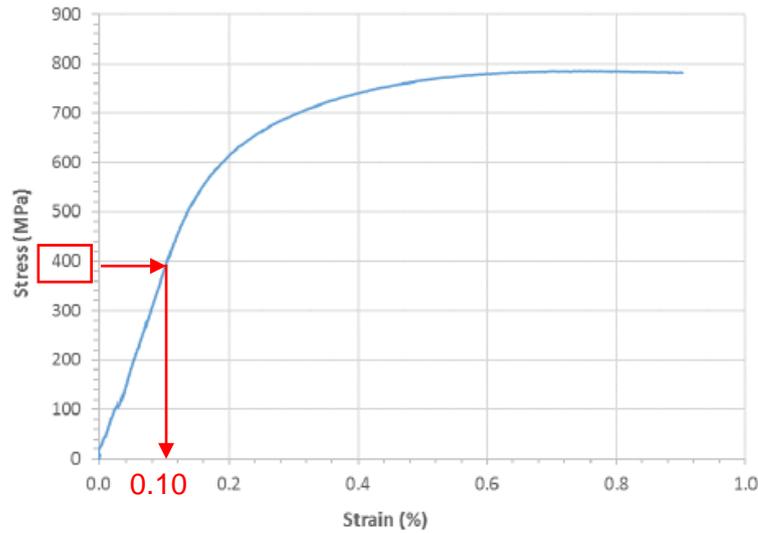


Figure A.12. Stress-strain curve specimen F00M.782.401-12.

Figura 1: Resultados experimentales del módulo de Young en dos probetas

Extrayendo los datos resaltados de la Figura 1 se obtiene que el módulo de Young de cada probeta es:

$$E_{F00.782.401-11} = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{400 \text{ MPa}}{0'08/100} = \frac{4 \cdot 10^4}{0'08} = 500.000 \text{ MPa}$$

$$E_{F00.782.401-12} = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{400 \text{ MPa}}{0'10/100} = \frac{4 \cdot 10^4}{0'10} = 400.000 \text{ MPa}$$

Por lo que, para los cálculos se va a tomar el valor medio de ambas:

$$E = \frac{E_{F00.782.401-11} + E_{F00.782.401-12}}{2} = \frac{(500 + 400) \text{ GPa}}{2} = 450 \text{ GPa}$$

Por último, el módulo de Poisson oscila entre 0 y 0'5, siendo el valor para el acero aproximadamente 0'3. Teniendo en cuenta esto se consideran los siguientes valores por simplicidad de los cálculos:

- $\rho_{MEDI A} = \rho_M = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 7'85 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$
- $E_{MEDI A} = E_M = 450 \text{ GPa}$
- $G_{MEDI A} = G_M = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} = \frac{450}{2 \cdot (1+0'3)} = 173'0769 \text{ GPa} \approx 173 \text{ GPa}$
- $\sigma_{yp} = 683'6 \pm 41'8 \text{ MPa} = 641'8 \text{ MPa}$
- $\sigma_{ut} = 834'3 \pm 21'2 \text{ MPa} = 813'1 \text{ MPa}$

3. ESTUDIO Y ANÁLISIS DE SOLUCIONES DEL ELEMENTO DE TRANSMISIÓN

En este apartado se plantean y detallan los distintos cálculos relacionados con los esfuerzos, las tensiones, las deformaciones y la rigidez de los distintos modelos planteados para la transmisión. Durante este punto se desarrollan los distintos estudios analíticos ya comentados en el apartado 1. INTRODUCCIÓN.

3.1 MODELOS PROPUESTOS

A continuación, se presentan los distintos modelos planteados para el elemento de transmisión entre el BRM y el diferencial.

Modelo 1

En la Figura 2 se muestra un primer modelo en el cual la conexión al diferencial se realiza con un estriado interior y el acoplamiento al BRM se ejecuta por la cara interna de la polea mediante una unión mecánica de cuatro chavetas enfrentadas. Como se estas chavetas están centradas en la sección hueca (realizada para evitar la colisión con el contratornillo y la tuerca) para conseguir en esa sección un reparto uniforme de tensiones y asegurar la transmisión total del par de potencia.



Figura 2: Modelo 1, árbol de transmisión.

Modelo 2

En la siguiente Figura 3 se muestra el diseño de un segundo modelo que es idéntico al anterior con la única diferencia de la posición de las chavetas, y es que estas están más retrasadas respecto del extremo de acoplamiento con el BRM. Esto hace que las chavetas sigan engranando con la polea, quedando parte de ellas fuera de esta en función de su longitud, pero esta posición más retrasada hace que los chaveteros coincidan con la sección intermedia del árbol y por lo tanto con la sección maciza de este.



Figura 3: Modelo 2, árbol de transmisión.

Modelo 3

Por último, en la Figura 4 se muestra el último modelo a analizar el cual se asemeja a los anteriores en el método de conexión con el diferencial, ya que es común a los tres modelos, pero con la diferencia de que varía el diámetro exterior del árbol de transmisión en dicho extremo.

La principal diferencia es el acoplamiento con la polea del BRM, el cual en vez de realizarse mediante cuatro chavetas enfrentadas se hace mediante el ranurado exterior del

árbol. Esto hace que la geometría respecto de los modelos anteriores en cuanto a los diámetros sea distinta pero la longitud como ya se ha comentado es la misma.



Figura 4: Modelo 3, árbol de transmisión.

3.2 GEOMETRÍA DE MASAS Y PARÁMETROS RELACIONADOS

Los modelos planteados se diferencian entre sí por la geometría y sus parámetros relacionados tales como la masa, la inercia y los métodos de conexión en sus extremos con el BRM y el diferencial. A continuación, se plantean y calculan las diferencias entre los modelos teniendo en cuenta que el método de conexión con el diferencial es igual en los cuatro casos presentados, usando una conexión por estriado interior.

Modelo 1

Se plantea un árbol de transmisión el cual se acopla al BRM mediante cuatro chavetas enfrentadas, las cuales quedan completamente introducidas en la polea de salida del BRM, estando centradas en la sección hueca del árbol de transmisión como puede verse en la Figura 5. Para simplificar los cálculos analíticos se van a despreciar los chaveteros realizados y las acanaladuras, como se ve en la Figura 6, tomando el diámetro más desfavorable que en caso del estriado interior será el diámetro mayor, como se ha comentado en el apartado 2. HIPÓTESIS Y CRITERIOS DE CÁLCULO.

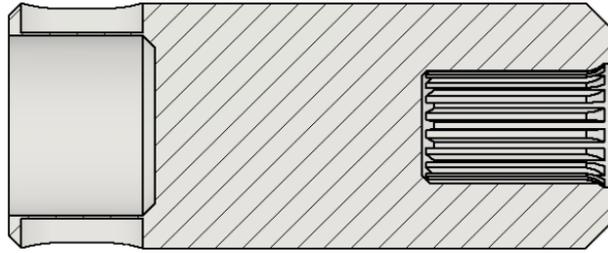


Figura 5: Modelo 1, sección del árbol de transmisión.

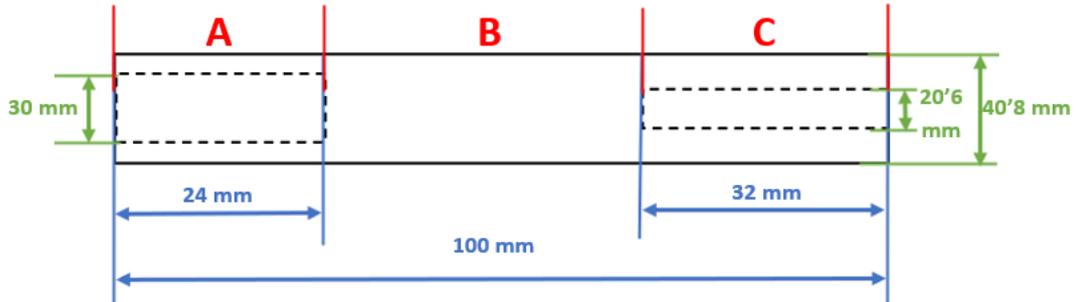


Figura 6: Modelo 1 simplificado.

A continuación, se representan los cálculos de la masa y su punto de aplicación en el modelo:

$$V_A = \pi \cdot (20'4^2 - 15^2) \cdot 24 = 14.413'12444 \text{ mm}^3$$

$$V_B = \pi \cdot 20'4^2 \cdot 44 = 57.525'82874 \text{ mm}^3$$

$$V_C = \pi \cdot (20'4^2 - 10'3^2) \cdot 32 = 31.171'63629 \text{ mm}^3$$

Siendo el volumen total del modelo: $V_{TOTAL} = 103.110'5895 \text{ mm}^3$

$$m_A = \rho_M \cdot V_A = 0'1131 \text{ Kg}$$

$$m_B = \rho_M \cdot V_B = 0'4516 \text{ Kg}$$

$$m_C = \rho_M \cdot V_C = 0'2447 \text{ Kg}$$

Siendo la masa total de la pieza $m_{TOTAL} = \rho_{MEDIA} \cdot V_{TOTAL} = 0'8094 \text{ Kg}$ y el centro de masa es el siguiente, considerando el eje "x" como el eje geométrico del modelo y el eje "y" el perpendicular:

$$x_G = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} m_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{i=n} m_i}$$

$$x_G = \frac{M_A \cdot 12 + M_B \cdot (24 + 22) + M_C \cdot (24 + 44 + 16)}{0'8094}$$

$$x_G = 52'74 \text{ mm}$$

$$y_G = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} m_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{i=n} m_i} = 0 \text{ mm}$$

Las inercias de las distintas secciones del modelo se detallan a continuación:

$$I_y^A = I_z^A = \frac{\pi}{4} \cdot (20'4^4 - 15^4) = 96.261'65485 \text{ mm}^4$$

$$I_y^B = I_z^B = \frac{\pi}{4} \cdot 20'4^4 = 136.022'4369 \text{ mm}^4$$

$$I_y^C = I_z^C = \frac{\pi}{4} \cdot (20'4^4 - 10'3^4) = 127.182'7114 \text{ mm}^4$$

Aplicando el Teorema de los Ejes Perpendiculares y debido a la simetría de la pieza se obtiene: $I_O = I_z + I_y = 2 \cdot I_y$

$$I_O^A = 2 \cdot I_y^A = 192.523'3097 \text{ mm}^4$$

$$I_O^B = 2 \cdot I_y^B = 272.044'8737 \text{ mm}^4$$

$$I_O^C = 2 \cdot I_y^C = 254.365'4227 \text{ mm}^4$$

Modelo 2

Este modelo es igual geoméricamente que el anterior con la diferencia de que la posición de las chavetas está más retrasada, de modo que estas se encuentran en la sección maciza del árbol de transmisión como se ve en la Figura 7. Esto hace que a efectos de concentración de tensiones sea mucho más favorable que el modelo anterior.

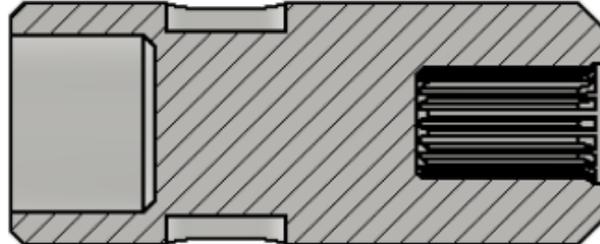


Figura 7: Modelo 2, sección del árbol de transmisión.

Para realizar los cálculos analíticos se tienen en cuenta las mismas consideraciones que en el modelo anterior, como se observa en la Figura 8, por lo que los resultados no varían.

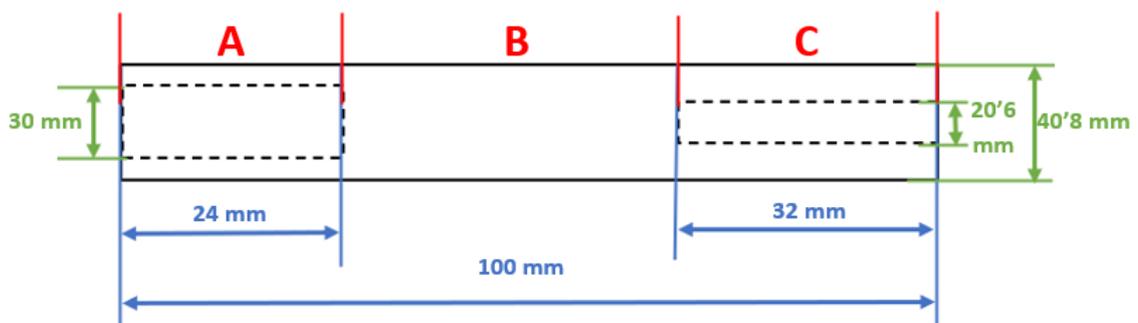


Figura 8: Modelo 2 simplificado.

Modelo 3

En este modelo se cambia la conexión mediante cuatro chavetas enfrentadas por un ranurado de dientes rectos en el extremo de conexión del árbol con la polea del BRM. Esto hace que la geometría del árbol cambie respecto de los modelos anteriores (Figura 9), pero se siguen simplificando los cálculos, deprecando los ranurados del árbol y tomando como diámetro de referencia el más desfavorable (Figura 10). Siendo el diámetro mayor de los nervios el más desfavorable para el estriado interior de la conexión con el diferencial, y el diámetro menor de los nervios para el ranurado exterior de la conexión con el BRM.

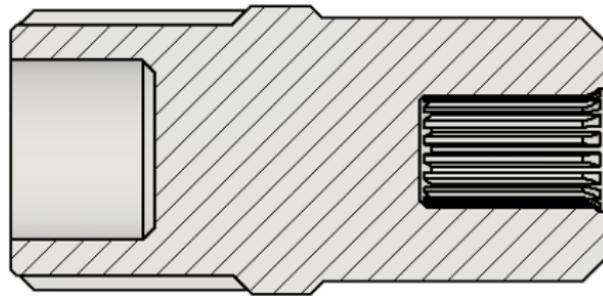


Figura 9: Modelo 3, sección del árbol de transmisión.

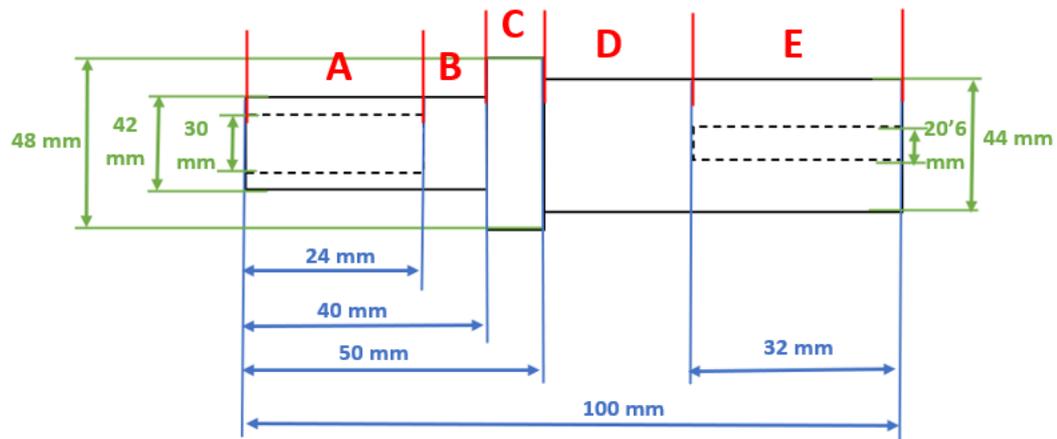


Figura 10: Modelo 3 simplificado.

Seguidamente se muestran de manera detallada los cálculos relativos a la geometría:

$$\begin{aligned}
 V_A &= \pi \cdot (21^2 - 15^2) \cdot 24 = 16.682'01632 \text{ mm}^3 \\
 V_B &= \pi \cdot 20'4^2 \cdot 16 = 22.167'07776 \text{ mm}^3 \\
 V_C &= \pi \cdot 24^2 \cdot 10 = 18.095'57368 \text{ mm}^3 \\
 V_D &= \pi \cdot 22^2 \cdot 18 = 27.369'5552 \text{ mm}^3 \\
 V_E &= \pi \cdot (22^2 - 10'3^2) \cdot 32 = 37.991'65695 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

Siendo el volumen total del modelo: $V_{TOTAL} = 121.909'8799 \text{ mm}^3$

$$\begin{aligned} m_A &= \rho_M \cdot V_A = 0'1278 \text{ Kg} \\ m_B &= \rho_M \cdot V_B = 0'1740 \text{ Kg} \\ m_C &= \rho_M \cdot V_C = 0'1421 \text{ Kg} \\ m_D &= \rho_M \cdot V_D = 0'2149 \text{ Kg} \\ m_E &= \rho_M \cdot V_E = 0'2982 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Siendo la masa total de la pieza $m_{TOTAL} = \rho_{MEDIA} \cdot V_{TOTAL} = 0'9570 \text{ Kg}$ y el centro de masa del modelo es:

$$x_G = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{m_i \cdot x_i}{m_i}$$

$$x_G = \frac{M_A \cdot 12 + M_B \cdot (24 + 8) + M_C \cdot 45 + M_D \cdot 59 + M_E \cdot (100 - 16)}{0'9570}$$

$$x_G = 53'53 \text{ mm}$$

$$y_G = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{m_i \cdot y_i}{m_i} = 0 \text{ mm}$$

Las inercias de las distintas secciones del modelo se detallan a continuación:

$$\begin{aligned} I_y^A &= I_z^A = \frac{\pi}{4} \cdot (21^4 - 15^4) = 112.984'2382 \text{ mm}^4 \\ I_y^B &= I_z^B = \frac{\pi}{4} \cdot 21^4 = 152.745'0202 \text{ mm}^4 \\ I_y^C &= I_z^C = \frac{\pi}{4} \cdot 24^4 = 260.576'2611 \text{ mm}^4 \\ I_y^D &= I_z^D = \frac{\pi}{4} \cdot 22^4 = 183.984'2322 \text{ mm}^4 \\ I_y^E &= I_z^E = \frac{\pi}{4} \cdot (22^4 - 10'3^4) = 175.144'5066 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Aplicando el Teorema de los Ejes Perpendiculares y debido a la simetría de la pieza se obtiene: $I_O = I_z + I_y = 2 \cdot I_y$

$$\begin{aligned} I_O^A &= 2 \cdot I_y^A = 225.968'4764 \text{ mm}^4 \\ I_O^B &= 2 \cdot I_y^B = 305.490'0404 \text{ mm}^4 \\ I_O^C &= 2 \cdot I_y^C = 521.152'5221 \text{ mm}^4 \\ I_O^D &= 2 \cdot I_y^D = 367.968'4643 \text{ mm}^4 \\ I_O^E &= 2 \cdot I_y^E = 350.289'0133 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

3.3 CÁLCULOS ANALÍTICOS PREVIOS

Inicialmente se realizan unos estudios analíticos, estáticos y dinámicos, de la transmisión para tener una primera iteración de los resultados y así poder realizar una comparativa inicial de los distintos modelos y su selección.

A la hora de realizar estos cálculos se desprecia la masa del propio árbol de transmisión, como se ha comentado en el apartado 2. HIPÓTESIS Y CRITERIOS DE CÁLCULO y con ello los esfuerzos y tensiones que genera ya que su valor en los tres modelos, que no llega a 1 Kg, es pequeño comparado con la masa del BRM y con el par torsor transmitido, además de simplificar los cálculos a realizar.

3.3.1 Análisis estático de tensiones y deformaciones

Se plantea el supuesto de funcionamiento de la transmisión en la que las ruedas del vehículo, en su movimiento, quedan bloqueadas por un agente externo a estas. De modo que el sistema de transmisión queda inmovilizado, pero sometido al par torsor que transmite y, dada esta situación se tendría que el sistema de transmisión en vez de estar biapoyado en los extremos con el BRM y el diferencial, su configuración sería más desfavorable estando empotrada en el extremo del diferencial y libre en el extremo del BRM. Con el objetivo de someter a la transmisión al peor de los casos de funcionamiento, se considera que el extremo libre además de estar sometido al par torsor transmitido por el BRM, soporta también la masa de éste (se desprecia la suposición hecha en el apartado 2. HIPÓTESIS Y CRITERIOS DE CÁLCULO de este documento, de que la masa del BRM es soportado por una pieza de conexión de BRM-chasis). De modo que el modelo se puede asemejar a una viga en voladizo con carga y momento actuantes en el extremo libre.

Los valores de las cargas consideradas son los siguientes:

- Masa correspondiente al BRM: 8'754 Kg que se aproximan a 10 Kg por la simplificación de los cálculos y mayoramiento de las cargas, lo cual compensa el desprecio de la masa propia de la transmisión.
- Par torsor transmitido por el BRM al árbol: 60 Nm.

Modelo 1

En la Figura 11 se representa la simplificación del modelo, ya comentada anteriormente, mostrando las fuerzas en sistema internacional ($g = 9'81 \text{ m/s}^2$) y los puntos de aplicación en milímetros.

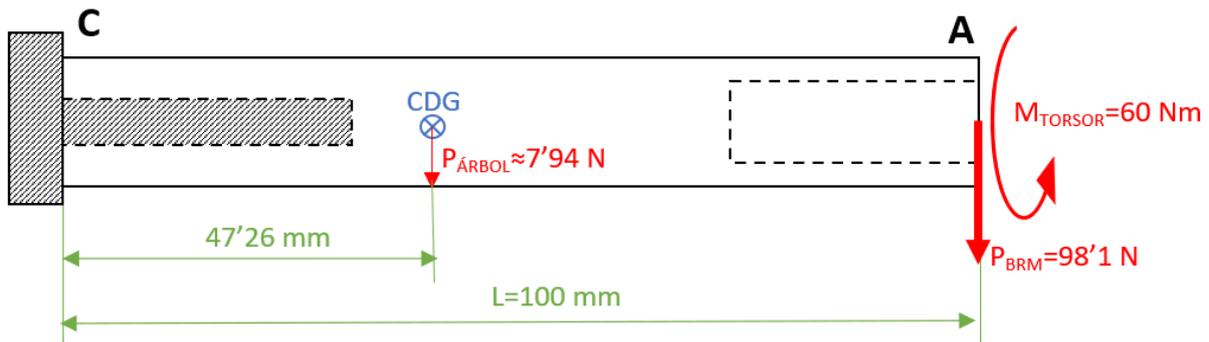


Figura 11: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.

A continuación, se calculan las reacciones en el apoyo empotrado “C” (diferencial), despreciando el peso del árbol como se ha comentado anteriormente. La reacción vertical se determina utilizando la ecuación estática de suma de fuerzas:

$$\sum_{i=1}^{i=n} F = 0$$

$$V_C - P_{BRM} - P_{ÁRBOL} = 0$$

$$V_C = P_{BRM} = 98'1 \text{ N}$$

De la misma manera se determina el momento de reacción utilizando la ecuación estática de suma de momentos:

$$\sum_{i=1}^{i=n} M_C = 0$$

$$M_C + 100 \cdot P_{BRM} + 47'26 \cdot P_{ÁRBOL} = 0$$

$$M_C = -100 \cdot P_{BRM} = -9.810 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por último, se calcula el momento torsor de reacción utilizando otra ecuación estática:

$$\sum_{i=1}^{i=n} M_T = 0$$

$$T - M_T = 0$$

$$T = M_T = 60 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la Figura 12 se aprecian los esfuerzos de reacción, siendo el siguiente paso dibujar y hallar las leyes de estos esfuerzos. Posteriormente a esto, se calcula la tensión admisible de la sección/secciones desfavorables y la deformada estima del árbol empotrado debido a los esfuerzos en el extremo libre.

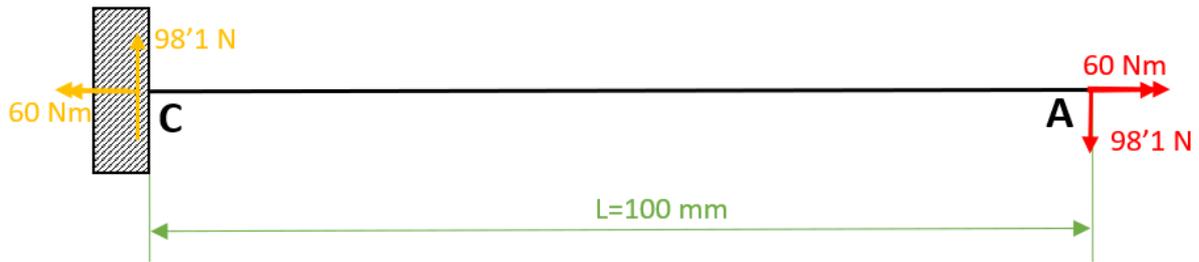


Figura 12: Esfuerzos y reacciones, modelo 1 simplificado.

Como se aprecia en la Figura 13 el cortante tiene un valor constante de 98'1 Newtons, el momento flector tiene un valor máximo negativo de 9'810 Nm en el extremo del diferencial (sección "C") que decrece linealmente hasta 0 Nm en el acoplamiento con el BRM (sección "A"), y por último el momento torsor tiene un valor constante de 60 Nm.

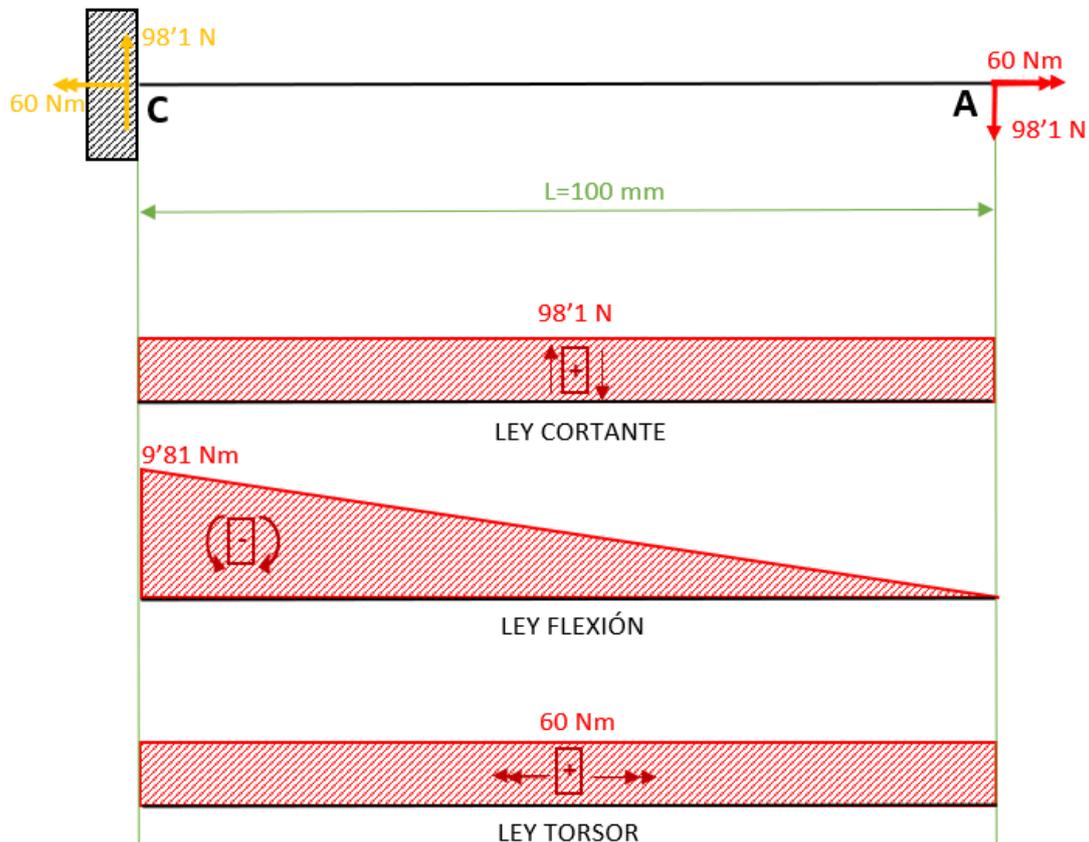


Figura 13: Leyes de esfuerzos, modelo 1 simplificado.

Por lo tanto, la sección crítica debida a los esfuerzos es la sección "C", pero también se va a estudiar la sección "A" ya que, aunque el flector es nulo la geometría es más desfavorable que de la de la sección "C", al tener menor sección útil como se ve en el apartado de 3.2 GEOMETRÍA DE MASAS Y PARÁMETROS RELACIONADOS"

- Tensión admisible
 - Sección C

Los esfuerzos de la sección “C” son los que se ven en la Figura 14, por lo que se hallan las tensiones generadas debido a la cortadura, la flexión y la torsión en el punto 1 ya que al ser el punto más alejado de la sección las tensiones serán mayores.

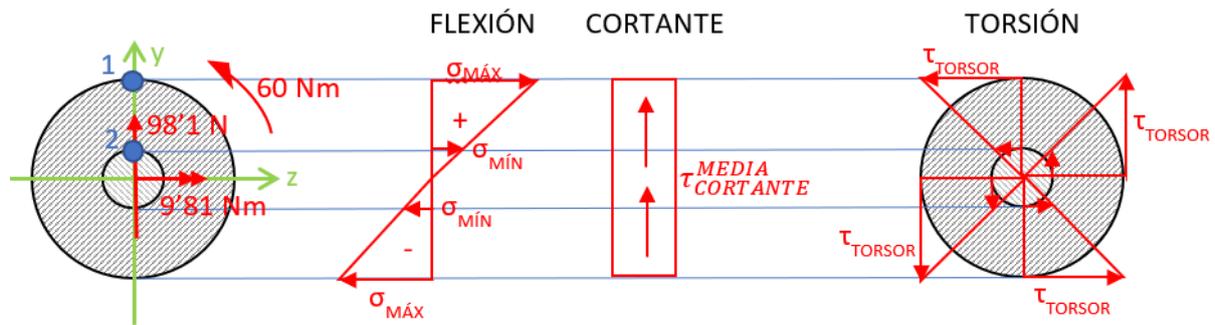


Figura 14: Distribución de tensiones en la sección C, modelo 1 simplificado.

Para la flexión ya se conocen las inercias de la sección, anteriormente calculadas en el apartado 3.1 GEOMETRÍA DE MASAS Y PARÁMETROS RELACIONADOS, por lo que aplicando la Ley de Navier y sustituyendo los valores correspondientes se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{M_C}{I_Z} \cdot y_1$$

$$\sigma_x = \frac{9'81 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{127.182'7114 \text{ mm}^4} \cdot 20'4 \text{ mm} = 1'5735 \text{ MPa}$$

Respecto del esfuerzo cortante se obtiene el siguiente valor:

$$\tau_{xy} = \frac{Q}{\text{Área}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{98'1 \text{ N}}{\pi \cdot (20'4^2 - 10'3^2) \text{ mm}^2} = 0'1007 \text{ MPa}$$

Para las tensiones tangenciales debidas al momento torsor se tiene:

$$\tau_{xz} = \frac{M_T}{I_O} \cdot R_1$$

$$\tau_{xz} = \frac{-60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{254.365'4227 \text{ mm}^4} \cdot 20'4 \text{ mm} = -4'8120 \text{ MPa}$$

Para determinar la tensión admisible de la sección se aplica el Criterio de la Energía Potencial Unitaria de Variación de Forma o Teoría de la Energía de Distorsión Máxima (Von Misses). Sustituyendo los valores obtenidos se consigue:

$$\sigma_{Eq}^{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]}$$

$$\sigma_{Eq}^{VM} = 8'4837 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula la tensión admisible usando el valor del límite elástico del acero del árbol de transmisión, junto con un coeficiente de seguridad elegido de 2:

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{641'8 \text{ MPa}}{2} = 320'9 \text{ MPa}$$

Para terminar, se comprueba que se cumpla la siguiente inecuación, esto indicará si el material y la sección elegidos soportan las condiciones de trabajo:

$$\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM}$$

$$8'4837 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$$

- Sección A

La sección "A" está sometida a los esfuerzos que se ven en la Figura 15, de modo que se hallan las tensiones generadas debido a la cortadura y la torsión en el punto de mayor radio de la sección, que es el punto 1.

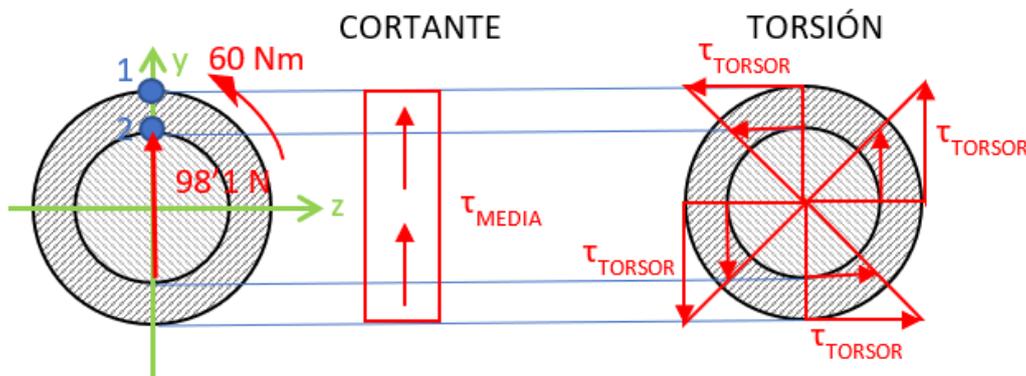


Figura 15: Distribución de tensiones en la sección A, modelo 1 simplificado.

Para hallar las tensiones debido al cortante y al torsor, se siguen los mismos pasos que en la sección "C" obteniendo:

$$\tau_{xy} = \frac{Q}{\text{Área}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{98'1 \text{ N}}{\pi \cdot (20'4^2 - 15^2) \text{ mm}^2} = 0'1634 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xz} = \frac{M_T}{I_O^A} \cdot R_1$$

$$\tau_{xz} = \frac{-60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{192.523'3097 \text{ mm}^4} \cdot 20'4 \text{ mm} = -6'3577 \text{ MPa}$$

Para determinar la tensión admisible se aplica el criterio de Von Mises y sustituyendo los valores obtenidos se consigue:

$$\sigma_{Eq}^{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]}$$

$$\sigma_{Eq}^{VM} = 11'0155 \text{ MPa}$$

Una vez hecho esto se compara y comprueba la tensión equivalente obtenida con la admisible $\sigma_{ADM} = 320'9 \text{ MPa}$ (que es igual que la de la sección "C"):

$$\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM}$$

$$11'0155 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$$

- Torsión

En la siguiente Figura 16 se aprecia la deformación generada debido a un esfuerzo torsor, siendo el ángulo de giro, del árbol, el que viene dado por la siguiente ecuación:

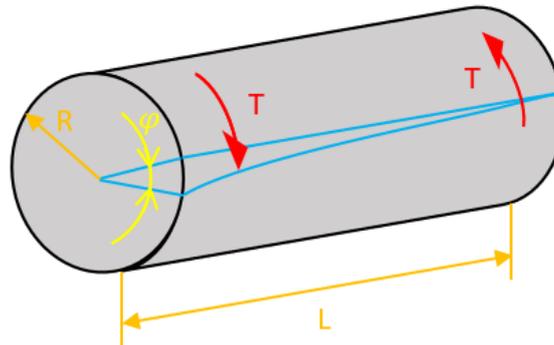


Figura 16: Deformación debido a torsión.

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_0}$$

Pero si el árbol de transmisión tiene cambios de sección, cada segmento de este se comporta como un muelle torsional cuya rigidez es:

$$k_i = \frac{G \cdot I_0^i}{l_i}$$

$$k_A = \frac{G \cdot I_0^A}{l_A} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 192.523'3097 \text{ mm}^4}{24 \text{ mm}} = 1387'7722 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_B = \frac{G \cdot I_0^B}{l_B} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 272.044'8737 \text{ mm}^4}{44 \text{ mm}} = 1069'6310 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_C = \frac{G \cdot I_0^C}{l_C} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 254.365'4227 \text{ mm}^4}{32 \text{ mm}} = 1000'1186 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

De modo que estos segmentos que se asemejan a muelles torsionales tienen una disposición en serie, por lo que su rigidez total es:

$$\frac{1}{k_{Eq}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_i} = \frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B} + \frac{1}{k_C}$$

$$k_{Eq} = 376'5964 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Y si se combinan las ecuaciones 24, 25 y 26, se obtiene lo siguiente:

$$\varphi = \frac{T}{k_{Eq}} = \frac{60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{376'5964 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}} = 1'5932 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0'009128^\circ$$

- Deformada estima
 - Flexión

En la Figura 17 se aprecia una aproximación de la deformada, y la flecha del árbol debido a los esfuerzos aplicados.

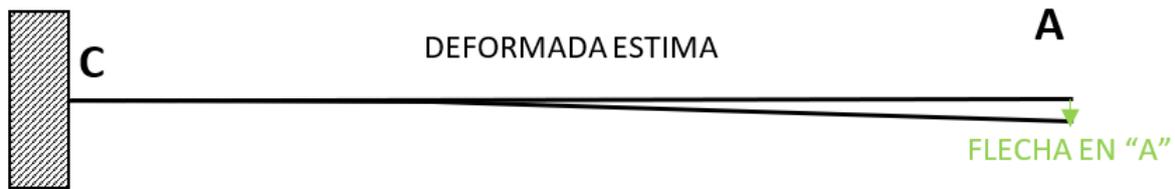


Figura 17: Deformada estima.

Se calcula máxima deformación en el extremo libre del árbol mediante la aplicación del 2º Teorema de Mohr:

$$\delta_A = \int_0^L \frac{M_f}{E \cdot I} \cdot (L - x_i) \cdot dx$$

Siendo “E” el módulo de elasticidad del acero, “I” la inercia de la sección transversal del árbol, “M_f” la ley del momento flector del árbol y “x” la distancia desde el empotramiento (acoplamiento con el diferencial del vehículo) hasta una sección diferencial del árbol, como se ve en la Figura 18. Pero debido a que el árbol de transmisión tiene cambios de sección, la integral se tiene que dividir y aplicar para cada sección, siendo la ley del momento flector continua y la inercia constante para cada sección:

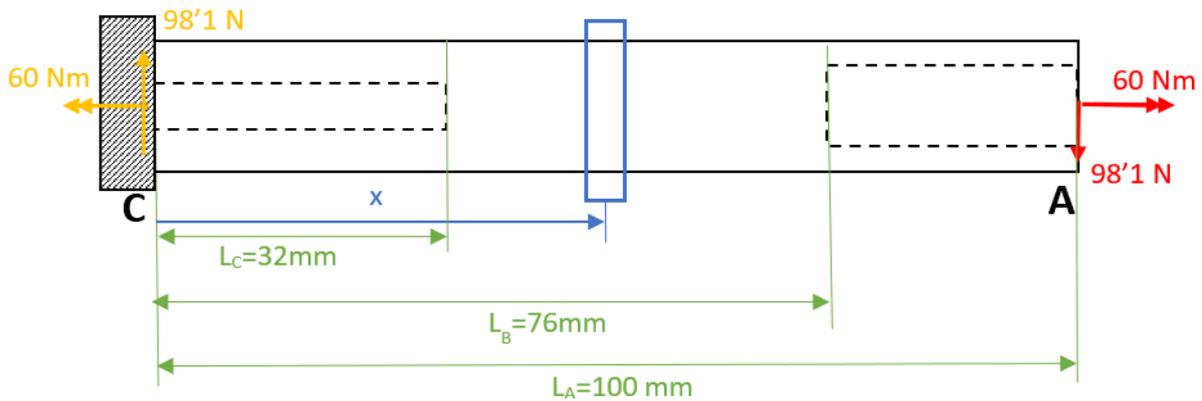


Figura 18: Elemento diferencial y secciones del modelo 1.

$$\delta_A = \frac{1}{E} \cdot \left[\int_0^{L_C} \frac{M_{fz}}{I_z^C} \cdot (L_C - x) \cdot dx + \int_{L_C}^{L_B} \frac{M_{fz}}{I_z^B} \cdot (L_B - x) \cdot dx + \int_{L_B}^{L_A} \frac{M_{fz}}{I_z^A} \cdot (L_A - x) \cdot dx \right]$$

Lo primero que se hace es determinar la ley del momento flector, que como se ha visto anteriormente es continua para todo el árbol y teniendo en cuenta que su ley de flectores tiene criterio negativo:

$$M_{fz} = 9810 - 98'1 \cdot x \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Una vez obtenido esto se resuelve el 2º Teorema de Mohr con un módulo de Young (E) de 450 GPa, las inercias (en milímetros) calculadas anteriormente en el apartado 3.1 GEOMETRÍA DE MASAS Y PARÁMETROS RELACIONADOS y las longitudes de las secciones $L_C=32\text{mm}$, $L_B=76\text{mm}$ y $L_A=100\text{mm}$.

$$\delta_A = \frac{1}{450.000} \cdot \left[\int_0^{32} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{127.182'7114} \cdot (32 - x) \cdot dx + \int_{32}^{76} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{136.022'4369} \cdot (76 - x) \cdot dx + \int_{76}^{100} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{96.261'65485} \cdot (100 - x) \cdot dx \right]$$

$$\delta_A = 1'7158 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 0'00017158 \text{ mm}$$

Modelo 2

Para este segundo modelo el procedimiento y los cálculos son los mismos que para el modelo 1, con la diferencia de que en este diseño los chaveteros, aunque no se tengan en cuenta, están en la sección maciza (sección "B") del árbol en vez de en la hueca (sección "A") que conecta con el BRM. Esto hace que el momento torsor se transmita desde la sección maciza a la del diferencial (sección "C"), a la vez que se considera que la masa del B.R.M. se soporta en el extremo del árbol de transmisión (en el extremo de la sección "A"). Pero para efectos de cálculo se podría seguir considerando que el torsor se transmite

desde la sección “A”, ya que sería la situación más desfavorable al limitar los chaveteros con esta sección como ya se ha comentado, aunque no se va a hacer.

Esto es debido a que los cálculos y los valores son los mismos que en el modelo 1 por lo que no es necesario repetirlos, solamente por lo ya comentado, habría que cambiar la sección “A” de estudio por la sección “B”, que es la maciza donde se encuentran los chaveteros, pero no es necesario ya que al tener más sección que la “A” la tensión equivalente que hay es menor, cumpliendo con más holgura la tensión admisible.

Modelo 3

Al igual que en el modelo 1, se representa la simplificación de este tercer diseño en la Figura 19, mostrando las fuerzas en sistema internacional ($g = 9'81 \text{ m/s}^2$) y los puntos de aplicación en milímetros.

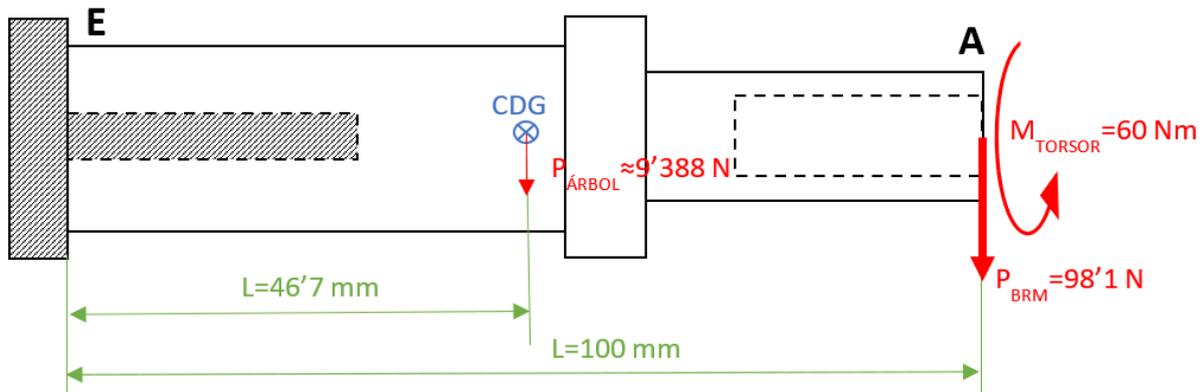


Figura 19: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 3.

Seguidamente, se calculan las reacciones en el apoyo empotrado “E” del diferencial. De la misma manera que en los modelos anteriores se hace uso de las ecuaciones estáticas de suma para sacar la reacción vertical, el momento flector y el momento torsor. Además, como se ve en la Figura 19 la longitud del árbol es la misma que la del modelo 1 y también los esfuerzos (despreciando el peso del árbol) a los que está sometido, por lo que los esfuerzos de reacción que se obtienen son los mismos (como se aprecia en la Figura 20) y por lo tanto sus leyes también.

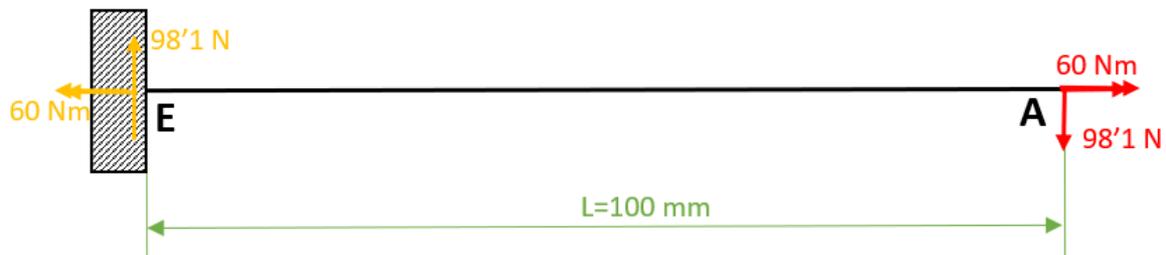


Figura 20: Esfuerzos y reacciones, modelo 3 simplificado.

A continuación, se han y representan las leyes de esfuerzos en la Figura 21:

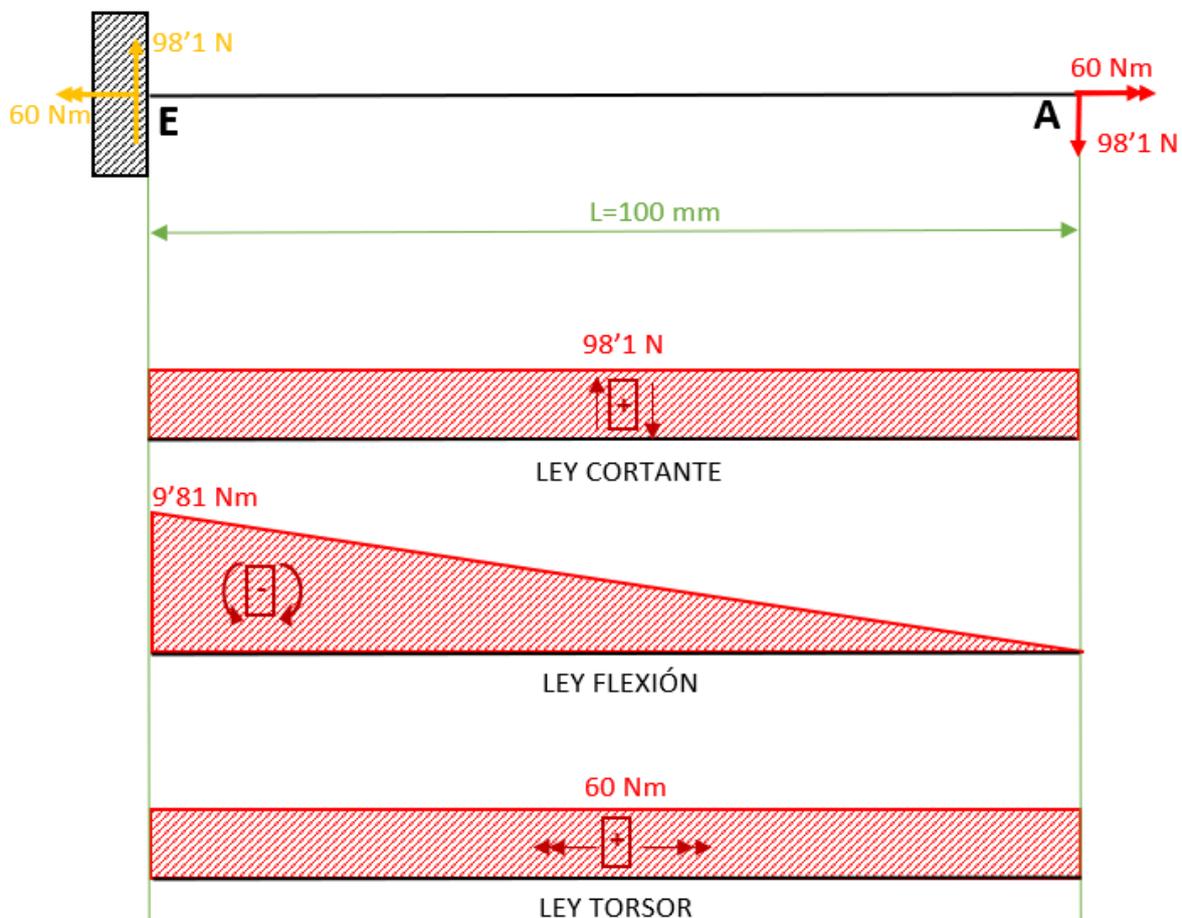


Figura 21: Leyes de esfuerzos, modelo 3 simplificado.

Al igual que en modelo 1 se van a estudiar dos secciones, la primera de ellas es la sección "E" (la del diferencial) al ser la que mayores esfuerzos tiene, pero también se estudiará la sección "A" (acoplamiento con el BRM) al ser su geometría la más desfavorable, a pesar de no estar sometida a un momento flector.

- Tensión admisible
 - Sección E

En la Figura 22 se representan los esfuerzos soportados por la sección “E”, de modo que con estos se calculan las tensiones de cortadura, flexión y torsión en el punto 1, el cual es el que mayor radio tiene de toda la sección y con ello el más desfavorable.

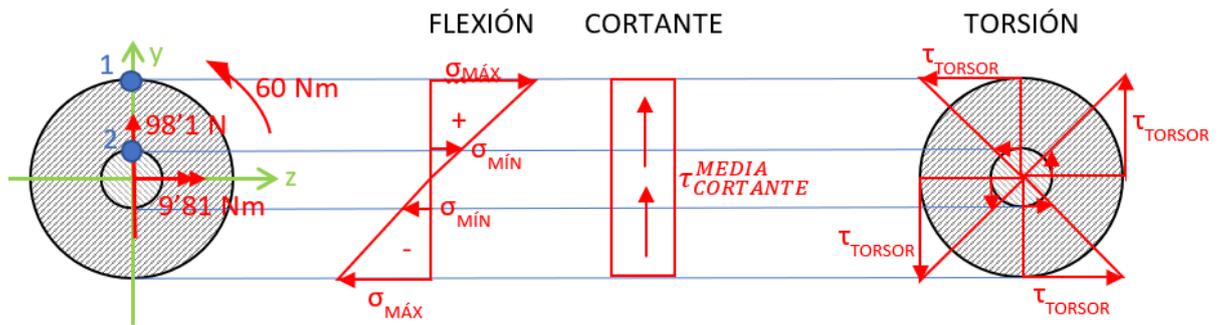


Figura 22: Distribución de tensiones en la sección E, modelo 3 simplificado.

Para la flexión, al igual que en el modelo 1, ya se conocen las inercias de la sección así que, aplicando la Ley de Navier y sustituyendo los valores correspondientes se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{M_E}{I_Z^E} \cdot y_1$$

$$\sigma_x = \frac{9'81 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{175.144'5066 \text{ mm}^4} \cdot 22 \text{ mm} = 1'2322 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial de esfuerzo cortante tiene el siguiente valor:

$$\tau_{xy} = \frac{V_A}{\text{Área}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{98'1 \text{ N}}{\pi \cdot (22^2 - 10'^32) \text{ mm}^2} = 0'0826 \text{ MPa}$$

Y la tensión tangencial debida al momento torsor es:

$$\tau_{xz} = \frac{M_T}{I_O^E} \cdot R_1$$

$$\tau_{xz} = \frac{-60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{350.289'0133 \text{ mm}^4} \cdot 22 \text{ mm} = -3'7683 \text{ MPa}$$

Para calcular la tensión admisible se aplica la Teoría de la Energía de Distorsión Máxima y sustituyendo los valores obtenidos se consigue:

$$\sigma_{Eq}^{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]}$$

$$\sigma_{Eq}^{VM} = 6'6437 \text{ MPa}$$

La tensión admisible se obtiene usando el valor del límite elástico del acero del árbol, junto con un coeficiente de seguridad elegido de 2, por lo que el valor no varía y es el mismo que para los modelos anteriores: $\sigma_{ADM} = 320'9 \text{ MPa}$

Para terminar, se comprueba que se cumpla la siguiente inecuación:

$$\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM}$$

$$6'6437 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$$

▪ Sección A

En la Figura 23 se representan los esfuerzos soportados por la sección "A", y al igual que en los casos anteriores se estudia el punto 1 que es el más alejado de la sección.

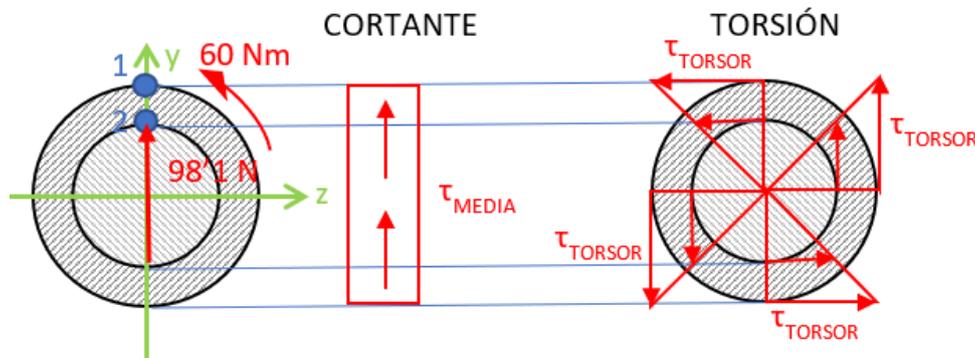


Figura 23: Distribución de tensiones en la sección A, modelo 3 simplificado.

En este caso el momento flector es nulo por lo que solo hay tensiones debido al cortante y al torsor, siendo sus valores:

$$\tau_{xy} = \frac{V_A}{\text{Área}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{98'1 \text{ N}}{\pi \cdot (21^2 - 15^2) \text{ mm}^2} = 0'0932 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xz} = \frac{M_T}{I_O^A} \cdot R_1$$

$$\tau_{xz} = \frac{-60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{225.968'47643 \text{ mm}^4} \cdot 21 \text{ mm} = -5'5760 \text{ MPa}$$

La tensión admisible aplicando Von-Misses es:

$$\sigma_{Eq}^{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]}$$

$$\sigma_{Eq}^{VM} = 9'6593 \text{ MPa}$$

Siendo la tensión admisible la misma que en los casos anteriores ($\sigma_{ADM} = 320'9$ MPa) y comparándola con la tensión equivalente de Von Misses se obtiene:

$$\sigma_{Eq}^{VM} \leq \sigma_{ADM}$$

$$9'6593 \text{ MPa} \leq 320'9 \text{ MPa}$$

- Torsión

Al igual que en el modelo anterior la deformación por el momento torsor viene dado según la Figura 24:

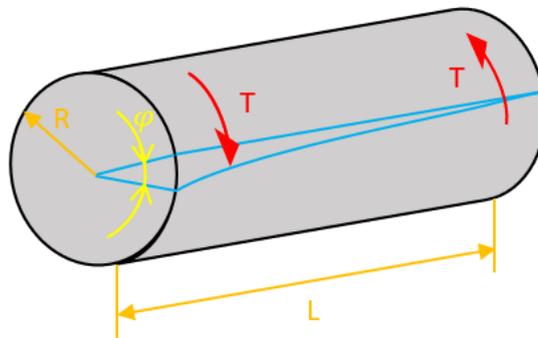


Figura 24: Deformación debido a torsión.

El ángulo de giro del árbol de transmisión es:

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_0} \tag{1}$$

Siendo la rigidez de cada sección del árbol semejante a la de un muelle torsional, se obtiene lo siguiente:

$$k_i = \frac{G \cdot I_0^i}{l_i}$$

$$k_A = \frac{G \cdot I_0^A}{l_A} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 225.968'4764 \text{ mm}^4}{24 \text{ mm}} = 1628'8561 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_B = \frac{G \cdot I_0^B}{l_B} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 305.490'0404 \text{ mm}^4}{16 \text{ mm}} = 3303'1111 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_C = \frac{G \cdot I_0^C}{l_C} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 521.152'5221 \text{ mm}^4}{10 \text{ mm}} = 9015'9386 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_D = \frac{G \cdot I_0^D}{l_D} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 367.968'4643 \text{ mm}^4}{18 \text{ mm}} = 3536'5858 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$k_E = \frac{G \cdot I_0^E}{l_E} = \frac{173 \cdot 10^3 \text{ MPa} \cdot 350.289'0133 \text{ mm}^4}{32 \text{ mm}} = 1893'7500 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La configuración de los distintos segmentos es una disposición en serie de muelles torsionales por lo que:

$$\frac{1}{k_{Eq}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_i} = \frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B} + \frac{1}{k_C}$$

$$k_{Eq} = 543'9516 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$
(3)

Combinando las ecuaciones (1), (2) y (3), se obtiene lo siguiente:

$$\varphi = \frac{T}{k_{Eq}} = \frac{60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{543'9516 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}} = 1'1030 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0'006320^\circ$$

- Flexión

La deformada estima y la flecha del árbol se ven en la Figura 25:

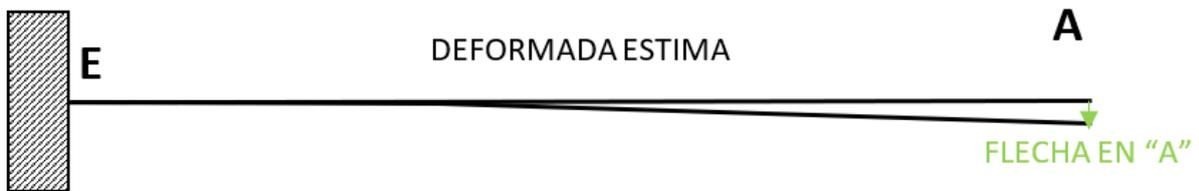


Figura 25: Deformada a estima.

Se aplica el 2º Teorema de Mohr:

$$\delta_A = \int_0^L \frac{M_f}{E \cdot I} \cdot (L - x_i) \cdot dx$$

Para su aplicación, al igual que en el modelo 1, se parte tomando referencia para la "x" desde la sección empotrada hasta una sección diferencial del árbol como se ve en la Figura 26.

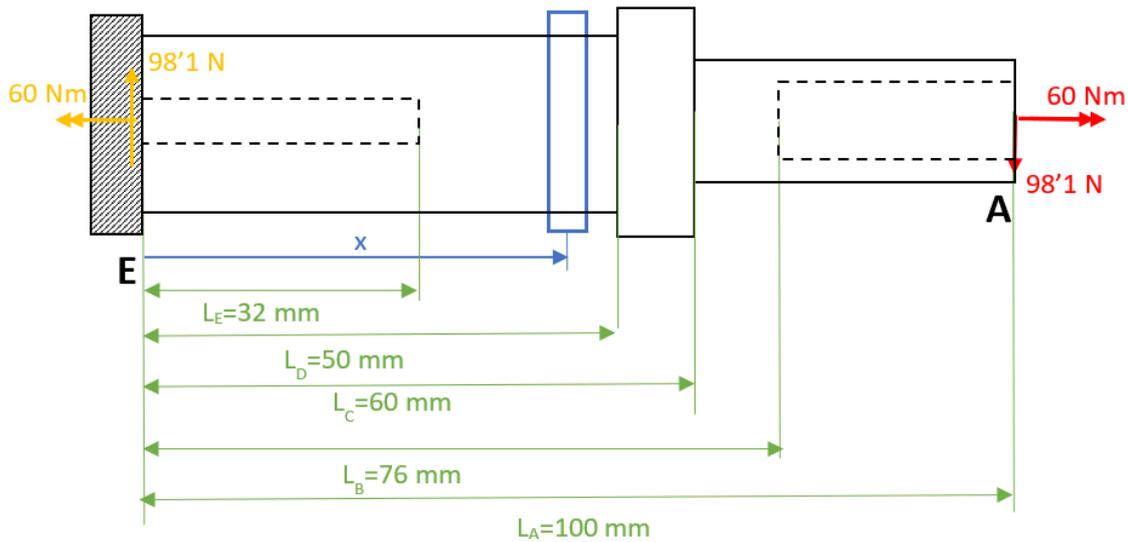


Figura 26: Elemento diferencial y secciones del modelo 3.

$$\delta_A = \frac{1}{E} \cdot \left[\int_0^{L_E} \frac{M_{fz}}{I_Z^E} \cdot (L_E - x) \cdot dx + \int_{L_E}^{L_D} \frac{M_{fz}}{I_Z^D} \cdot (L_D - x) \cdot dx \right. \\ \left. + \int_{L_D}^{L_C} \frac{M_{fz}}{I_Z^C} \cdot (L_C - x) \cdot dx \right. \\ \left. + \int_{L_C}^{L_B} \frac{M_{fz}}{I_Z^B} \cdot (L_B - x) \cdot dx + \int_{L_B}^{L_A} \frac{M_{fz}}{I_Z^A} \cdot (L_A - x) \cdot dx \right]$$

Teniendo en cuenta que su ley de flectores es negativa y continua para todo el árbol se tiene:

$$M_{fz} = 9810 - 98'1 \cdot x \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Sustituyendo la ley del momento flector, el Módulo de Young ($E = 450.000 \text{ MPa}$), las inercias (en milímetros) y las longitudes de las secciones $L_E=32\text{mm}$, $L_D=50\text{mm}$, $L_C=60\text{mm}$, $L_B=76\text{mm}$ y $L_A=100\text{mm}$.

$$\delta_A = \frac{1}{450.000} \cdot \left[\int_0^{32} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{175.144'5066} \cdot (32 - x) \cdot dx + \int_{32}^{50} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{183.984'2322} \cdot (50 - x) \cdot dx \right. \\ \left. + \int_{50}^{60} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{260.576'2611} \cdot (60 - x) \cdot dx \right. \\ \left. + \int_{60}^{76} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{152.745'0202} \cdot (76 - x) \cdot dx + \int_{76}^{100} \frac{(9810 - 98'1 \cdot x)}{112.984'2382} \cdot (100 - x) \cdot dx \right]$$

$$\delta_A = 8'6007 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 0'000086007 \text{ mm}$$

3.3.2 Cálculo de chavetas planas rectangulares

El cálculo de chavetas longitudinales es complejo y es necesario usar la Teoría de Elasticidad para determinar la concentración de tensiones que generan los chaveteros. Es por esto por lo que se ha normalizado su cálculo, proporcionándose las dimensiones transversales de estas en función del diámetro del eje/árbol donde se van a colocar, siendo la única incógnita la longitud necesaria de la chaveta para transmitir la potencia exigida sin que se produzca su fallo.

Las chavetas que se han diseñado para los modelos 1 y 2 son chavetas planas, es decir, chavetas no empotradas las cuales están limitadas por dos mecanismos de fallo:

- Fallo por aplastamiento.
- Fallo por cortadura.

A continuación, se van a estudiar y comprobar estos modos de fallo en los modelos 1 y 2, los cuales se harán de manera conjunta ya que el par a transmitir en ambos modelos es el mismo y, además, como se ha comentado las dimensiones transversales de las chavetas dependen del diámetro exterior del eje/árbol donde se colocan, por lo que, aunque las chavetas en los modelos 1 y 2 están en secciones geométricas del árbol distintas, el diámetro exterior de estas secciones es igual.

El valor de la carga que se considera es:

- Par torsor transmitido por el BRM al árbol: 60 Nm.

Modelo 1 y 2

En la siguiente Figura 27 se puede apreciar la sección transversal de una chaveta, sus parámetros dimensionales y los esfuerzos que soporta.

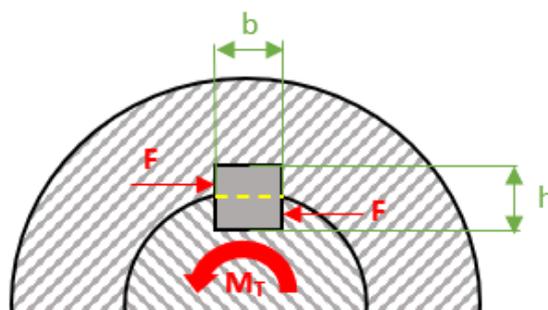


Figura 27: Sección transversal, dimensiones y esfuerzos de una chaveta.



Lo primero que se hace es determinar la fuerza “F” que soporta la chaveta en función del par motor transmitido. Teniendo en cuenta esto y que se van a colocar 4 chavetas enfrentadas se tiene:

$$M_T = 4 \cdot (F \cdot R)$$

$$F = \frac{M_T}{4 \cdot R} = \frac{M_T}{2 \cdot D} = \frac{60 \cdot 10^3 N \cdot mm}{2 \cdot 40'8 mm} = 735'2941 N$$

A continuación, se ha elegido una chaveta paralela S/DIN 6885/1-A (la “A” indica que los extremos son perfilados/redondeados), teniendo en cuenta esto y que el diámetro máximo del árbol donde van a ir colocadas es de 40'8 mm ya se puede entrar a la Tabla 3 para obtener las medidas de las chavetas las cuales se representan en la Figura 28.

Tabla 3: Chavetas, chaveteros y tolerancias dimensionales normalizadas.

Ø eje d mm desde-hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol.H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,015 0
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7			
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4		10-18	+0,018 0
12-17	5x5	d+2,1		d+1,9		2,9			
17-22	6x6	d+2,6		d+2,1		3,5		18-30	+0,021 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	4,7	30-50	+0,025 0			
38-44	12x8	d+3,2	d+2,8	4,9					
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9	5,5	+0,2	50-80	+0,030 0		
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2	6,2					
58-65	18x11	d+4,3	d+3,5	6,8		80-120	+0,035 0		
65-75	20x12	d+4,7	d+3,9	7,4					
75-85	22x14	d+5,6	d+4,8	8,5		120-180	+0,040 0		
85-95	25x14	d+5,4	d+4,6	8,7					
95-110	28x16	d+6,2	d+5,4	9,9	180-250	+0,046 0			
110-130	32x18	d+7,1	d+6,1	11,1					
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3	+0,3	250-315	+0,052 0		
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3		315-400	+0,057 0		
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3		400-500	+0,063 0		
260-290	63x32	d+12,6	d+11,5	19,6					

Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros	Tipo de ajuste		Chavetero eje	Chavetero rueda
	A presión (forzado) <i>forced</i>		P9	P9
	Ligero		N9	J9
	Deslizante		H8	D10

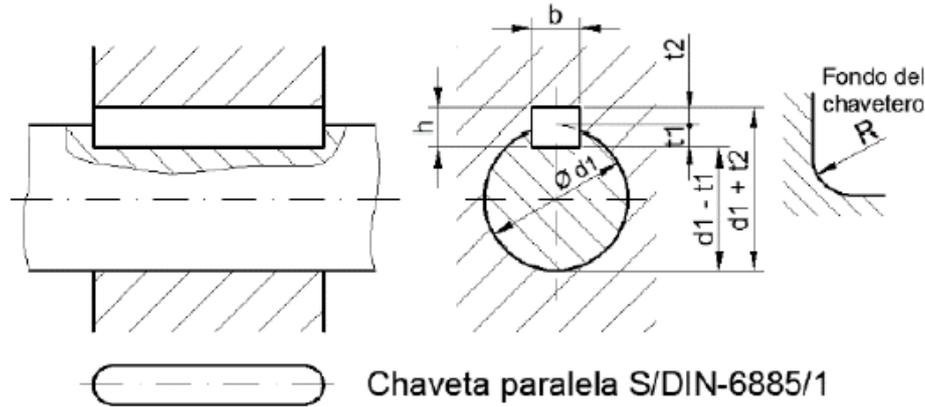


Figura 28: Parámetros y tolerancias de las chavetas y chaveteros según la Tabla 3.

Como se puede observar, usando los parámetros anteriormente comentados y eligiendo un ajuste ligero para el ancho de los chaveteros, se obtienen los resultados resaltados en rojo en la Tabla 3, siendo las dimensiones de las chavetas $b=12$ mm y $h=8$ mm, en el chavetero de la polea (cubo) $t_2=3'2$ mm y en el chavetero del eje/árbol $t_1=4'9$ mm.

- Fallo por aplastamiento

Este fallo es provocado por la tensión normal generada por la fuerza “F” que soporta la chaveta y actúa sobre la sección lateral de esta.

$$\sigma = \frac{F}{t_i \cdot L} \quad (4)$$

La tensión admisible que se suele tomar para el material de la chaveta es:

$$\sigma_{ADM} = \frac{1}{2} \cdots \frac{2}{3} \cdot \sigma_{yp} \quad (5)$$

Para el caso estudiado, se elige el más desfavorable quedando multiplicado por 0'5 la tensión de fluencia del material de la chaveta, y como material de fabricación de las chavetas se va a elegir un acero de bajo carbono C45+C (F-114) cuya resistencia mínima a la rotura es $\sigma_R=600$ MPa y a la fluencia $\sigma_{yp}=330$ MPa.

Combinando estas dos ecuaciones (4) y (5), y despejando la longitud de la chaveta se obtiene:

$$\begin{aligned} \sigma &\leq \sigma_{ADM} \\ \frac{F}{t_i \cdot L} &\leq \frac{1}{2} \cdot \sigma_{yp} \\ L &\geq \frac{4 \cdot F}{t_i \cdot \sigma_{yp}} \end{aligned}$$



Al sustituir los valores, la altura de la chaveta es 8 mm, pero como se ve en la Figura 28 la fuerza “F” se aplica sobre la sección de la chaveta en el eje/árbol y en el cubo (la polea), por lo que para el cálculo de la tensión se va a escoger la sección más desfavorable, siendo esta la de menor altura. Teniendo en cuenta esto, la sección menor es la del cubo (polea) con una altura de $t_2=3'2$ mm.

$$L \geq \frac{4 \cdot F}{t_i \cdot \sigma_{yp}} = \frac{4 \cdot F}{t_2 \cdot \sigma_{yp}} = \frac{4 \cdot 735'2941 \text{ N}}{3'2 \text{ mm} \cdot 330 \text{ MPa}} = 2'7852 \text{ mm}$$

- Fallo por cortadura

Este fallo es debido a la tensión tangencial que se genera por la fuerza “F” soportada por la chaveta y que actúa sobre la cara de esta.

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \tag{6}$$

La tensión admisible ante el esfuerzo de cortadura es la siguiente, considerando el acero ya comentado cuya resistencia mínima a la rotura es $\sigma_R=600$ MPa y a la fluencia $\sigma_{yp}=330$ MPa:

$$\tau_{ADM} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{ADM} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sigma_{yp} = \frac{1}{4} \cdot \sigma_{yp} \tag{7}$$

Comparando y sustituyendo ambas ecuaciones (6) y (7) se obtiene:

$$L \geq \frac{4 \cdot F}{b \cdot \sigma_{yp}} = \frac{\frac{\tau \leq \tau_{ADM}}{\frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{1}{4} \cdot \sigma_{yp}}}{\frac{4 \cdot 735'2941 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 330 \text{ MPa}}} = 0'7427 \text{ mm}$$

Una vez comprobados ambos modos de fallo se elige el más crítico, que es el que exige una longitud de chaveta mayor, pero también hay que tener en cuenta que por norma para chavetas rectangulares la longitud ha de ser al menos un 25% del diámetro del eje/árbol.

$$L \geq 0'25 \cdot D_{EJE} = 0'25 \cdot 40'8 \text{ mm} = 10'2 \text{ mm}$$

3.3.3 Cálculo de acanaladuras

Las acanaladuras se pueden considerar como una serie de chavetas paralelas que se ranuran directamente sobre el eje/árbol. Es por esto por lo que su dimensionamiento es parecido al de las chavetas, pero hay que considerar un 75% de efectividad de las

acanaladuras debido a las tolerancias de fabricación, que hacen que los nervios no trabajen por igual. A continuación, se realizan los cálculos en los diferentes modelos.

Como se ha comentado, su dimensionamiento es parecido al de las chavetas por lo que sus modos de fallo son similares distinguiendo dos principalmente:

- Fallo por aplastamiento.
- Fallo por cortadura.

Siendo el valor de la carga el siguiente:

- Par torsor transmitido por el B.R.M. al eje: 60 Nm.

Modelo 1 y 2

Estos dos modelos se estudian a la par ya que el estriado que tienen es el del diferencial y es idéntico en ambos.

Lo primero es conocer la geometría del estriado, la cual se obtiene a partir de la Figura 29, la Figura 30 y la Figura 31, siendo las características de este las siguientes:

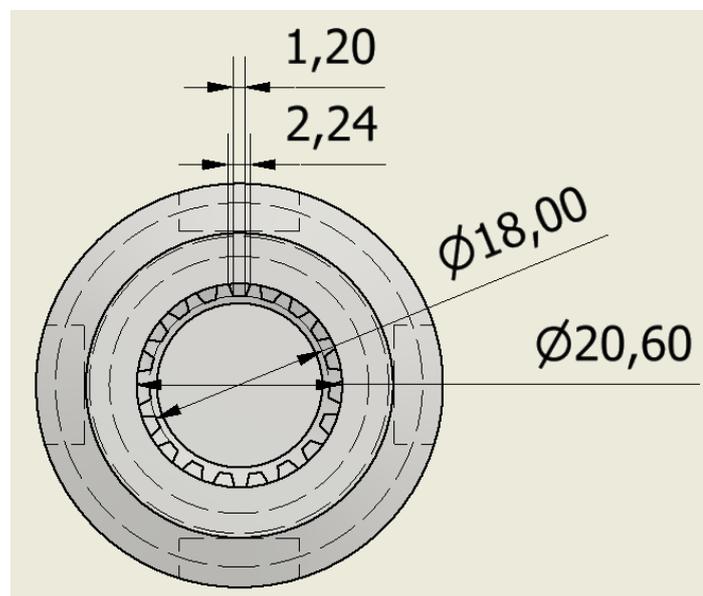


Figura 29: Geometría del estriado con el diferencial, modelo 1 y 2.

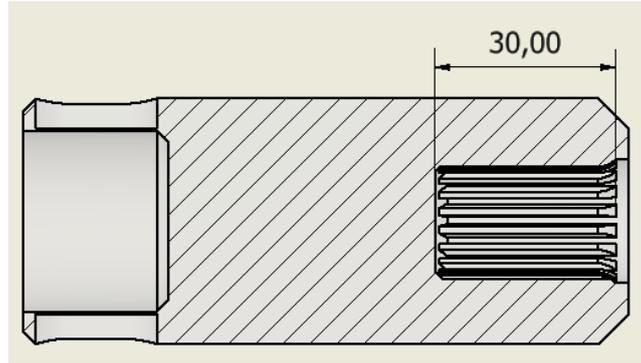


Figura 30: Longitud del estriado con el diferencial, modelo 1.

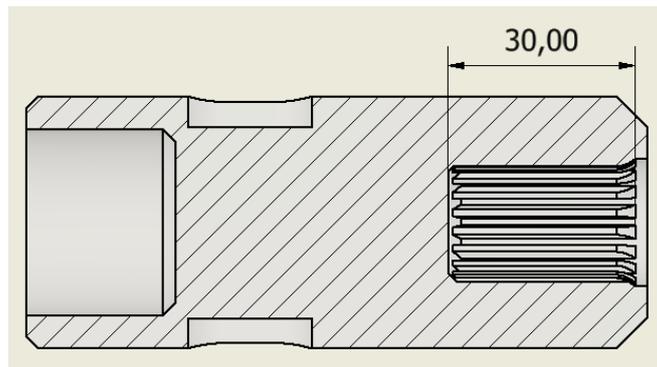


Figura 31: Longitud del estriado con el diferencial, modelo 2.

$$R_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{20'6 + 18}{2} = 19'3 \text{ mm}$$

$$h = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{20'6 - 18}{2} = 1'3 \text{ mm}$$

$$i = 19 \text{ nervios}; \quad l = 30 \text{ mm}; \quad b = 1'20 \text{ mm}$$

Siendo “ R_m ” el radio medio de los nervios, “ h ” la altura de los nervios, “ i ” el número de nervios, “ l ” la longitud del nervio y “ b ” la anchura del nervio. Para el estriado interior de la conexión con el diferencial, como anchura del nervio se ha elegido la más pequeña de las dos, al ser los nervios de perfil evolvente y no recto.

A continuación, se calcula la fuerza soportada por cada nervio debido al momento torsor que se transmite:

$$F = \frac{M}{0'75 \cdot i \cdot R_m} = \frac{60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0'75 \cdot 19 \cdot 19'3 \text{ mm}} = 218'1620 \text{ N}$$

- Fallo por aplastamiento



Es debido a la tensión normal, generada por la fuerza sobre cada nervio, que actúa sobre el área lateral del nervio y cuyo valor es:

$$\sigma = \frac{2 \cdot F}{h \cdot l} \tag{8}$$

Para la tensión admisible, al contrario que con las chavetas, los nervios están realizados sobre el propio árbol, por lo que su límite de fluencia será el del material del árbol de transmisión, siendo su valor:

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} \tag{9}$$

Sabiendo que $\sigma_{yp}=641'8$ MPa, suponiendo un coeficiente de seguridad de 2 y comparando las ecuaciones (8) y (9), se obtiene:

$$\begin{aligned} \sigma &\leq \sigma_{ADM} \\ \frac{2 \cdot F}{h \cdot l} &\leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \\ \frac{2 \cdot 218'1620 \text{ N}}{1'3 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} &\leq \frac{641'8 \text{ MPa}}{2} \\ 11'1878 \text{ MPa} &\leq 320'9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

- Fallo por cortadura

Este fallo se genera por la tensión tangencial, debida a la fuerza sobre cada nervio, que se aplica sobre cara del nervio y cuyo valor es:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l} \tag{10}$$

El valor de la tensión admisible viene dado, al igual que para el fallo por aplastamiento, por el límite de fluencia del acero del árbol:

$$\tau_{ADM} = \frac{0'5 \cdot \tau_{yp}}{CS} \tag{11}$$

Comparando ambas ecuaciones (10) y (11), y sustituyendo se obtiene:

$$\begin{aligned} \tau &\leq \tau_{ADM} \\ \frac{F}{b \cdot l} &\leq \frac{0'5 \cdot \tau_{yp}}{CS} \\ \frac{218'1620 \text{ N}}{1'20 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} &\leq \frac{0'5 \cdot 641'8 \text{ MPa}}{2} \\ 6'0601 \text{ MPa} &\leq 160'45 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Modelo 3

Para este tercer modelo se tienen dos acanalados, uno exterior para la conexión con el BRM y otro interior para la conexión con el diferencial. El acanalado interior viene dado por la geometría del diferencial, por lo que el diseño de perfil y la cantidad de nervios ya está hecha, a diferencia de la conexión con el BRM en la que se ha de seleccionar estos parámetros. Teniendo en cuenta que el agujero (polea) tiene un diámetro de 40'80 mm como se ve en la Figura 32, el cual se corresponderá con el diámetro base (mínimo) del ranurado del árbol, se va a la Tabla 4 donde el valor más cercano es el de 42 mm y es este el que se elige, ya que si se escogiera el valor inferior de 36 mm no habría problemas al hacer el ranurado, pero en el agujero (polea) no se tendría la altura total del nervio al no llegar su diámetro al valor del diámetro base del nervio.

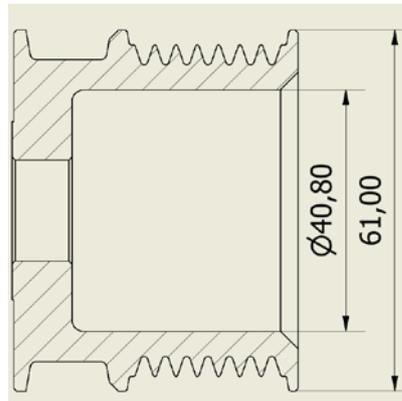
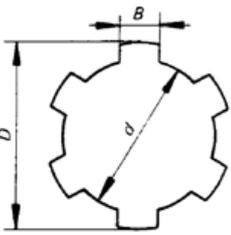


Figura 32: Sección de la polea original del BRM.

Para terminar la selección, se ha escogido un ranurado de la Serie Media debido a que esta serie está diseñada para soportar esfuerzos mayores que la Serie Ligera y, para sus tolerancias dimensionales se ha elegido un ajuste con juego como se ve en la Tabla 5. Una vez considerado esto, se ha obtenido el perfil de ranurado señalado en la Tabla 4 y Tabla 5:

Tabla 4: Medidas nominales de las acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos según ISO 14.



d	Serie ligera				Serie Media			
	Designación	N	D	B	Designación	N	D	B
mm		mm	mm	mm		mm	mm	mm
11					6 x 11 x 14	6	14	3
13					6 x 13 x 16	6	16	3,5
16					6 x 16 x 20	6	20	4
18					6 x 18 x 22	6	22	5
21					6 x 21 x 25	6	25	5
23	6 x 23 x 26	6	26	6	6 x 23 x 28	6	28	6
26	6 x 26 x 30	6	30	6	6 x 26 x 32	6	32	6
28	6 x 28 x 32	6	32	7	6 x 28 x 34	6	34	7
32	8 x 32 x 36	8	36	6	8 x 32 x 38	8	38	6
36	8 x 36 x 40	8	40	7	8 x 36 x 42	8	42	7
42	8 x 42 x 46	8	46	8	8 x 42 x 48	8	48	8
46	8 x 46 x 50	8	50	9	8 x 46 x 54	8	54	9
52	8 x 52 x 58	8	58	10	8 x 52 x 60	8	60	10
56	8 x 56 x 62	8	62	10	8 x 56 x 66	8	65	10
62	8 x 62 x 68	8	68	12	8 x 62 x 72	8	72	12
72	10 x 72 x 78	10	78	12	10 x 72 x 82	10	82	12
82	10 x 82 x 88	10	88	12	10 x 82 x 92	10	92	12
92	10 x 92 x 98	10	98	14	10 x 92 x 102	10	102	14
102	10 x 102 x 108	10	108	16	10 x 102 x 112	10	112	16
112	10 x 112 x 120	10	120	18	10 x 112 x 125	10	125	18

Tabla 5: Valores de las tolerancias de las acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos según ISO 14

Tolerancias en el agujero						Tolerancias en el árbol			Tipo de ajuste
Sin tratamiento tras el mecanizado (fresado)			Tratado tras el mecanizado			B	D	d	
B	D	d	B	D	d	B	D	d	
H9	H10	H7	H11	H10	H7	d10	a11	f7	Juego
						f9	a11	g7	Indeterminado
						h10	a11	h7	Apriete

Ancho del acanalado B	Tolerancias simétricas												
	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18
Tolerancia de simetría (t)	0,010 (IT7)	0,012 (IT7)				0,015 (IT7)				0,018 (IT7)			

El estriado interior para el acoplamiento con el diferencial es igual que el de los modelos 1 y 2 como se ve en la Figura 33, por lo que los cálculos realizados anteriormente no varían.

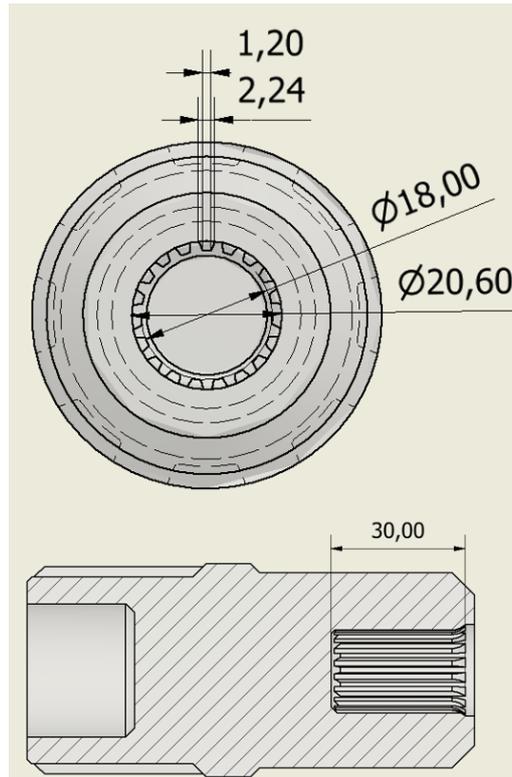


Figura 33: Geometría del estriado con el diferencial, modelo 3.

De modo que solo se va a estudiar el ranurado exterior, Figura 34, para la conexión con el BRM Siendo las características de este ranurado las siguientes:

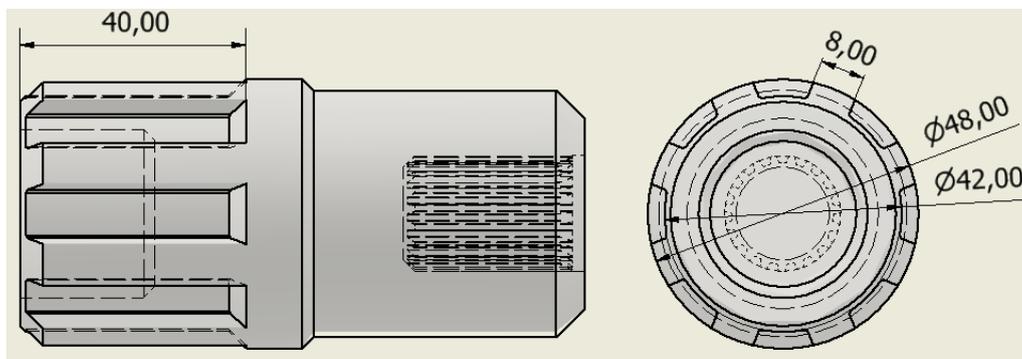


Figura 34: Geometría del ranurado con el BRM, modelo 3.

$$R_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{48 + 42}{2} = 45 \text{ mm}$$

$$h = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{48 - 42}{2} = 3 \text{ mm}$$

$$i = 8 \text{ nervios}; \quad l = 40 \text{ mm}; \quad B = 8 \text{ mm}$$

La fuerza a la que están sometidos los nervios del ranurado es:



$$F = \frac{M}{0'75 \cdot i \cdot R_m} = \frac{60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0'75 \cdot 8 \cdot 45 \text{ mm}} = 222'2222 \text{ N}$$

- Fallo por aplastamiento

Teniendo en cuenta que $\sigma_{yp}=641'8 \text{ MPa}$ y un coeficiente de seguridad de 2, se sustituye y compara la tensión que soporta un nervio con la admisible, obteniendo:

$$\begin{aligned} \sigma &\leq \sigma_{ADM} \\ \frac{2 \cdot F}{h \cdot l} &\leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \\ \frac{2 \cdot 222'2222 \text{ N}}{3 \text{ mm} \cdot 39 \text{ mm}} &\leq \frac{641'8 \text{ MPa}}{2} \\ 3'7987 \text{ MPa} &\leq 320'9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

- Fallo por cortadura

Usando los mismos parámetros que para el fallo por aplastamiento y resolviendo la inecuación se tiene:

$$\begin{aligned} \tau &\leq \tau_{ADM} \\ \frac{F}{B \cdot l} &\leq \frac{0'5 \cdot \tau_{yp}}{CS} \\ \frac{222'2222 \text{ N}}{8 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm}} &\leq \frac{0'5 \cdot 641'8 \text{ MPa}}{2} \\ 0'6944 \text{ MPa} &\leq 160'45 \text{ MPa} \end{aligned}$$

3.3.4 Análisis a fatiga

En este análisis se considera el correcto funcionamiento de la transmisión, por lo que la configuración de esta sería la hipótesis de que se encuentra biapoyada en sus extremos, mientras realiza la transmisión de potencia y su movimiento rotacional. En este apartado se va a estudiar y calcular la resistencia de la pieza ante esfuerzos variables debido a cargas constantes como es el par torsor. Para ello se utiliza el criterio Soderberg-Tresca.

La carga que se considera para este análisis es:

- Par torsor transmitido por el BRM al eje: 60 Nm.

Modelo 1

En la siguiente Figura 35 se representa la configuración normal de funcionamiento del árbol de transmisión, en la cual, como ya se ha comentado, se desprecia la masa propia del árbol y se supone que la masa del BRM es soportada por una conexión directa del BRM al chasis.

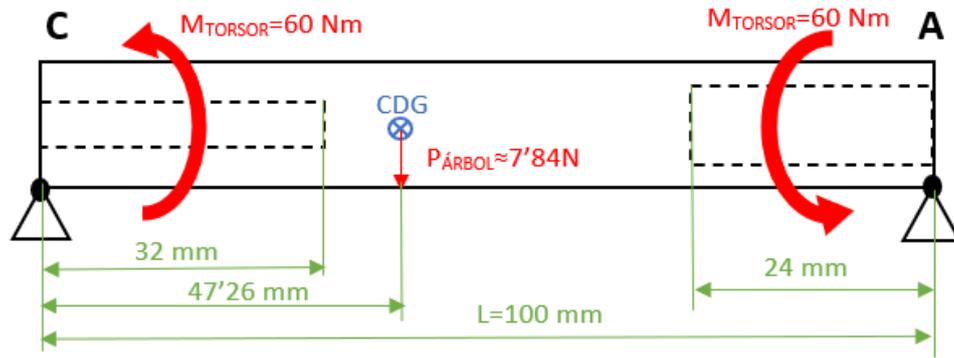


Figura 35: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 1.

Como se puede apreciar, despreciando la masa del árbol, solo está sometido al momento torsor introducido por el BRM a través de las chavetas, que para efectos de cálculo se considera que el torsor empieza a aplicarse en la mitad de las chavetas y como estas están centradas en sección hueca, también estará centrado en esta sección. Esto también se aplica para el estriado interior de salida al diferencial, con la excepción de que la sección hueca mide 32 mm, pero los primeros 2 mm de la entrada de la sección no tienen el estriado por lo que la aplicación del torsor será a los 17 mm del inicio de la sección (2 mm sin estriado más la sección media del estriado de 30 mm, que será a los 15 mm). Por lo que las leyes de esfuerzos quedan como se ve en la Figura 36:

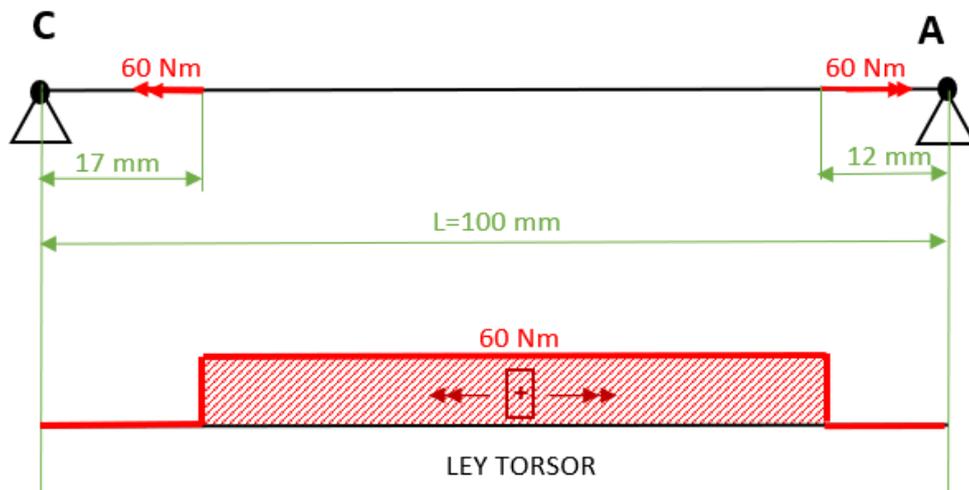


Figura 36: Esfuerzos y leyes de esfuerzos, modelo 1 simplificado.

Según esto, la sección crítica a estudiar sería la "A" (acoplamiento con el BRM) ya que todo el árbol está sometido al mismo momento torsor, por lo que la sección "A" es la que tiene más posibilidad de fallo debido a su geometría, la cual hace que tenga la menor sección transversal.

Así que, para el cálculo de la tensión equivalente se aplica Soderberg-Tresca, pero como el árbol no está sometido a axil no es necesario hallar las tensiones tangenciales del torsor, sino que se puede aplicar directamente los valores de los esfuerzos. Esto es debido a que, en caso de que hubiera tensión normal está se debería exclusivamente al momento flector generado por la masa del árbol (que se ha despreciado) y no a un esfuerzo axil, por lo que la tensión normal no sería composición de estos dos esfuerzos (axil y flector) y se puede simplificar sacando factor común:

$$\tau_{MÁX} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left[\left(\sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_a \right)^2 + \left(\tau_m + k_{fs} \cdot \frac{\tau_{yp}}{\tau_e} \cdot \tau_a \right)^2 \right]} \quad (12)$$

Para un eje/árbol circular hueco:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot d = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D_{ext}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}} \right)^4 \right]}$$

$$\tau = \frac{T}{I_o} \cdot R = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D_{ext}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}} \right)^4 \right]} \quad (13)$$

Hay que tener en cuenta los esfuerzos constantes pueden generar componentes variables en las tensiones, cuando el elemento sobre el que se aplican está en movimiento. Esto se explica con claridad en la Figura 37:

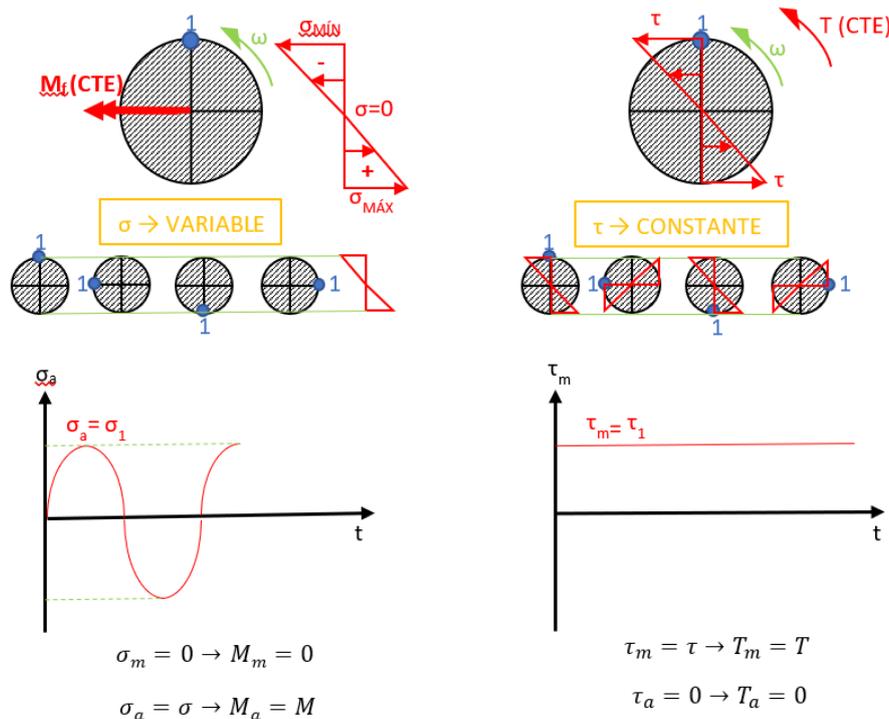


Figura 37: Relación entre esfuerzos constantes y tensiones variables.

Por lo que combinando las ecuaciones (12) y (13), se consigue:

$$\frac{16}{\pi \cdot D_{ext}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}}\right)^4\right]} \cdot \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left[\left(M_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot M_a \right)^2 + \left(T_m + k_{fs} \cdot \frac{\tau_{yp}}{\tau_e} \cdot T_a \right)^2 \right]} \leq \frac{0'5 \cdot \sigma_{yp}}{CS}$$

Como solo hay momento torsor y su valor es $T_m = T = 60 \text{ Nm}$, $\sigma_{yp} = 641'8 \text{ MPa}$ y el coeficiente de seguridad es 2, se tiene:

$$\frac{16}{\pi \cdot D_{ext}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}}\right)^4\right]} \cdot T_m \leq \frac{0'5 \cdot \sigma_{yp}}{CS}$$

$$\frac{16}{\pi \cdot (40'8 \text{ mm})^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{30 \text{ mm}}{40'8 \text{ mm}}\right)^4\right]} \cdot 60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \leq \frac{0'5 \cdot 641'8}{2}$$

$$6'3577 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$$

Modelo 2

Para este modelo como la geometría simplificada para el cálculo es idéntica a la del modelo 1, las leyes de esfuerzos serán muy similares. La única diferencia es que las chavetas están planteadas de modo que queden en la sección central maciza del árbol, siendo su situación más crítica que estén justo al límite entre la sección maciza "B" y la sección "A". En este caso límite la sección más desfavorable volvería a ser la "A" ya que una parte de ella estaría sometida al torsor, siendo los cálculos y procedimientos exactamente iguales a los del modelo 1.

Pero si se tiene en cuenta la suposición de que el torsor se transmite a partir de la mitad de la chaveta, la sección "A" no tendría por qué verse sometida al torsor por lo que la sección desfavorable sería la "C". Lo que cambiaría de la ley del esfuerzo torsor, solamente sería su aplicación que iría desde la sección maciza (sección "B") del árbol hasta la sección "C", pero su valor no variaría.

Aplicando Soderberg-Tresca y teniendo en cuenta que las condiciones de contorno son iguales al estar el árbol sometido solamente a torsor y depreciando la masa del árbol se tiene:

$$\frac{16}{\pi \cdot D_{ext}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}}\right)^4\right]} \cdot T_m \leq \frac{0'5 \cdot \sigma_{yp}}{CS}$$

Sustituyendo los datos correspondientes se obtiene:

$$\frac{16}{\pi \cdot (40'8 \text{ mm})^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{20'6 \text{ mm}}{40'8 \text{ mm}} \right)^4 \right]} \cdot 60 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \leq \frac{0'5 \cdot 641'8}{2}$$

$$4'8120 \text{ MPa} \leq 160'45 \text{ MPa}$$

Modelo 3

La configuración y los esfuerzos de este modelo son los representados en la Figura 38:

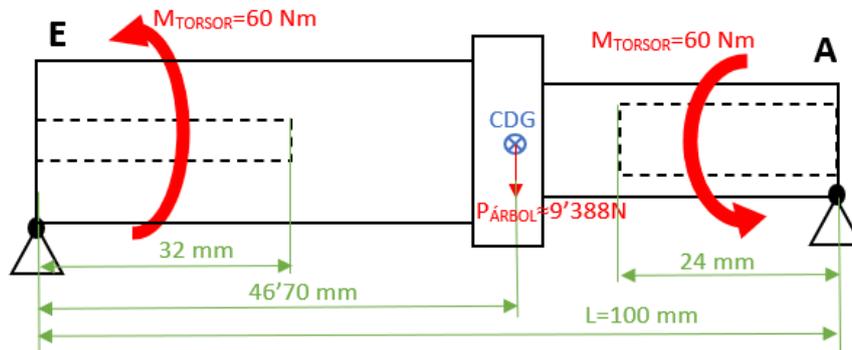


Figura 38: Esfuerzos y puntos de aplicación del modelo 3.

A continuación, la Figura 39 muestra las leyes de esfuerzos en el modelo simplificado:

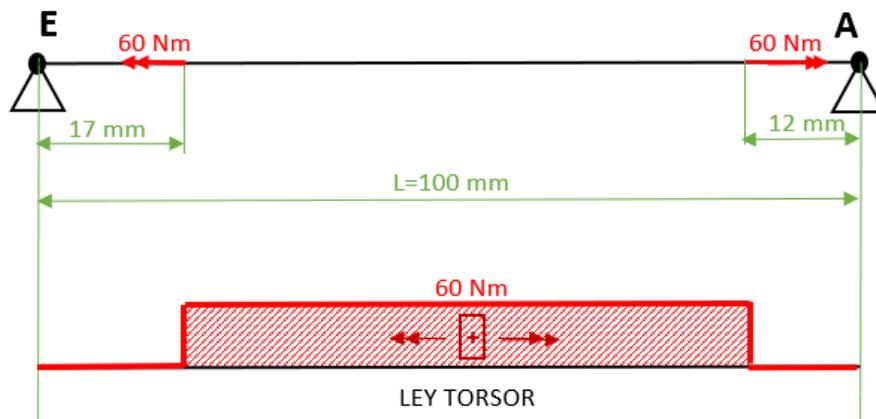


Figura 39: Leyes de esfuerzos, modelo 3 simplificado.

Siguiendo la misma metodología que con los diseños anteriores se aplica Soderberg-Tresca y al no haber esfuerzo axial:

$$\frac{16}{\pi \cdot D_{ext}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}} \right)^4 \right]} \cdot T_m \leq \frac{0'5 \cdot \sigma_{yp}}{CS}$$

Tabla 7: Comparativa del análisis estático de deformaciones.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE DEFORMACIONES		
	DEFORMACIÓN POR TORSIÓN	DEFORMACIÓN POR FLEXIÓN
MODELO 1	0'009128	0'00017158 mm
MODELO 2	≤ 0'009128	0'00017158 mm
MODELO 3	0'006320	0'000086007 mm

Tabla 8: Comparativa del cálculo de chavetas planas rectangulares.

CÁLCULO DE CHAVETAS PLANAS RECTANGULARES			
	LONGITUD MÍNIMA		
	FALLO POR APLASTAMIENTO	FALLO POR CORTADURA	CONDICIÓN $L \geq 25\% \varnothing_{EJE}$
MODELO 1	≥ 2'7852 mm	≥ 0'7427 mm	≥ 10'2 mm
MODELO 2	≥ 2'7852 mm	≥ 0'7427 mm	≥ 10'2 mm

Tabla 9: Comparativa del cálculo de acanaladuras.

CÁLCULO DE ACANALADURAS								
	FALLO POR APLASTAMIENTO				FALLO POR CORTADURA			
	SECCIÓN BRM		SECCIÓN DIFERENCIAL		SECCIÓN BRM		SECCIÓN DIFERENCIAL	
	TENSIÓN (MPa)							
	CRÍTICA	ADM.	CRÍTICA	ADM.	CRÍTICA	ADM.	CRÍTICA	ADM.
MODELO 1	 	 	11'1878	320'9	 	 	6'0601	160'45
MODELO 2	 	 	11'1878	320'9	 	 	6'0601	160'45
MODELO 3	3'7987	320'9	11'1878	320'9	0'6944	160'45	6'0601	160'45

Tabla 10: Comparativa del análisis a fatiga.

ANÁLISIS DINÁMICO (A FATIGA)					
	TENSIÓN CRÍTICA				TENSIÓN ADMISIBLE
	SECCIÓN BRM	SECCIÓN INTERMEDIA		SECCIÓN DIFERENCIAL	
MODELO 1	SECCIÓN A	SECCIÓN B		SECCIÓN C	
	6'3577 MPa	X		X	≤ 160'45 MPa
MODELO 2	SECCIÓN A	SECCIÓN B		SECCIÓN C	
	X	X		4'8120 MPa	≤ 160'45 MPa
MODELO 3	SECCIÓN A	B	C	D	SECCIÓN E
	5'5760 MPa	X	X	X	X

Teniendo en cuenta que la geometría del modelo 1 y 2 son iguales, y observando los datos de la Tabla 6 se llega a la conclusión de que en el modelo 2 la tensión crítica en la sección “A” (BRM) sería igual que la del modelo 1 al igual que pasa con la de la sección “C” (Diferencial), pero no se tiene el dato de esta sección ya que, como ya se ha comentado, la transmisión de potencia se realiza desde la sección “B” a la “C” y por lo tanto la sección a estudiar es la “B” y no la “A”. Además, como la sección “B” es maciza no es necesario calcular su tensión crítica ya que será menor que la de la sección “A” en la cual su geometría es más desfavorable, por lo que entre estos dos modelos el más favorable es el modelo 2.

Si comparas el modelo 2 y el modelo 3 utilizando los datos de la Tabla 6, el más idóneo es el que tenga la tensión crítica más baja siendo este el caso del modelo 3.

Respecto de la Tabla 7 se puede observar cómo los datos siguen la misma línea que lo comentado con la Tabla 6, y es que para el modelo 1 y 2 los datos de la deformación por flexión son idénticos debido a su misma geometría, pero para la deformación por torsión es menor en el modelo 2 ya que el par torsor se transmite desde la sección media del árbol al acoplamiento con el diferencial y por lo tanto al ser menor la longitud a la que se ve sometido el árbol a torsión, también será menor el efecto de esta. Y para el modelo 3 se puede observar cómo su geometría es mucho más favorable que la del modelo 1 y 2, siendo la deformación por torsión y flexión bastante menor.



El cálculo de chavetas solo concierne a los modelos 1 y 2, siendo en ambos casos sus valores iguales como se observa en la Tabla 8, ya que la geometría de los modelos es idéntica, las cargas que soportan también y además del tipo de chaveta seleccionada para su diseño. La única diferencia entre ambos modelos es el posicionamiento de las chavetas, que en el modelo 1 van en la sección hueca de acoplamiento con el BRM, mientras que en el modelo 2 van en la sección maciza del árbol de transmisión.

Las acanaladuras son un elemento que tienen los tres modelos en común y como se ve en la Tabla 9, en los tres modelos la tensión crítica de los modos de fallo por aplastamiento y cortadura es igual para la sección de acoplamiento con el diferencial ya que esta conexión es idéntica y común a todos los modelos. Por lo que, teniendo en cuenta solamente esta conexión, cualquiera de los tres modelos sería válido, pero el modelo 3 a diferencia de los otros dos, realiza el acoplamiento con el BRM mediante un ranurado el cual se puede comparar con la conexión mediante chavetas que utilizan los modelos 1 y 2 como ya se ha visto. Entonces teniendo en cuenta esto último, y si se hace una comparativa entre la conexión por chavetas al BRM de los modelos 1 y 2, y la conexión al BRM mediante un ranurado del modelo 3, se puede observar como la tensión crítica es mucho menor en la conexión por ranurado que por chavetas, siendo más idóneo el modelo 3.

Por último, queda la Tabla 10 en la cual, al igual que en los casos anteriores, se puede observar como en el modelo 2 no se tiene el valor de la tensión crítica de la sección "A" ya que el par se transmite a partir de la sección "B" por lo que la sección más desfavorable sometida al torsor es la sección "C" a diferencia de en el modelo 1 en el cual, por geometría, es la sección "A". Comparando ambos modelos se puede ver como esta tensión crítica es más baja en el modelo 2, pero hay que recordar que se están comparando secciones distintas ya que en caso de calcular la sección "C" del modelo 1 el resultado sería el mismo que el del modelo 2 por la similitud de la geometría. Ante todo esto, el modelo 3 tiene en la sección "A", que es la sección más desfavorable del modelo, una tensión crítica menor que la del modelo 1, y en caso de haber calculado la tensión de la sección "E", que es la equivalente a la sección "C" de los modelos 1 y 2, la tensión de esta sería menor ya que, aunque la conexión al diferencial es igual que en los modelos 1 y 2, el diámetro exterior de esta sección es mayor y por lo tanto las tensiones generadas serán menores.

Así que, una vez comparados y justificados los resultados de los distintos modelos se ha elegido el modelo 3, Figura 40, como el diseño final para el sistema de transmisión BRM-Diferencial.

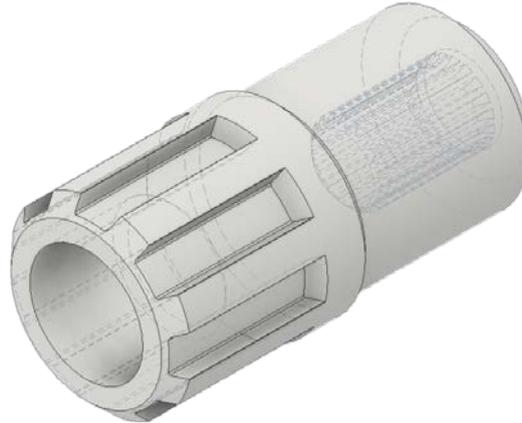


Figura 40: Modelo definitivo para el sistema de transmisión, modelo 3.

4. ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL DISEÑO FINAL

Una vez comparado los resultados obtenidos en los cálculos analíticos previos y seleccionado el modelo final, se procede a realizar un análisis estático de tensiones y deformaciones mediante un estudio de elementos finitos con el software “Nastran/Patran”, para obtener unos valores más exactos. Este modelo también somete a un análisis modal mediante elementos finitos para obtener sus modos de vibración, así como se realiza un estudio analítico de resistencia a la fatiga.

Además, en este apartado, se expone un análisis de elementos finitos de la polea modificada del motor eléctrico (BRM).

4.1 ESTUDIO ESTÁTICO DE TENSIONES Y DEFORMACIONES MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se detallan los resultados obtenidos del análisis de elementos finitos del caso de estudio estático.

Para realizar este análisis se ha mantenido la configuración de estudio del modelo en la cual el extremo del diferencial se considera un empotramiento y el extremo del BRM se considera que está libre soportando tanto el par torsor del BRM como el peso de este, además de que en este caso se considera también el peso propio del modelo de transmisión para conseguir unos resultados más exactos.

Teniendo en cuenta esto, lo primero que se hace es introducir los apoyos en los nervios del estriado de conexión con el diferencial, restringiendo todos sus grados de libertad para obtener la configuración de empotramiento como se muestra en la Figura 41:

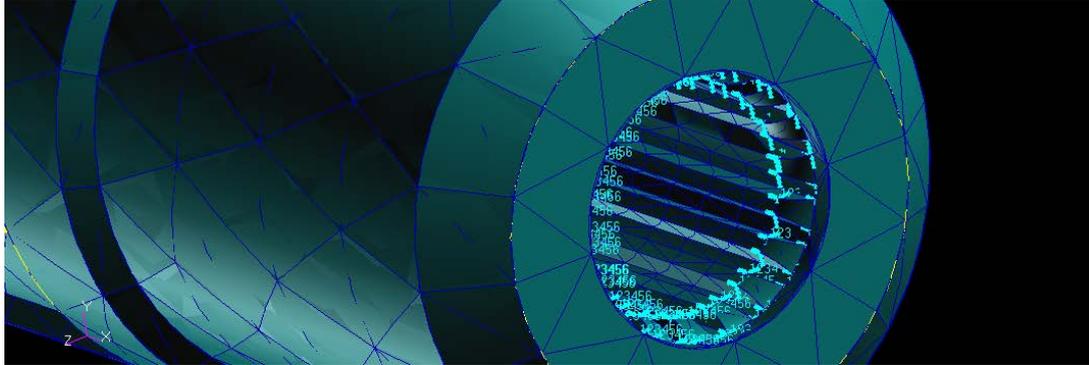


Figura 41: Restricciones del apoyo, empotramiento, FEM.

Seguidamente, se introducen los esfuerzos a los que va a estar sometido el modelo, siendo estos el par torsor, proporcionado por el BRM, de 60 Nm, el peso del BRM que al igual que en los cálculos se mayor su masa a 10 Kg y el peso propio “del modelo que se introduce mediante la densidad ($\rho_{MEDIA} = 7'85 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{mm^3}$) y la aceleración gravitatoria ($9'81 m/s^2$). Como se muestra en la Figura 42:

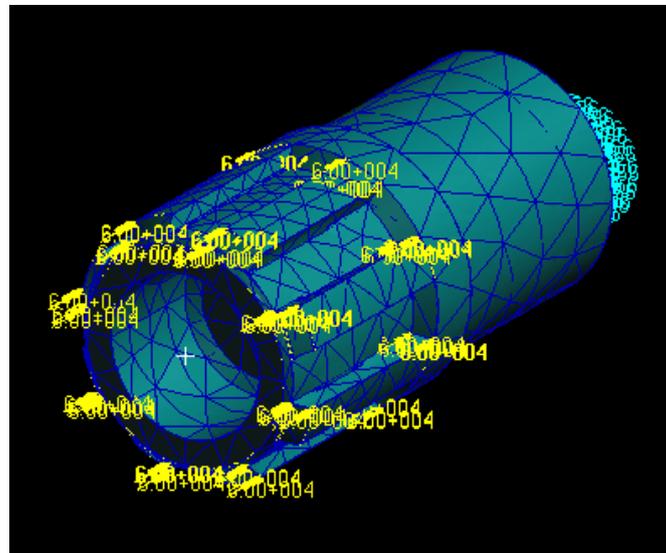


Figura 42: Esfuerzos en el modelo, FEM.

Una vez hecho esto se procede al análisis de las tensiones y deformaciones del modelo obteniendo los siguientes resultados:

- Deformaciones

En la Figura 43 se pueden observar las deformaciones en milímetros que experimenta el árbol de transmisión en el extremo libre de acoplamiento con el BRM. Estas deformaciones vienen representadas por una escala de magnitud y color, obteniéndose la máxima deformación en el extremo, al igual que en el análisis analítico.

La máxima deformación obtenida que se observa en la Figura 43 es de $8'82 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$, acercándose bastante al valor obtenido analíticamente de $8'6007 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$, aunque hay que tener en cuenta que el valor del análisis de elementos finitos tiene en cuenta el efector del torsor, del peso del BRM y del peso del modelo, mientras que el resultado analítico se ha conseguido bajo condiciones de flexión pura teniendo en cuenta solamente el peso del BRM en su extremo.

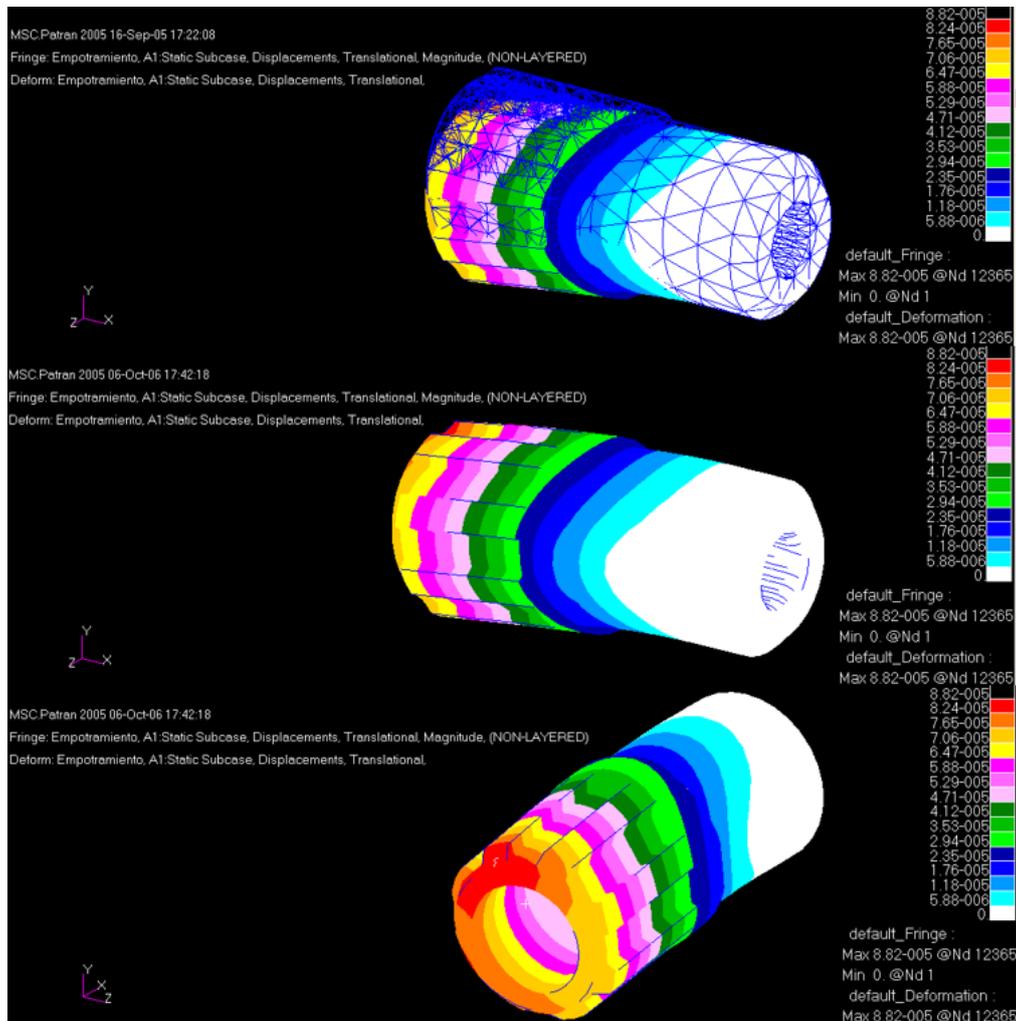


Figura 43: Deformación del árbol de transmisión, FEM.

- Tensiones

En la Figura 44 se aprecian los resultados de tensiones obtenidos mediante el criterio de Von Misses y su correspondiente escala de colores. Como se ve, la máxima tensión tiene un valor de $1'35 \text{ MPa}$, el cual está por debajo del valor de la tensión admisible definida analíticamente ($320'9 \text{ MPa}$). Este máximo de tensión difiere en mayor medida que la deformación con el valor obtenido analíticamente de $6'6437 \text{ MPa}$, pero esto es debido a los siguientes motivos.

Lo primero es que la geometría analizada es distinta, ya que para el estudio analítico se simplifica esta, eliminando los nervios de los extremos del árbol, mientras que en el modelo de elementos finitos se analiza la geometría real del modelo. Por otro lado, en el estudio analítico se desprecia el peso propio del modelo, frente a este en el cual se tiene en cuenta.

Además, la mayor diferencia es la realización del empotramiento del modelo, ya que en el análisis analítico se considera que está empotrada la sección de corona circular del extremo del modelo, mientras que en el análisis de elementos finitos se empotra los elementos que producen el engrane mecánico, es decir, los nervios del estriado interior del modelo. Por lo que en el estudio analítico se analiza una sección de corona circular, mientras que en el de elementos finitos se estudia la geometría de los nervios cuya longitud es de 30 mm .

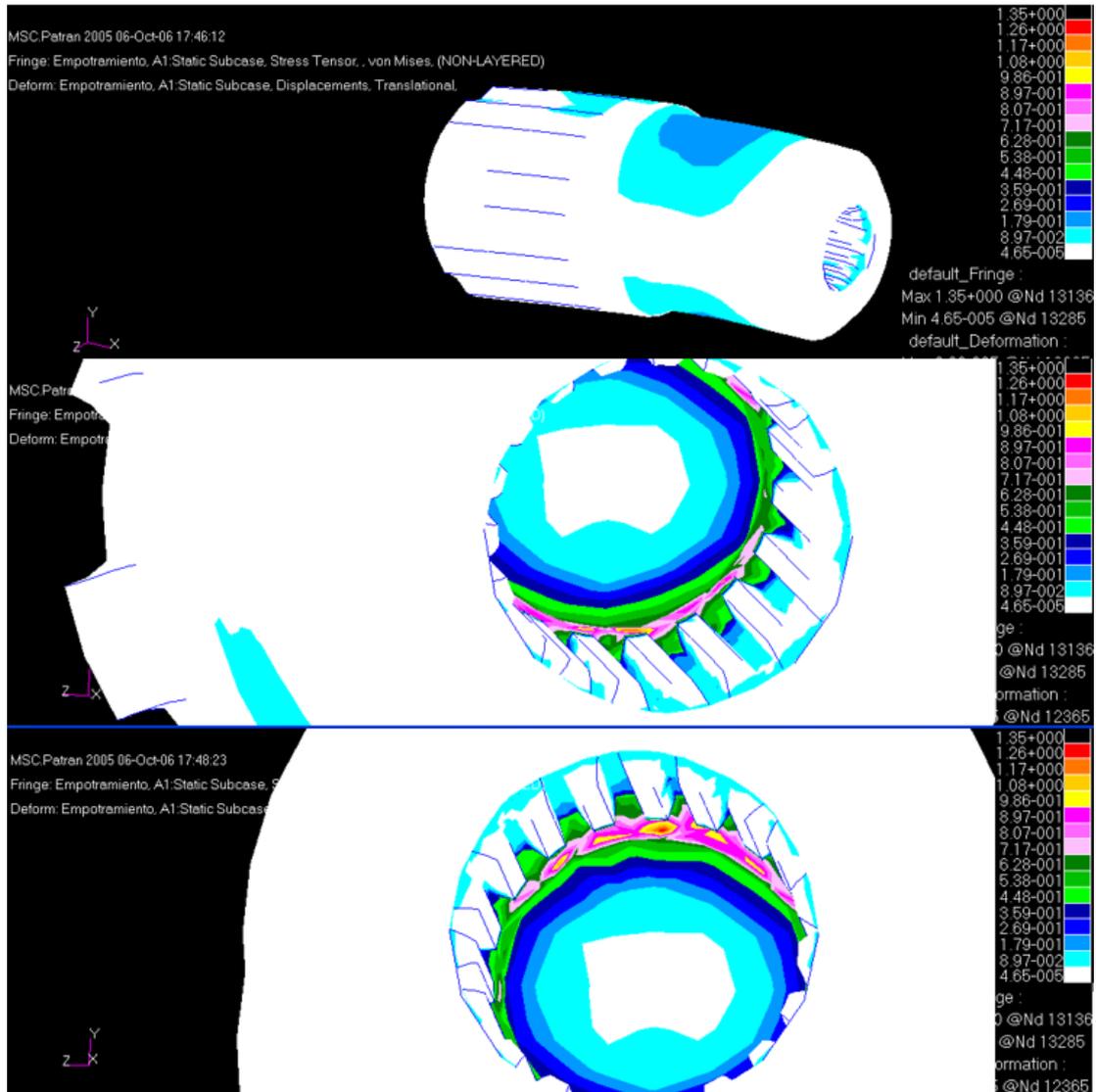


Figura 44: Tensiones del árbol de transmisión, FEM.

4.2 ESTUDIO MODAL Y CÁLCULO DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN

En este apartado se va a plantear un análisis de resistencia a las vibraciones del modelo de transmisión final. El objetivo de este análisis es asegurarse que el diseño definitivo opere correctamente evitando su fallo catastrófico, al conocer y evitar las frecuencias naturales a las cuales podría entrar el modelo en resonancia mecánica debido a su movimiento de rotación, ya que debido a estas frecuencias aumentaría la amplitud de vibración exponencialmente hasta su rotura.

Para ello se comprueban los 10 primeros modos de vibración, que no son de sólido libre, con el software de elementos finitos “Nastran/Patran”.

A continuación, una vez explicado el procedimiento a seguir en la Tabla 11 se muestran las frecuencias naturales obtenidas:

Tabla 11: Frecuencias naturales de los 10 primeros modos de vibración.

MODO DE VIBRACIÓN	FRECUENCIA (Hz)	DEFORMACIÓN MÁXIMA (mm)	TIPO DE DEFORMACIÓN	FIGURA
1	22893	$8'54 \cdot 10^1$	Flexión	Figura 45
2	22897	$8'53 \cdot 10^1$	Flexión	Figura 46
3	24991	$6'88 \cdot 10^1$	Torsión	Figura 47
4	25202	$1'65 \cdot 10^2$	Flexión parcial	Figura 48
5	25209	$1'64 \cdot 10^2$	Flexión parcial	Figura 49
6	39576	$1'23 \cdot 10^2$	Flexión parcial	Figura 50
7	39632	$1'23 \cdot 10^2$	Flexión parcial	Figura 51
8	41700	$5'63 \cdot 10^1$	Torsión	Figura 52
9	43624	$9'11 \cdot 10^1$	Flexión	Figura 53
10	43628	$9'06 \cdot 10^1$	Flexión	Figura 54

Como se puede observar en la Tabla 11, las frecuencias naturales son muy altas debido a la configuración del modelo, el cual tiene una longitud pequeña (100 mm), además de tener una alta resistencia con un módulo de Young de 450 GPa. Por lo que se puede considerar que el modelo no entrará nunca en resonancia mecánica, debido a que las velocidades máximas a las que le someterá el BRM son de 4500 rpm, es decir, 75 Hz.

A continuación, se representan los correspondientes modos de vibración:

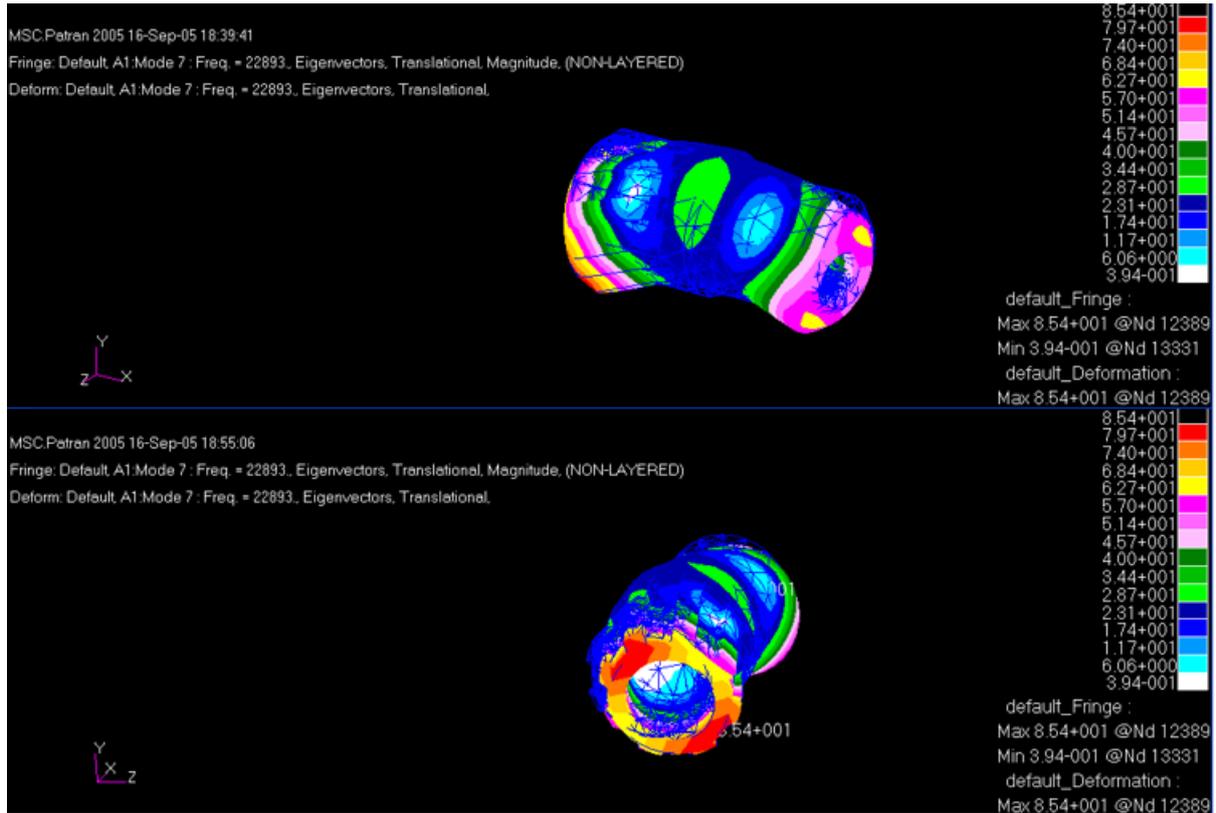


Figura 45: Modo de vibración 1, deformada del árbol de transmisión.

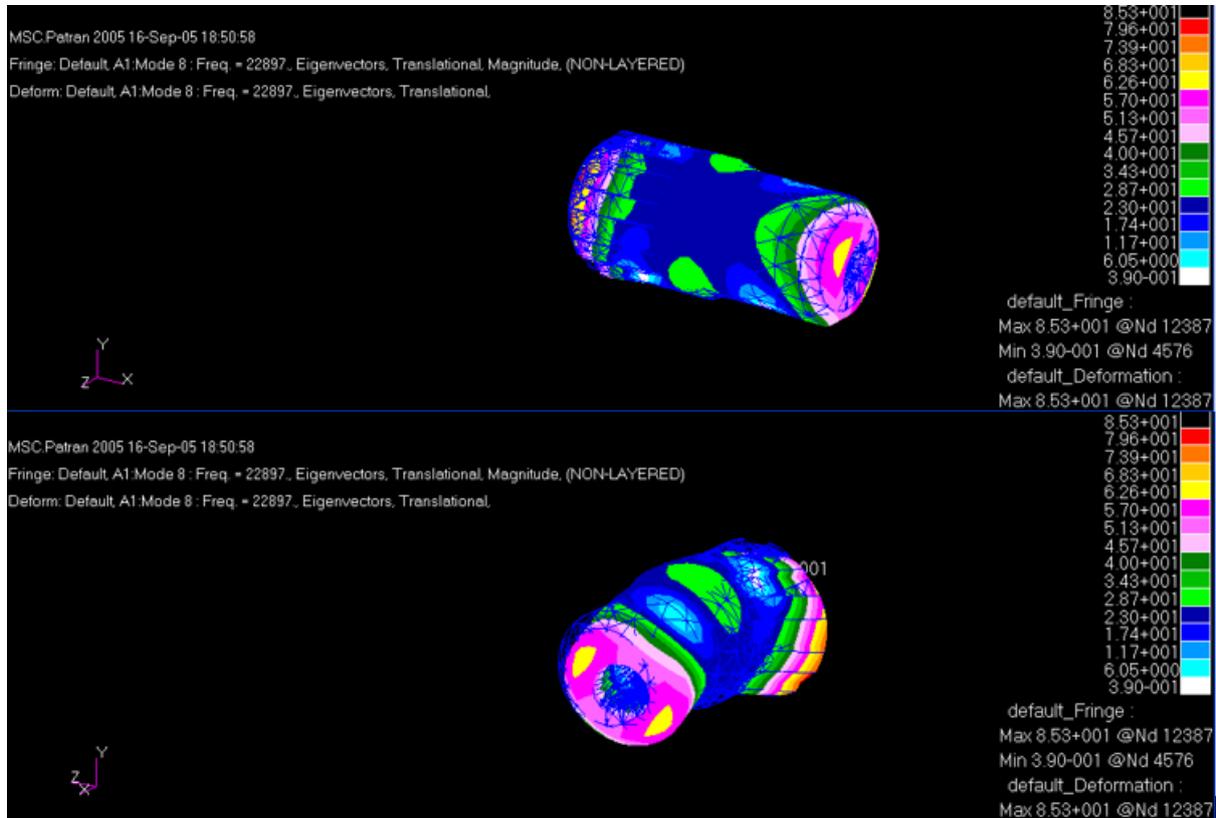


Figura 46: Modo de vibración 2, deformada del árbol de transmisión.

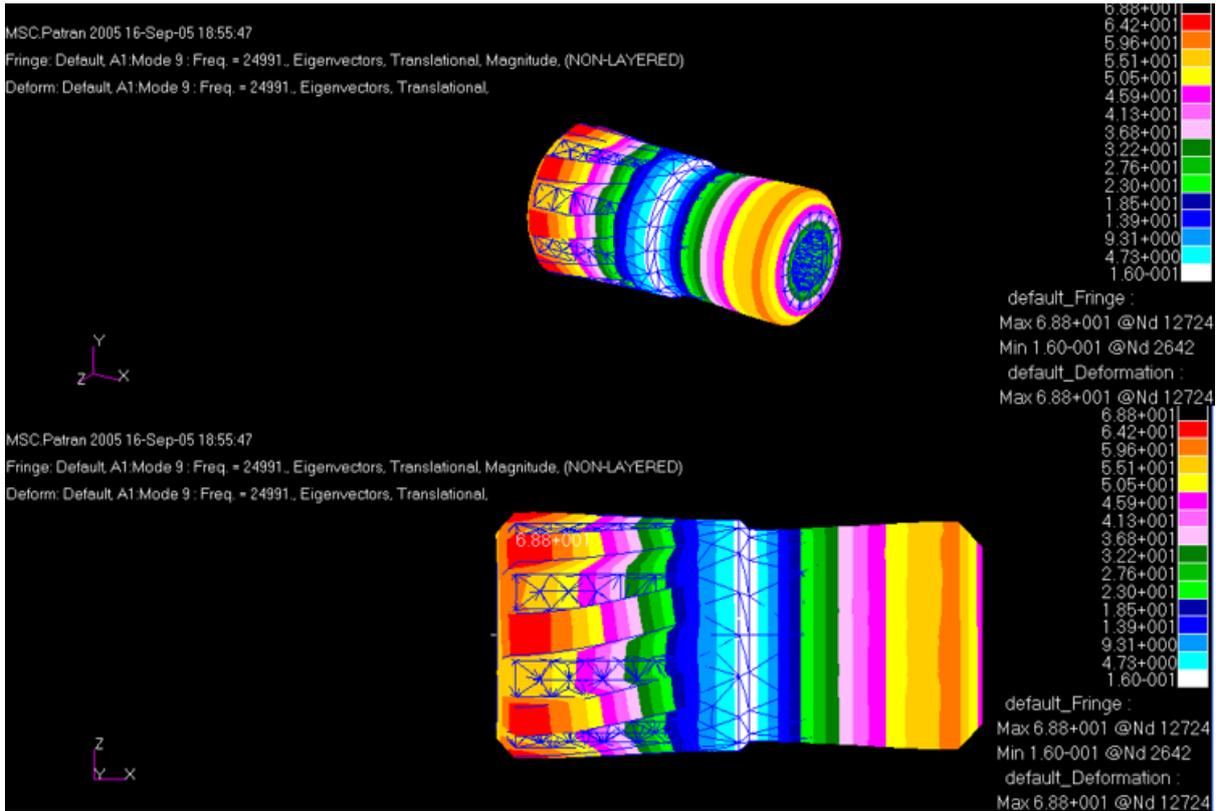


Figura 47: Modo de vibración 3, deformada del árbol de transmisión.

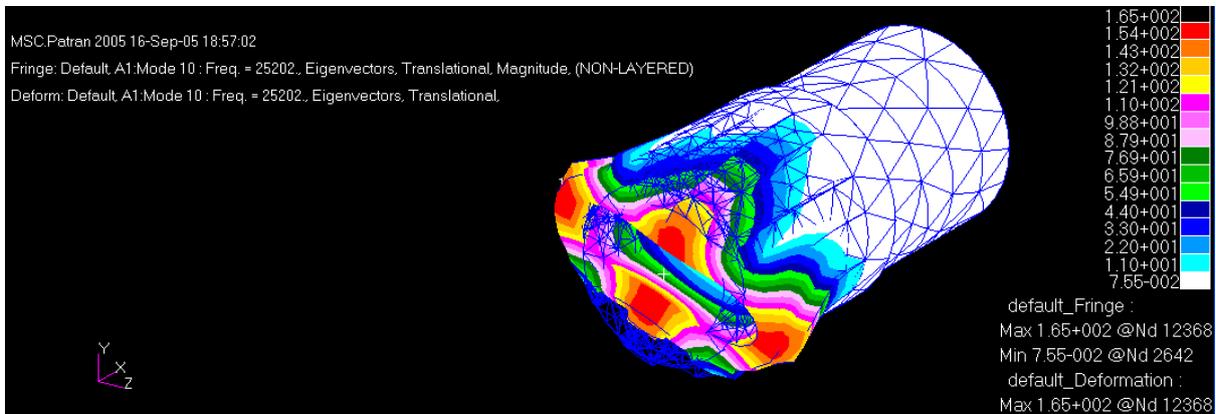


Figura 48: Modo de vibración 4, deformada del árbol de transmisión.

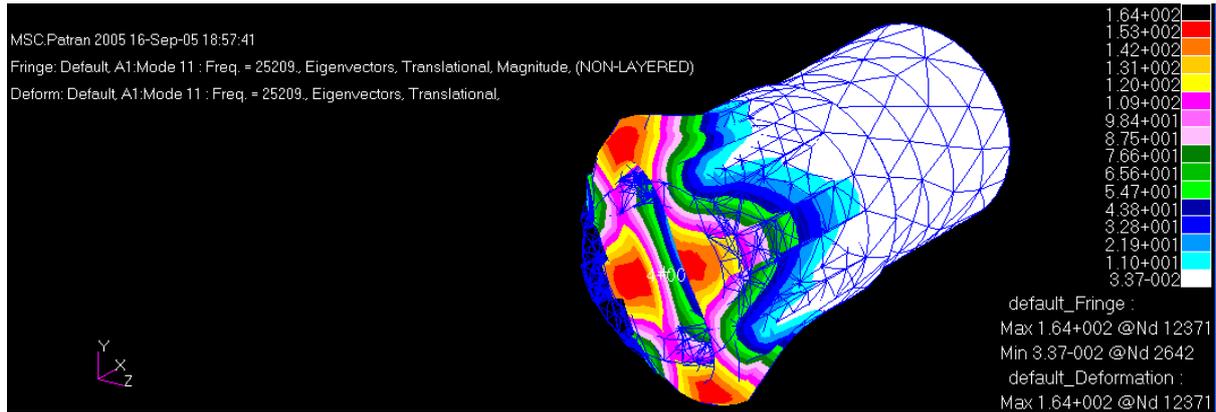


Figura 49: Modo de vibración 5, deformada del árbol de transmisión.

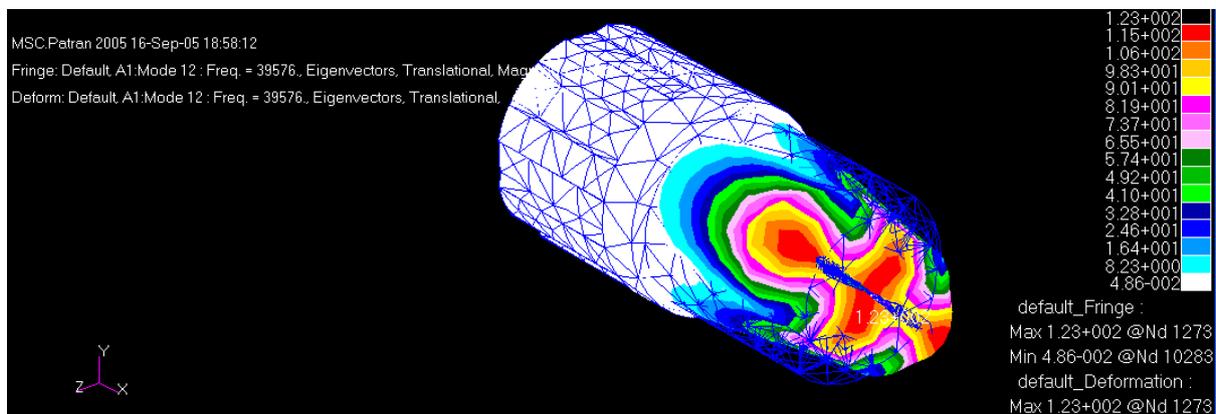


Figura 50: Modo de vibración 6, deformada del árbol de transmisión.

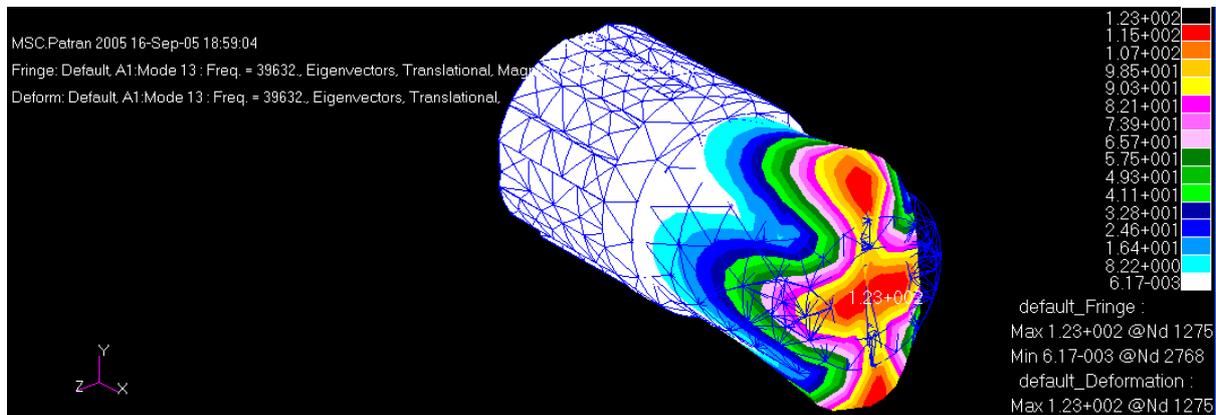


Figura 51: Modo de vibración 7, deformada del árbol de transmisión.

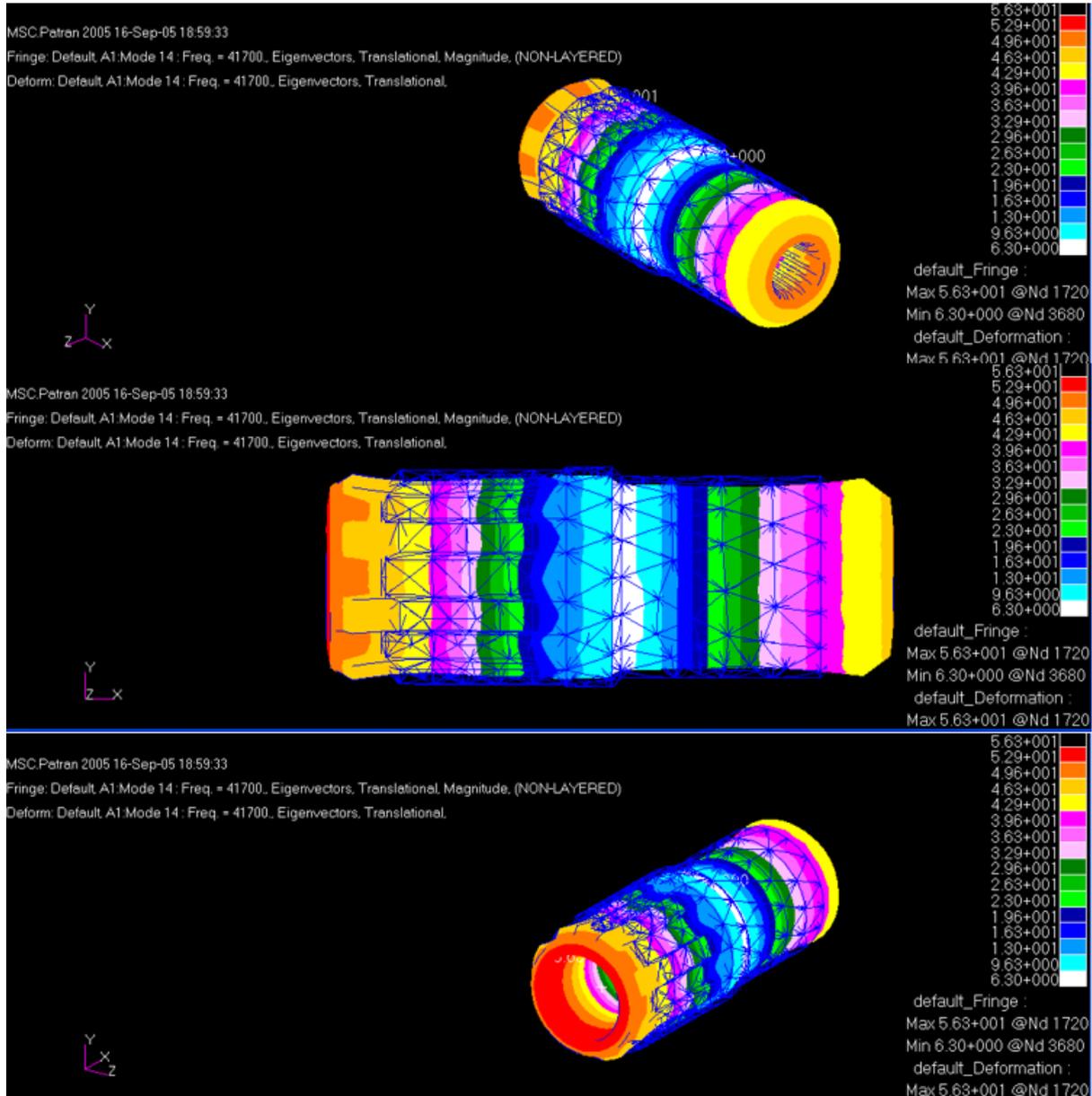


Figura 52: Modo de vibración 8, deformada del árbol de transmisión.

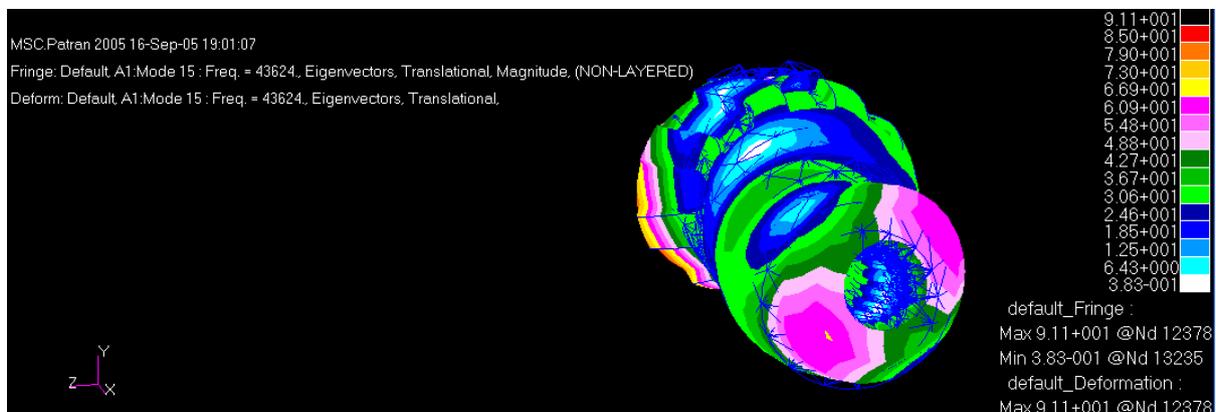


Figura 53: Modo de vibración 9, deformada del árbol de transmisión.

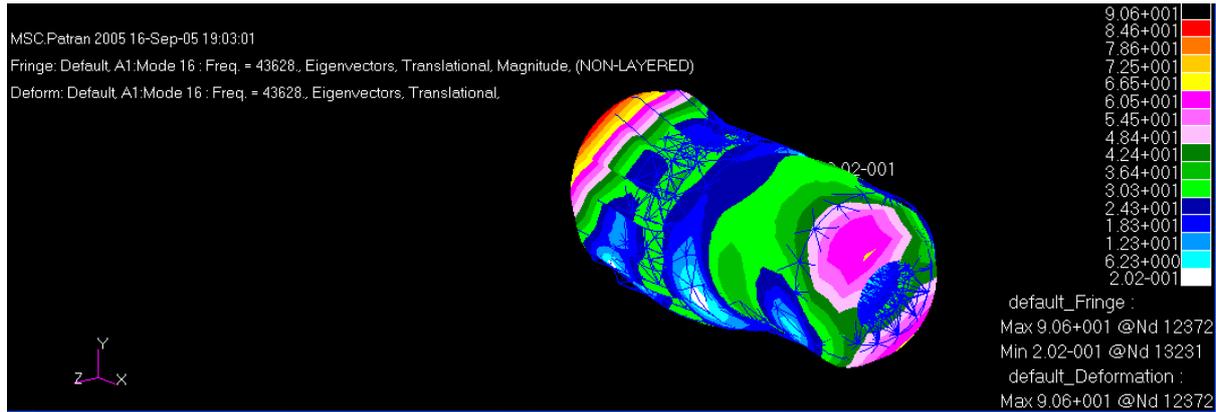


Figura 54: Modo de vibración 10, deformada del árbol de transmisión.

4.3 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS DE LA POLEA MODIFICADA

A continuación, se presentan los resultados de un análisis de elementos finitos de la polea modificada de salida del BRM. Para realizar este análisis se han considerado las propiedades mecánicas generales del acero, es decir, una densidad de 7850 Kg/m^3 y un módulo elástico de 210 GPa .

Para realizar el análisis, lo primero que se ha hecho es introducir los apoyos en la sección circular, donde se acopla con el eje de rotor del BRM, como se ve en la Figura 55. Se han restringido todos sus grados de libertad ya que se considera para el estudio la situación más desfavorable en la que toda la transmisión está bloqueada.

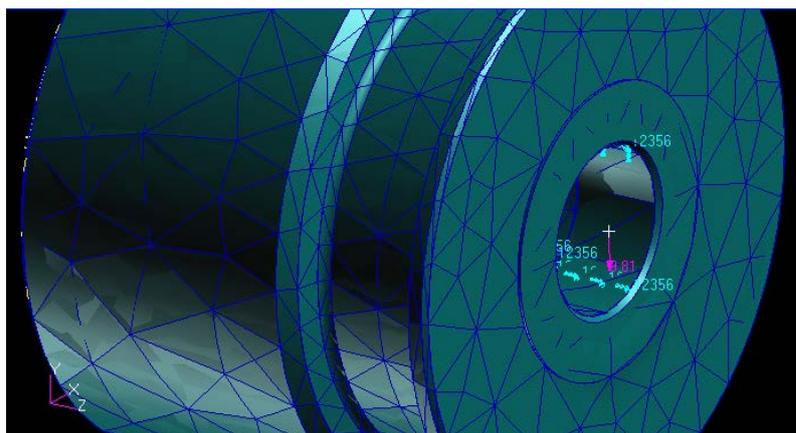


Figura 55: Restricciones en el apoyo, empotramiento, FEM.

A la vez, se introducen los esfuerzos a los que está sometido el modelo, los cuales son el par torsor del BRM (60 Nm) y su propio peso (Figura 56).

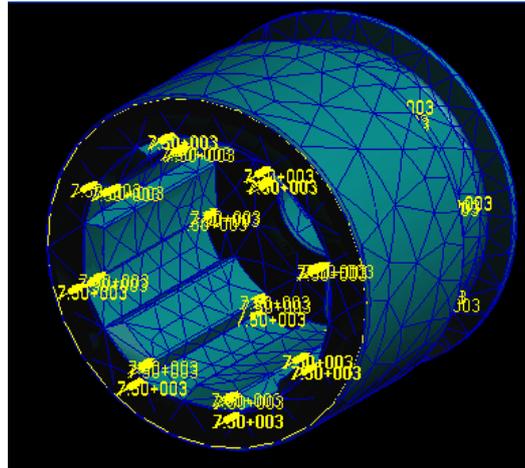


Figura 56: Esfuerzos del modelo, FEM.

Después de esto se procede al análisis de tensiones y deformaciones con el programa ya utilizado “Nastran/Patran”:

- Deformaciones

Como se observa en la Figura 57, la deformación máxima es de $2'01 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$, valor el cual se puede considerar despreciable, además de estar en el mismo rango de magnitud que la deformación del árbol de transmisión (Figura 43).

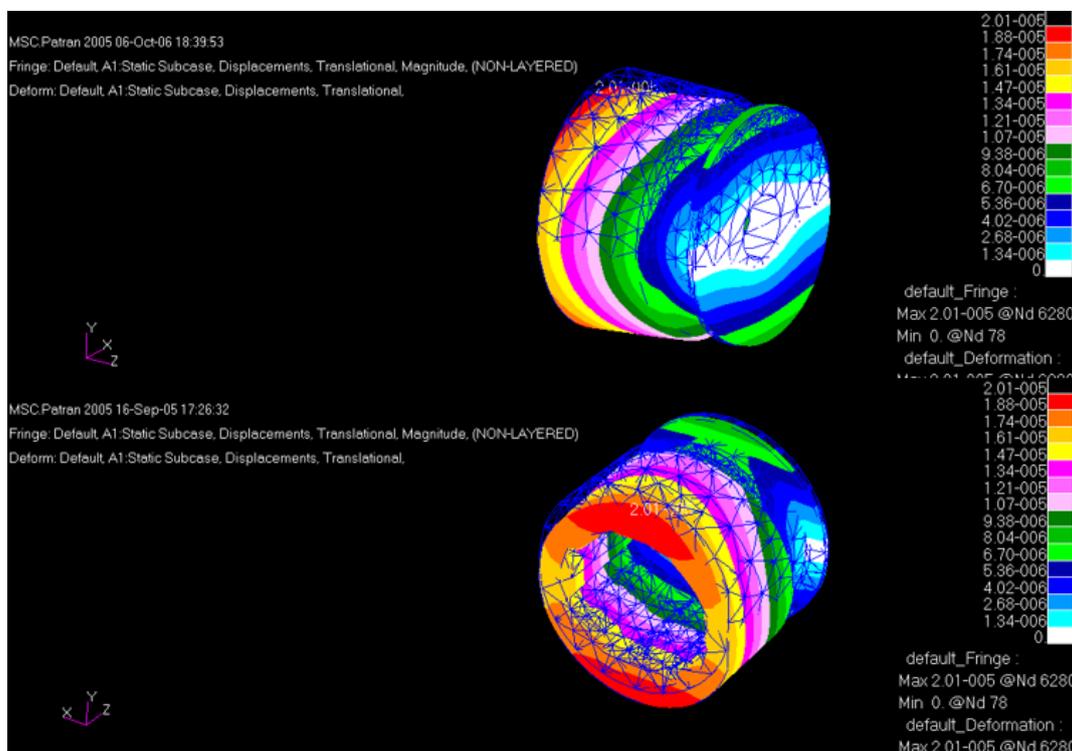


Figura 57: Deformaciones de la polea modificada del BRM, FEM.

- Tensiones

En la Figura 58 se ve que el estado tensional máximo que se ha conseguido mediante el criterio de Von Mises es de $7'01 \cdot 10^{-2} \text{ MPa}$. Por lo que, este valor estará por debajo de la tensión admisible, y más si se tiene en cuenta que el acero de fabricación que utiliza el proveedor de SEG Automotive para esta pieza es un acero 11SMnPb30, cuyo límite elástico es de 440 MPa y el valor mínimo del límite de rotura es de 510MPa.

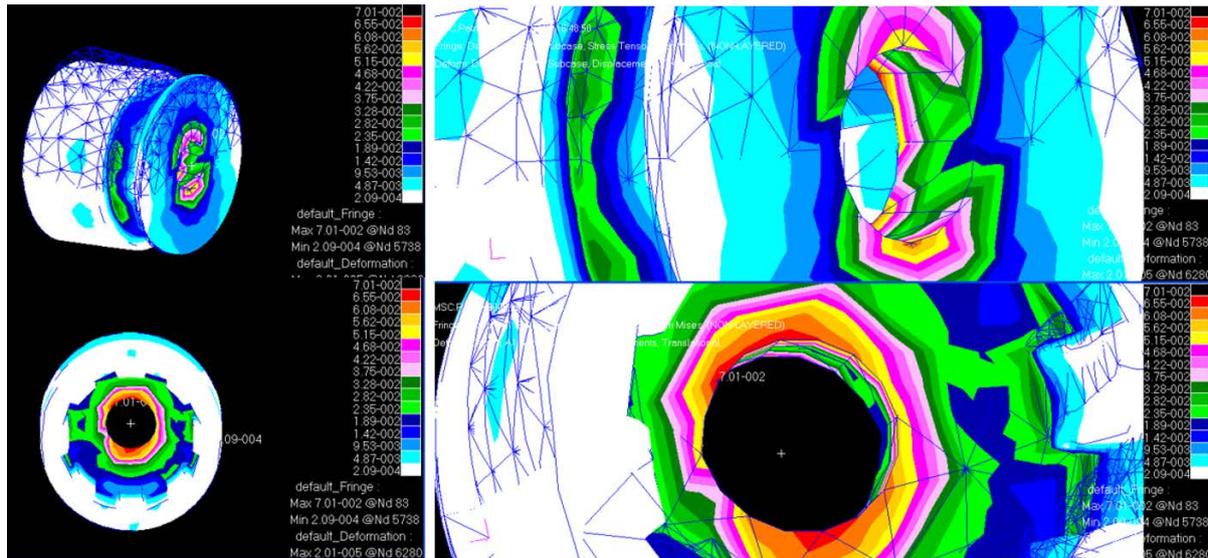


Figura 58: Tensiones de la polea modificada del BRM, FEM.

4.4 ESTUDIO DE RESISTENCIA A FATIGA

A la hora de fabricar componentes mecánicos, piezas, productos de mercado, etc., lo ideal es que su vida útil sea lo más larga posible ya que esto supone para el consumidor una mayor rentabilidad del elemento con relación a su uso/precio. Es por esto por lo que se va a someter al modelo final de transmisión a un análisis de resistencia a fatiga para determinar su vida útil.

Para realizar este análisis es necesario conocer dos parámetros esenciales para los cálculos que son: el límite de fatiga del material y el criterio de resistencia a fatiga a utilizar.

Además, se va a tener en cuenta la misma suposición de simplificación de la geometría, que se hizo para el cálculo analítico de tensiones y deformaciones, según la cual se desprecian los acanalados del árbol tomando la geometría más desfavorable. Es decir, para el ranurado exterior se eliminan los nervios quedándose con el diámetro inferior de estos, y para el estriado interior se eliminan los nervios quedándose con el diámetro base (diámetro mayor) de estos. También, para este estudio de resistencia a fatiga se va a considerar el

funcionamiento normal del árbol de transmisión, por lo que su configuración será la de un árbol biapoyado. Y respecto de los esfuerzos que soporta, con esta configuración se considera, como para el cálculo analítico de tensiones y deformaciones, que la masa del BRM es soportada por una pieza auxiliar anclada al chasis, además de que se desprecia el peso del propio árbol respecto del par torsor, ya que el valor de las tensiones que genera es muy superior al del peso del BRM, además de simplificar los cálculos.

Por lo que la sección más desfavorable a estudiar es la sección de acoplamiento con el BRM (sección "A") tanto por los esfuerzos que soporta como por la geometría (Figura 59).

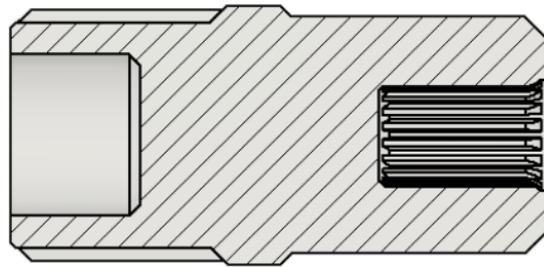


Figura 59: Sección del modelo final del árbol de transmisión.

Criterio de fatiga:

En la Figura 60 lo que se ve es el Diagrama de Haigh, el cual es una representación de las tensiones medias frente a las tensiones alternas que sufren los materiales sometidos a fatiga. Como se puede ver, hay cinco criterios distintos que relacionan la tensión actuante/media con el límite de rotura/fluencia estática y la tensión variable/alterna con el límite de fatiga, teniendo cada uno de ellos sus ventajas y desventajas:

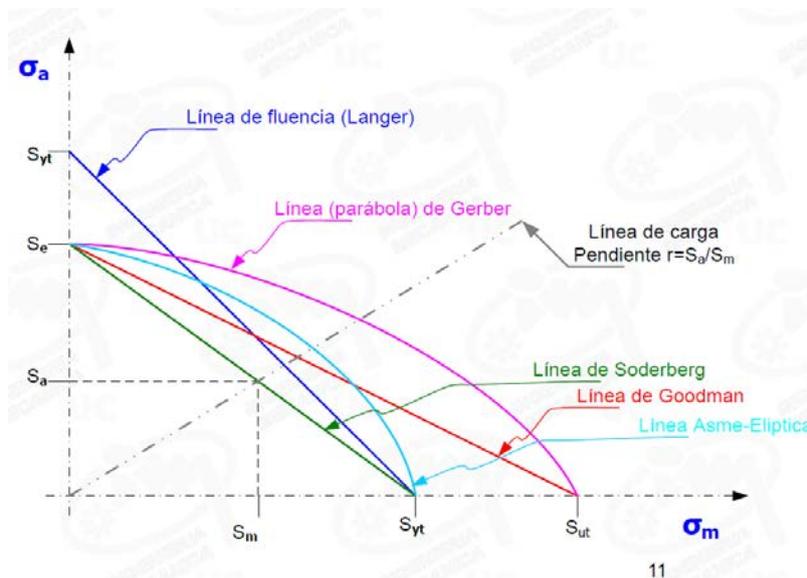


Figura 60: Diagrama de Haigh.

- **Criterio de Langer o línea de fluencia:** este criterio dice que no es posible superar la tensión de fluencia en ningún caso, además de no tener en cuenta el límite de fatiga, por lo que, como se ve en el desarrollo de la ecuación, lo que se tiene es el criterio de fallo estático.

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} + \frac{\sigma_a}{\sigma_{yt}} \leq \frac{1}{CS} \rightarrow \sigma_m + \sigma_a \leq \frac{\sigma_{yt}}{CS}$$

- **Criterio parabólico de Gerber:** de todos los criterios del Diagrama de Haigh es el que mejor se aproxima a la realidad, es decir, la relación que describe entre las tensiones medias y alternas es la más próxima a los resultados experimentales. Además, los términos que relaciona son el límite de fluencia y el límite de rotura, por lo que este criterio solo deja dentro de la zona de seguridad a algunos puntos de tensión debido a excentricidades de cargas, vibraciones imprevistas, etc.

$$\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}/CS} \right)^2 + \frac{\sigma_a}{\sigma_e/CS} \leq 1$$

- **Criterio lineal de Goodman:** este criterio es más conservador que la parábola de Gerber, pero con el problema de que no imita bien el efecto de la tensión media.

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} + \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \leq \frac{1}{CS}$$

- **Criterio elíptico ASME:** es un criterio que tiende a imitar a la parábola de Gerber, pero que es más restrictivo ya que se basa en el límite de fluencia en vez de en el de rotura. Pero aun así es un criterio bastante inseguro ya que al calcular los puntos de tensión a los cuales está sometido el material, una gran mayoría queda por debajo de esta estando así dentro de la zona de seguridad.

$$\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}/CS} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e/CS} \right)^2 \leq 1$$

- **Criterio lineal de Soderberg:** este criterio es el más restrictivo de todos, pero uno de los más utilizados, al prevenir el fallo por fluencia de los materiales dúctiles ya que tiene en cuenta el límite de fatiga junto con el límite de fluencia del material.

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} + \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \leq \frac{1}{CS}$$

Teniendo en cuenta lo expuesto sobre cada uno de los criterios y que el material de fabricación de la transmisión es acero y es un material dúctil, el criterio que se va a utilizar es el de Soderberg. Esto es debido a que este criterio dice que, cualquier combinación de tensión alternante y tensión media del punto analizado del elemento resiste, siempre que cumpla la siguiente ecuación no se produce su fallo:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} + \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \leq \frac{1}{CS}$$

La cual expresada gráficamente se ve en la Figura 61, e indica que la tensión de cualquier punto estudiado resiste y no falla por este criterio siempre que dicho punto quede a la izquierda de la línea de Soderberg.

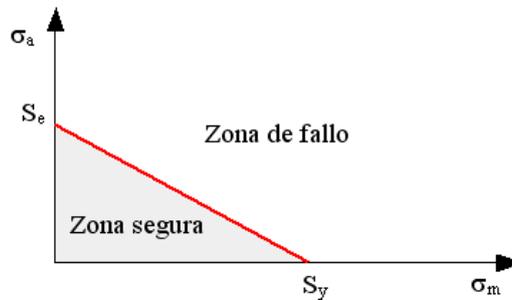


Figura 61: Criterio de Soderberg [3].

Límite de fatiga del material: σ_e

El límite de fatiga es el valor de la tensión por debajo del cual no se produce la rotura de la pieza, es decir, se consigue una “vida infinita” del elemento. El valor del límite de fatiga depende del material de construcción del elemento a estudiar, así como de la geometría de este. Por lo que, para obtener su valor, se multiplican una serie de coeficientes modificativos (K_i) por el valor del límite de fatiga de una probeta ($\sigma_{n'}$) del mismo material que la pieza a estudiar:

$$\sigma_e = K_i \cdot \sigma_{n'}$$

Y el valor del límite de fatiga de la probeta depende directamente de la tensión de rotura del material. Para el caso del árbol de transmisión, el material de construcción es acero, y para este material el límite de fatiga de la probeta tiene los siguientes valores:

- $\sigma_{n'} = 0'5 \cdot \sigma_{ut} \leq 1400 \text{MPa}$
- $\sigma_{n'} = 700 \text{MPa}$ si $\sigma_{ut} > 1400 \text{MPa}$



Para el árbol de transmisión que se está estudiando, su acero de fabricación tiene una tensión de rotura de valor 813'1 MPa por lo que el límite de fatiga de la probeta será:

$$\sigma_{n'} = 0'5 \cdot \sigma_{ut}$$

$$\sigma_{n'} = 0'5 \cdot 813'1 = 406'55 \text{ MPa}$$

A continuación, se calculan los coeficientes modificativos que se han de aplicar al límite de fatiga de la probeta para obtener el límite de fatiga del árbol de transmisión.

FACTOR DE SUPERFICIE: $K_a = a \cdot (\sigma_{ut})^b$

Las constantes "a" y "b" se obtienen de la siguiente Tabla 12:

Tabla 12: Constantes "a" y "b" del factor de superficie.

Acabado	Factor "a"		Exponente "b"
	S _{ut} en:		
	<i>Kpsi</i>	<i>MPa</i>	
Rectificado	1,30	1,58	-0,085
Mecanizado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,40	57,70	-0,718
Forjado	39,90	272,00	-0,995

Considerando que el acabo de la pieza será un mecanizado los valores obtenidos son a=4'51 y b=-0'265, y el resultado:

$$K_a = 4'51 \cdot (406'55)^{-0'265} = 0'9178$$

FACTOR DE TAMAÑO: K_b

Este factor depende de la sección transversal de la pieza. En el caso del árbol de transmisión la sección de este no es constante, por lo que se va a estudiar la sección más desfavorable. Para poder realizar esto se va a tener en cuenta la simplificación de la geometría como ya se ha comentado, de modo que la sección más desfavorable es la del acoplamiento con el BRM. (sección "A").

Una vez aclarado esto, se procede con su cálculo para el cual hay los siguientes casos:



❖ SECCIONES CIRCULARES:

- Flexión rotativa y torsión:
 - $K_b = (d/7'62)^{0'1133}$ si $2'79 < d < 51$ mm
 - $K_b = 0'6 \dots 0'7$ si $d > 51$ mm
 - $K_b = 1$ si $d < 8$ mm
 - $K_b = 1'189 \cdot d^{-0'097}$ si $8 < d < 250$ mm
 - $K_b = 0'6$ si $d > 250$ mm
- Carga axial:
 - $K_b = 1$ si $d < 10$ mm
 - $K_b = 0'6 \dots 0'7$ si $d > 10$ mm

❖ SECCIONES NO CIRCULARES O FLEXIÓN ALTERNADA:

- Flexión rotativa: $A_{0'95\sigma} = \pi/4 \cdot [d_e^2 - (0'95 \cdot d_e)^2]$
- Flexión no rotativa: $A_{0'95\sigma} = 0'010462 \cdot d^2$
- Sección rectangular: $A_{0'95\sigma} = 0'05 \cdot (h \cdot b)$

Para el caso de estudio del árbol de transmisión, como se ha comentado, el esfuerzo principal de cálculo es el par torsor, ya que el peso del árbol se desprecia. Entonces teniendo en cuenta esto habría que entrar al apartado “SECCIONES CIRCULARES → Flexión rotativa y torsión”, pero como el nombre indica es para secciones circulares, y en el caso del árbol de transmisión, la sección que se está estudiando tiene un área de corona circular. Por lo que se va a entrar al apartado “SECCIONES NO CIRCULARES O FLEXIÓN ALTERNADA”, y se va a igualar el área de la sección de corona circular con el área de flexión rotativa, siendo el diámetro exterior de 42 mm y el interior de 30 mm:

$$A_{SECCIÓN} = A_{0'95\sigma}$$

$$\pi \cdot (R_{EXT}^2 - R_{INT}^2) = \pi/4 \cdot [d^2 - (0'95 \cdot d_e)^2]$$

$$(21^2 - 15^2) = 1/4 \cdot [d_e^2 - (0'95 \cdot d_e)^2]$$

$$d_e = 94'1357 \text{ mm}$$



Con este diámetro equivalente ya se puede entrar al apartado de “SECCIONES CIRCULARES → Flexión rotativa y torsión”, obteniendo:

$$d_e = 94'1357 \text{ mm} \left\{ \begin{array}{l} K_b = 0'6 \dots 0'7 \rightarrow K_b = 0'6 \\ 0 \\ K_b = 1'189 \cdot d^{-0'097} = 1'189 \cdot 94'1357^{-0'097} = 0'765 \end{array} \right.$$

De estos dos valores obtenidos, se elige el más desfavorable: $K_b = 0'6$

FACTOR DE CARGA: K_q

Este coeficiente modificativo depende directamente del tipo de esfuerzo al que está sometido la pieza, y del número de ciclos para que el que se quiere obtener como se ve en la Tabla 13:

Tabla 13: Coeficiente modificativo de carga.

		K_q	
		Para $N=10^6$ ciclos	Para $N=10^3$ ciclos
FLEXIÓN ROTATIVA		1'00	1'00
FLEXIÓN ALTERNADA		1'00	1'00
CARGA AXIAL	PURA	0'9	0'833
	EXCÉNTRICA	0'7	0'58
TORSIÓN	Si trabajas en τ	0'58	1'00
	Si trabajas en σ	1'00	1'00

Teniendo en cuenta que se se quiere obtener la vida infinita para la pieza, se tendrán en cuenta los valores para $N=10^6$ ciclos, como se desprecia el peso propio del árbol, solo está sometido a torsor y además se va a trabajar con tensiones normales (σ). Entonces su valor es $K_q=1'00$.

FACTOR DE CONFIABILIDAD: $K_C = 1 - \sigma \cdot D$

Su valor se obtiene de la siguiente Tabla 14, la cual es la aplicación de la fórmula $K_C = 1 - \sigma \cdot D$ siendo “D” el factor de multiplicación del material y “ σ ” la desviación típica

cuyo valor es 0'08. Entonces usando la Tabla 14, si se considera una probabilidad de vida o confiabilidad del 99'99% se tiene el valor de $K_C=0'702$.

Tabla 14: Probabilidad de vida, factor de confiabilidad.

Probabilidad de vida %	Factor D	K_C ($\sigma=0.08$)
50	0	1
85	1	0,92
90	1,3	0,897
95	1,6	0,872
99	2,3	0,814
99,90	3,1	0,753
99,99	3,7	0,702

FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES: K_f

Por último, está el coeficiente de concentración de tensiones, el cual se puede aplicar como un coeficiente modificativo del límite de fatiga de la pieza, si divide al resto de coeficientes, es decir, si minorra la resistencia del material; o bien se puede aplicar directamente en el criterio de Soderbergh mayorando la tensión de sollicitación.

Para el árbol de transmisión el valor escogido es $K_f=1'00$, porque se ha simplificado la geometría y por lo tanto los nervios de los acanalados no se tienen en cuenta siendo estos los mayores concentradores de tensiones. Ya que, si observamos la siguiente Figura 62 la mayor parte de las líneas de flujo de tensiones, debidas al torsor, irán por la periferia de la pieza, sin agruparse mucho en lo cambios de sección que es donde más concentración de tensiones podría haber, además de que estos cambios de sección tienen chaflanes para minimizar este efecto.

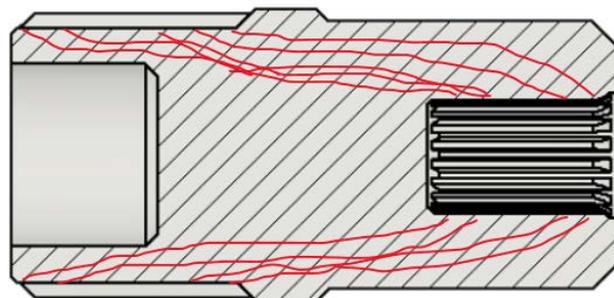


Figura 62: Flujo de tensiones del modelo 3.



Después de todo esto y con los valores $K_a=0'9178$, $K_b=0'6$, $K_q=1'00$, $K_c=0'702$ y $\sigma_n=406'55$ MPa, el valor del límite de fatiga será:

$$\sigma_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_c \cdot \sigma_n = 0'9178 \cdot 0'6 \cdot 1'00 \cdot 0'702 \cdot 406'55 = 157'163 \text{ MPa}$$

A continuación, se aplica el factor de concentración de tensiones mayorando la tensión en el criterio de Soderbergh:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} + K_f \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \leq \frac{1}{CS}$$

Siendo el torsor máximo de 60 Nm y mínimo de 0 Nm, se va a calcular las tensiones generadas y aplicando el criterio de Tresca se van a pasar esas tensiones tangenciales a normales:

$$T_{MEDI0} = \frac{T_{MÁX} - T_{MÍN}}{2} = \frac{60Nm - 0Nm}{2} = 30 \text{ Nm}$$

$$T_{ALTERNO} = \frac{T_{MÁX} + T_{MÍN}}{2} = \frac{60Nm + 0Nm}{2} = 30 \text{ Nm}$$

$$\tau_{mMÁX} = \frac{T_{MEDI0}}{I_0^A} \cdot R_{MÁX} = \frac{30 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{225.968'4764 \text{ mm}^4} \cdot 21 \text{ mm} = 2'7880 \text{ MPa}$$

$$\tau_{aMÁX} = \frac{T_{ALTERNO}}{I_0^A} \cdot R_{MÁX} = \frac{30 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{225.968'4764 \text{ mm}^4} \cdot 21 \text{ mm} = 2'7880 \text{ MPa}$$

Aplicando Tresca se obtiene la siguiente tensión normal: $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$

$$\sigma_m^{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau_{mMÁX}^2} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot 2'7880^2} = 5'576 \text{ MPa}$$

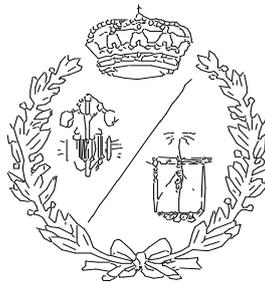
$$\sigma_a^{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau_{aMÁX}^2} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot 2'7880^2} = 5'576 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en el criterio de Soderbergh $K_f=1'00$, $\sigma_{yp} = 641'8$ MPa, $\sigma_m^{eq} = 5'576$ MPa, $\sigma_a^{eq} = 5'576$ MPa y $\sigma_e = 157'163$ MPa, y considerenado un coeficiente de seguridad de 2, se obtiene:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} + K_f \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \leq \frac{1}{CS} \rightarrow \frac{5'576}{641'8} + 1 \cdot \frac{5'576}{157'163} \leq \frac{1}{2} \rightarrow 0'04417 \leq 0'5$$

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO III. PLANOS

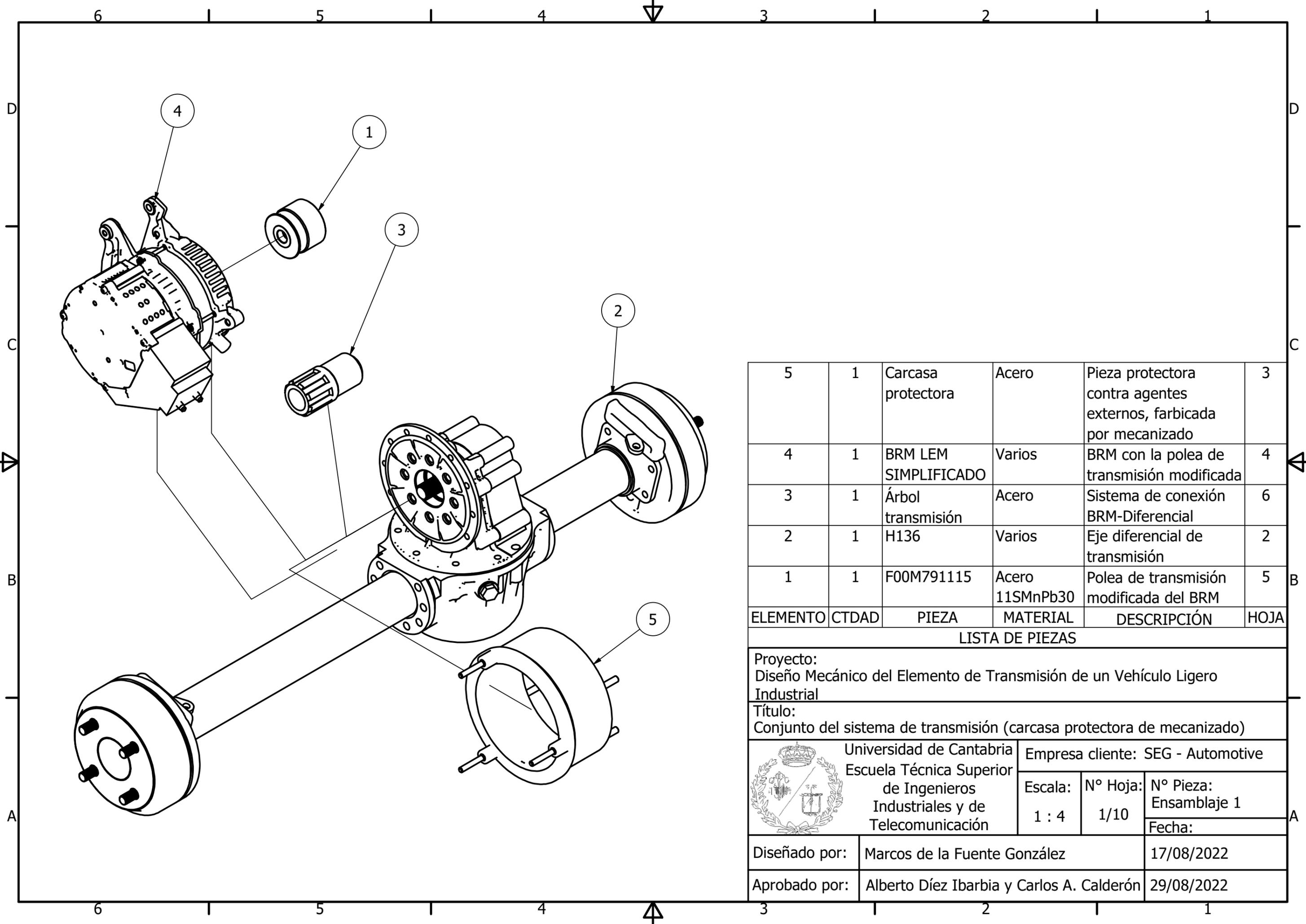
Autor: Marcos de la Fuente González

**Tutores: Alberto Díez Ibarbia, Dionisio Cagigas Fojaco,
Carlos Alberto Calderón Amo**

Septiembre – 2022

ÍNDICE

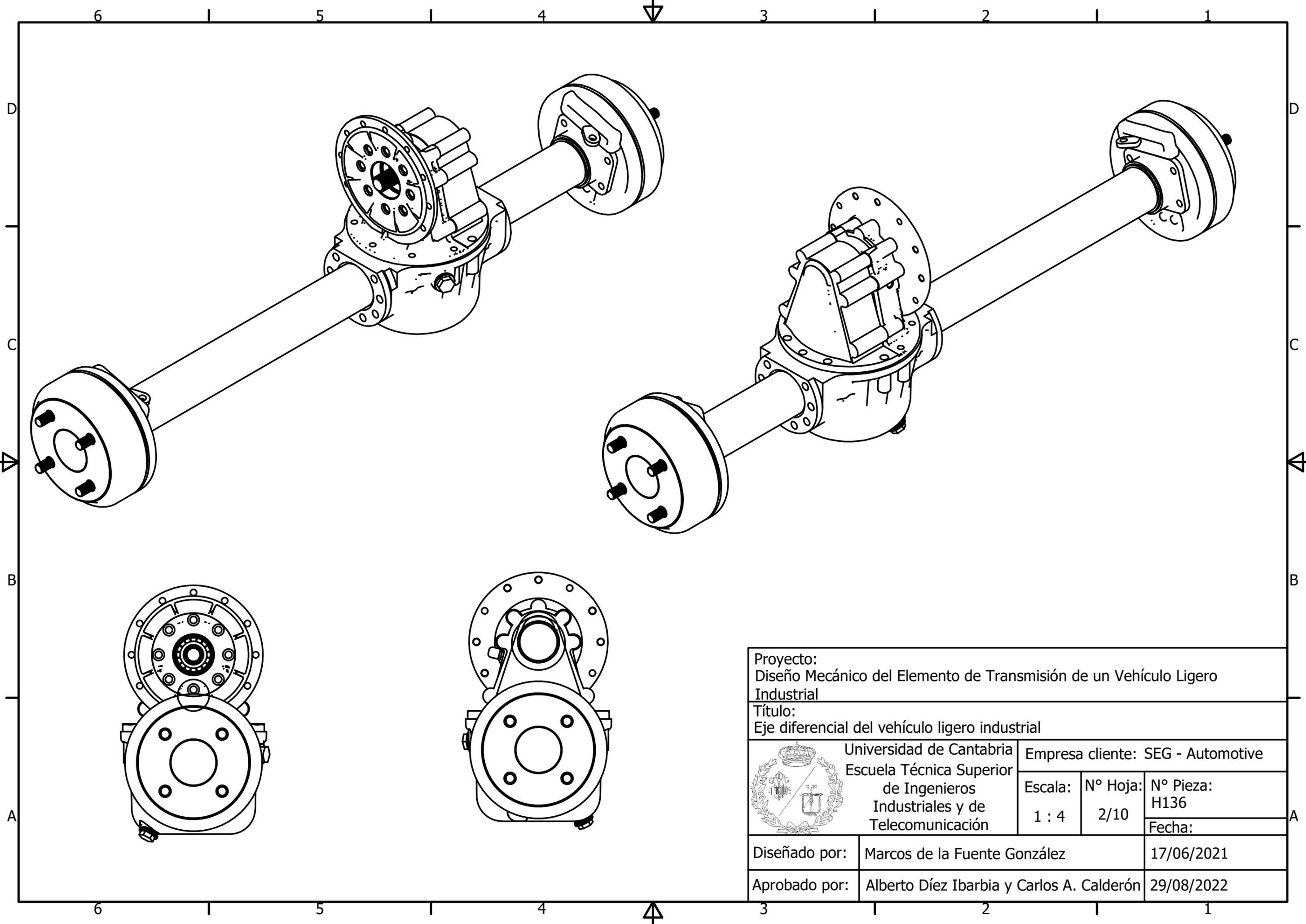
1. CONJUNTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN (CARCASA PROTECTORA DE MECANIZADO)	1
2. EJE DIFERENCIAL DEL VEHÍCULO LIGERO INDUSTRIAL.....	2
3. CARCASA DE PROTECCIÓN DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN (FABRICACIÓN POR MECANIZADO).....	3
4. BOOST RECOVERY MACHINE (BRM) CON LA POLEA DE TRANSMISIÓN MODIFICADA	4
5. POLEA DE TRANSMISIÓN MODIFICADA DEL BRM.....	5
6. ÁRBOL DE TRANSMISIÓN BRM-DIFERENCIAL	6
7. CONJUNTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN (CARCASA PROTECTORA MOLDEO).....	7
8. 1ª MITAD DE LA CARCASA PROTECTORA, FABRICADA POR MOLDEO.....	8
9. 2ª MITAD DE LA CARCASA PROTECTORA, FABRICADA POR MOLDEO.....	9
10. CONJUNTO CARCASA PROTECTORA, FABRICADA POR MOLDEO	10



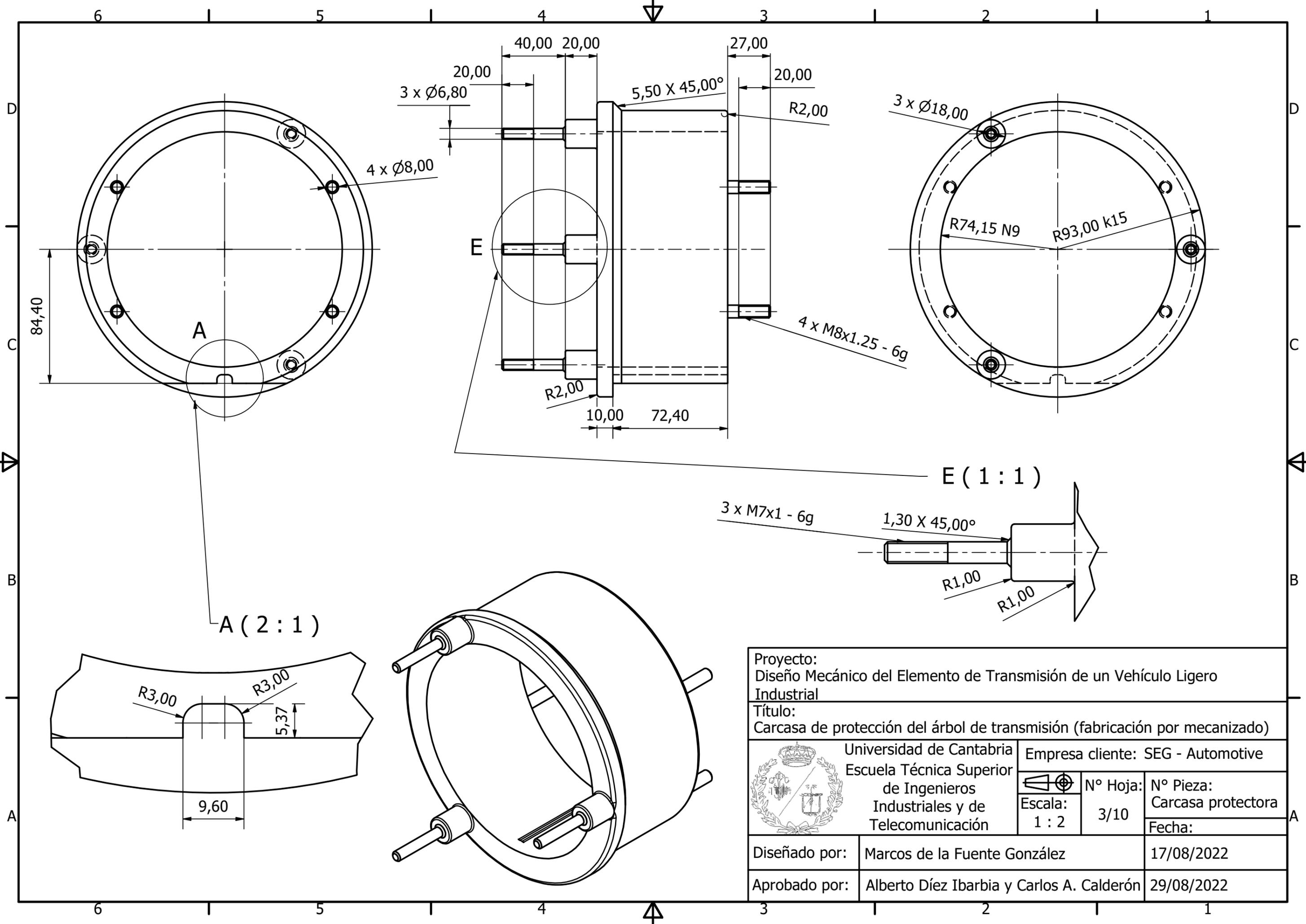
5	1	Carcasa protectora	Acero	Pieza protectora contra agentes externos, fabricada por mecanizado	3
4	1	BRM LEM SIMPLIFICADO	Varios	BRM con la polea de transmisión modificada	4
3	1	Árbol transmisión	Acero	Sistema de conexión BRM-Diferencial	6
2	1	H136	Varios	Eje diferencial de transmisión	2
1	1	F00M791115	Acero 11SMnPb30	Polea de transmisión modificada del BRM	5
ELEMENTO	CTDAD	PIEZA	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	HOJA

LISTA DE PIEZAS

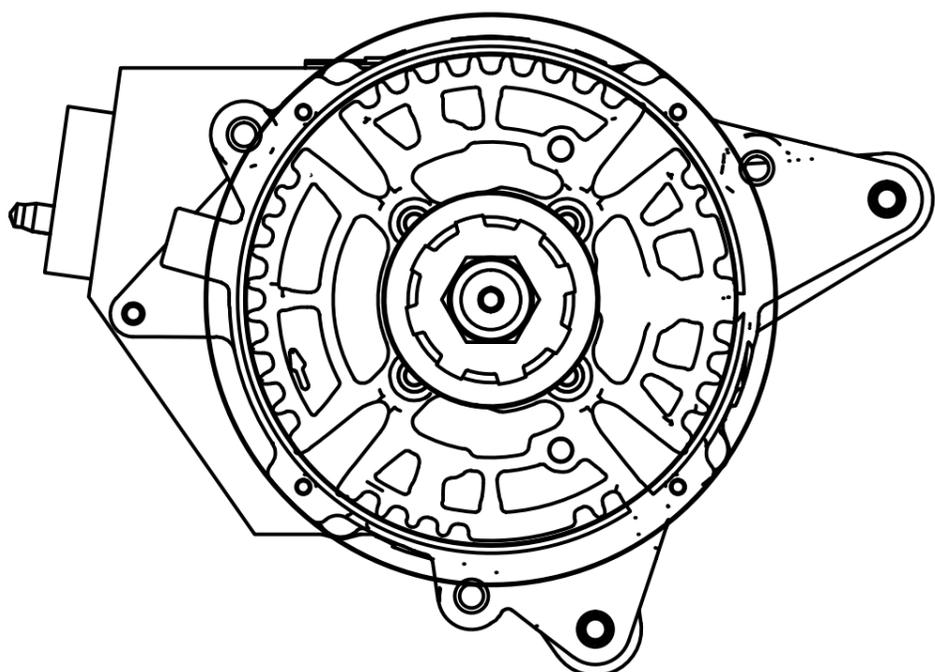
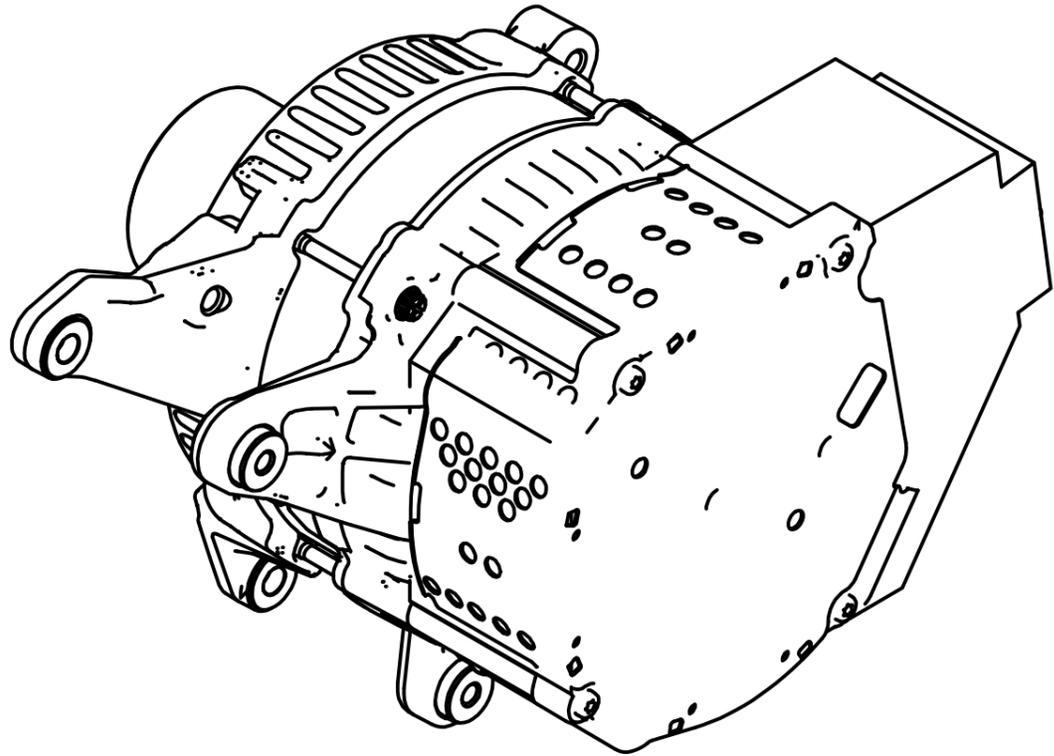
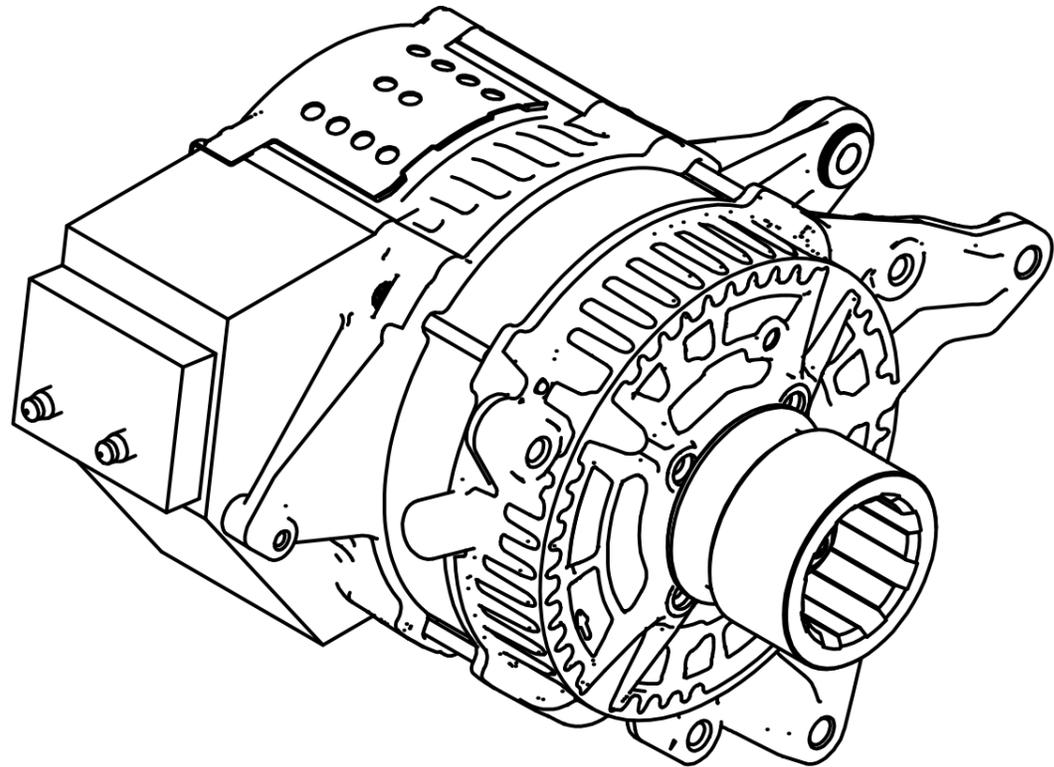
Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial					
Título: Conjunto del sistema de transmisión (carcasa protectora de mecanizado)					
	Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		Empresa cliente: SEG - Automotive		
	Escala: 1 : 4	N° Hoja: 1/10	N° Pieza: Ensamblaje 1		
	Fecha:				
Diseñado por: Marcos de la Fuente González		17/08/2022			
Aprobado por: Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón		29/08/2022			



Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: Eje diferencial del vehículo ligero industrial			
 Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive		
	Escala: 1 : 4	N° Hoja: 2/10	N° Pieza: H136
	Fecha:		
Diseñado por:	Marcos de la Fuente González		17/06/2021
Aprobado por:	Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón		29/08/2022



Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: Carcasa de protección del árbol de transmisión (fabricación por mecanizado)			
Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive		N° Hoja: 3/10 N° Pieza: Carcasa protectora
	Escala: 1 : 2	Fecha:	
Diseñado por:	Marcos de la Fuente González		29/08/2022
Aprobado por:	Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón		29/08/2022



Proyecto:
Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial

Título:
Boost Recuperation Machine (BRM) con la polea de transmisión modificada



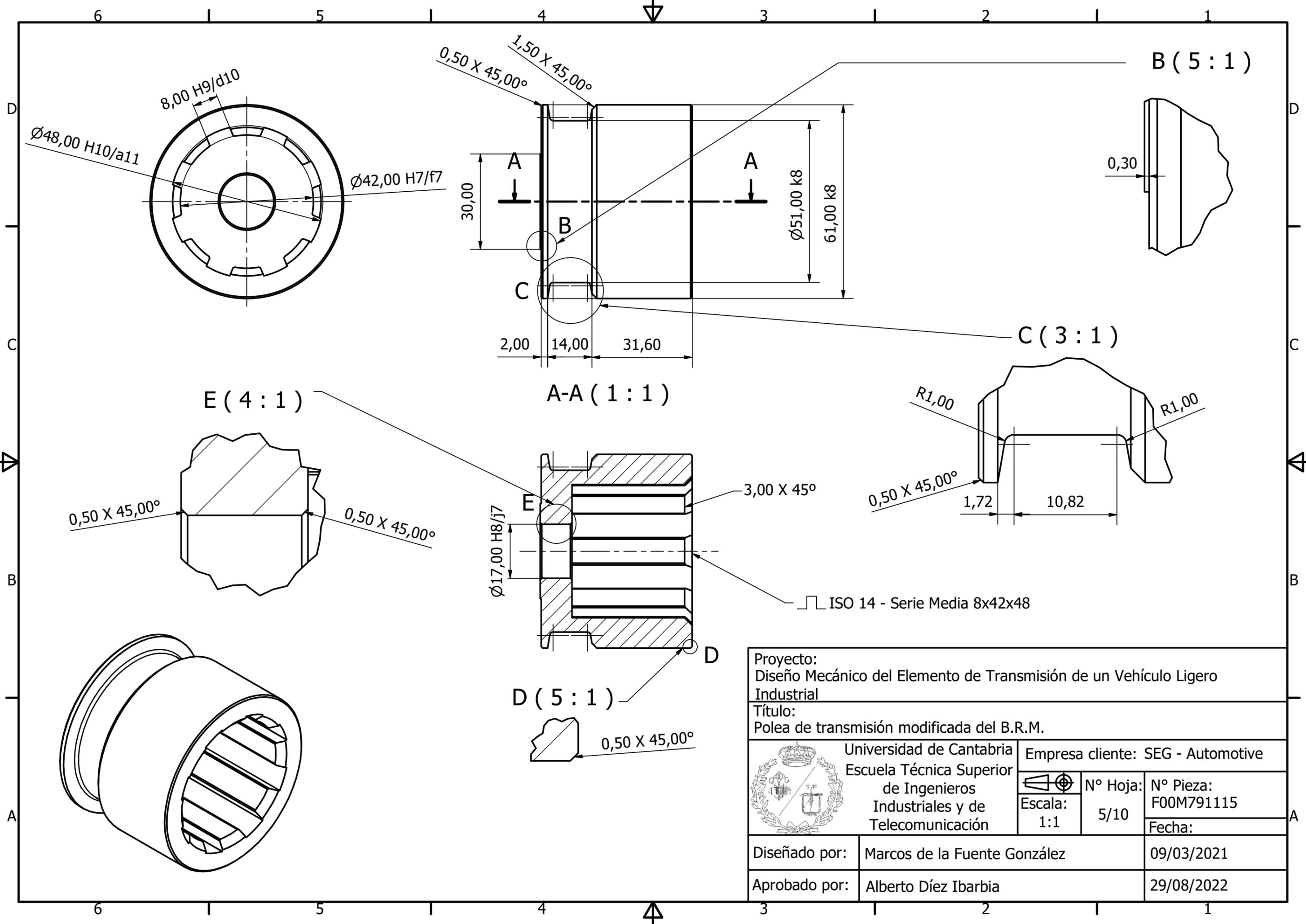
Universidad de Cantabria
Escuela Técnica Superior
de Ingenieros
Industriales y de
Telecomunicación

Empresa cliente: SEG - Automotive

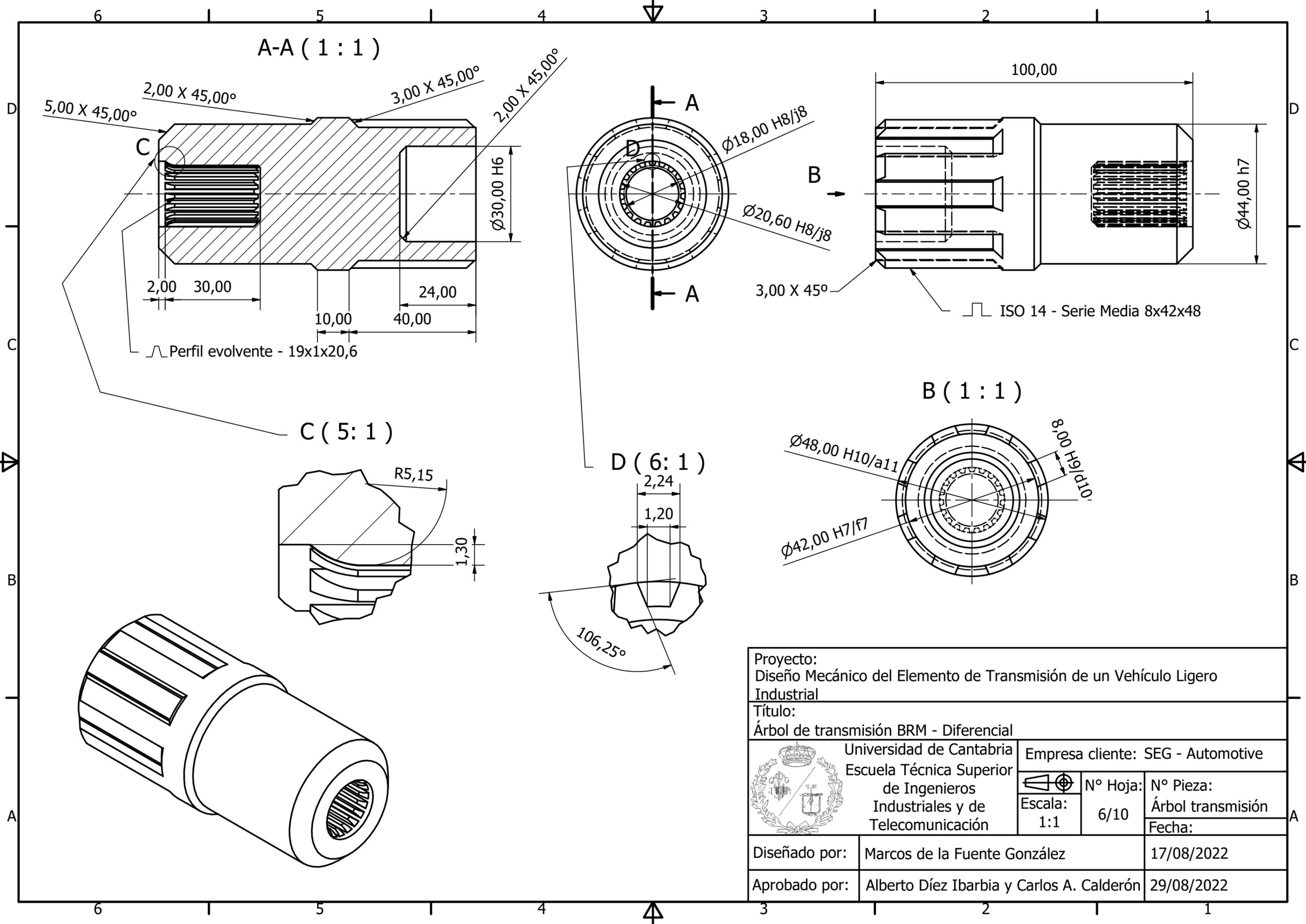
Escala: 1 : 2	Nº Hoja: 4/10	Nº Pieza: BRM
		Fecha:

Diseñado por:	Marcos de la Fuente González	17/08/2022
---------------	------------------------------	------------

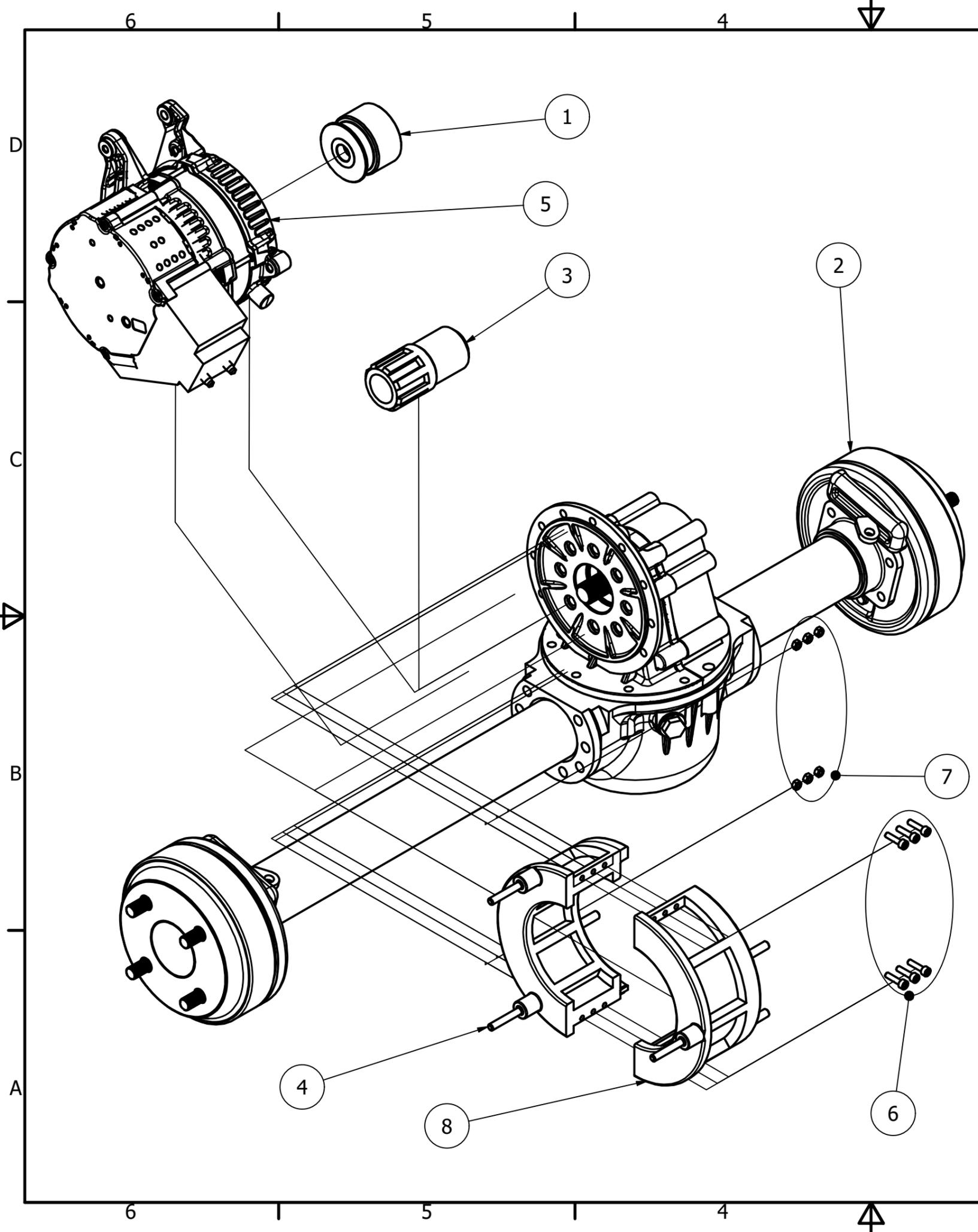
Aprobado por:	Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón	29/08/2022
---------------	---	------------



Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: Polea de transmisión modificada del B.R.M.			
Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive		
	Escala: 1:1	N° Hoja: 5/10	N° Pieza: F00M791115
Diseñado por: Marcos de la Fuente González		Fecha: 09/03/2021	
Aprobado por: Alberto Díez Ibarbia		29/08/2022	



Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: Árbol de transmisión BRM - Diferencial			
Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive		N° Hoja:
	Escala: 1:1	6/10	N° Pieza: Árbol transmisión
Diseñado por:	Marcos de la Fuente González		Fecha: 17/08/2022
Aprobado por:	Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón		29/08/2022



8	1	2ª Mitad carcasa	Fundición gris	Pieza protectora, fabricada por moldeo en arena	9
7	6	ISO 4032 - M5	Acero inoxidable, 440C	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	
6	6	ISO 4762 - M5 x 20	Acero inoxidable, 440C	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	
5	1	B.R.M. L.E.M. SIMPLIFICADO	Varios	BRM con la polea de transmisión modificada	4
4	1	1ª Mitad carcasa	Fundición gris	Pieza protectora, fabricada por moldeo en arena	8
3	1	Árbol transmisión	Acero	Sistema de conexión BRM-Diferencial	6
2	1	H136	Varios	Eje diferencial de transmisión	2
1	1	F00M791115	Acero 11SMnPb30	Polea de transmisión modificada del BRM	5
ELEMENTO	CTDAD	PIEZA	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	HOJA

LISTA DE PIEZAS

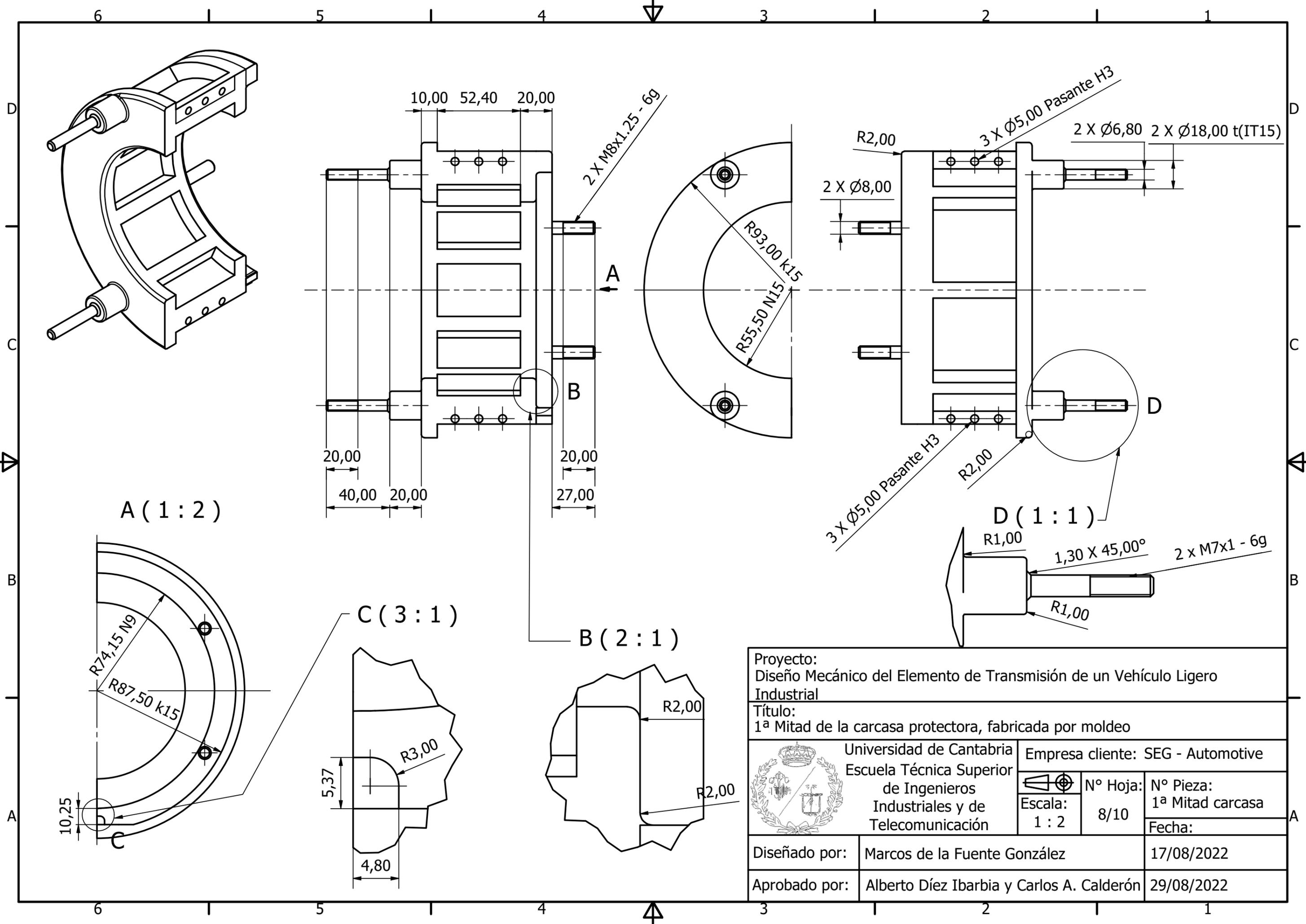
Proyecto:
Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial

Título:
Conjunto del sistema de transmisión (carcasa protectora moldeo)

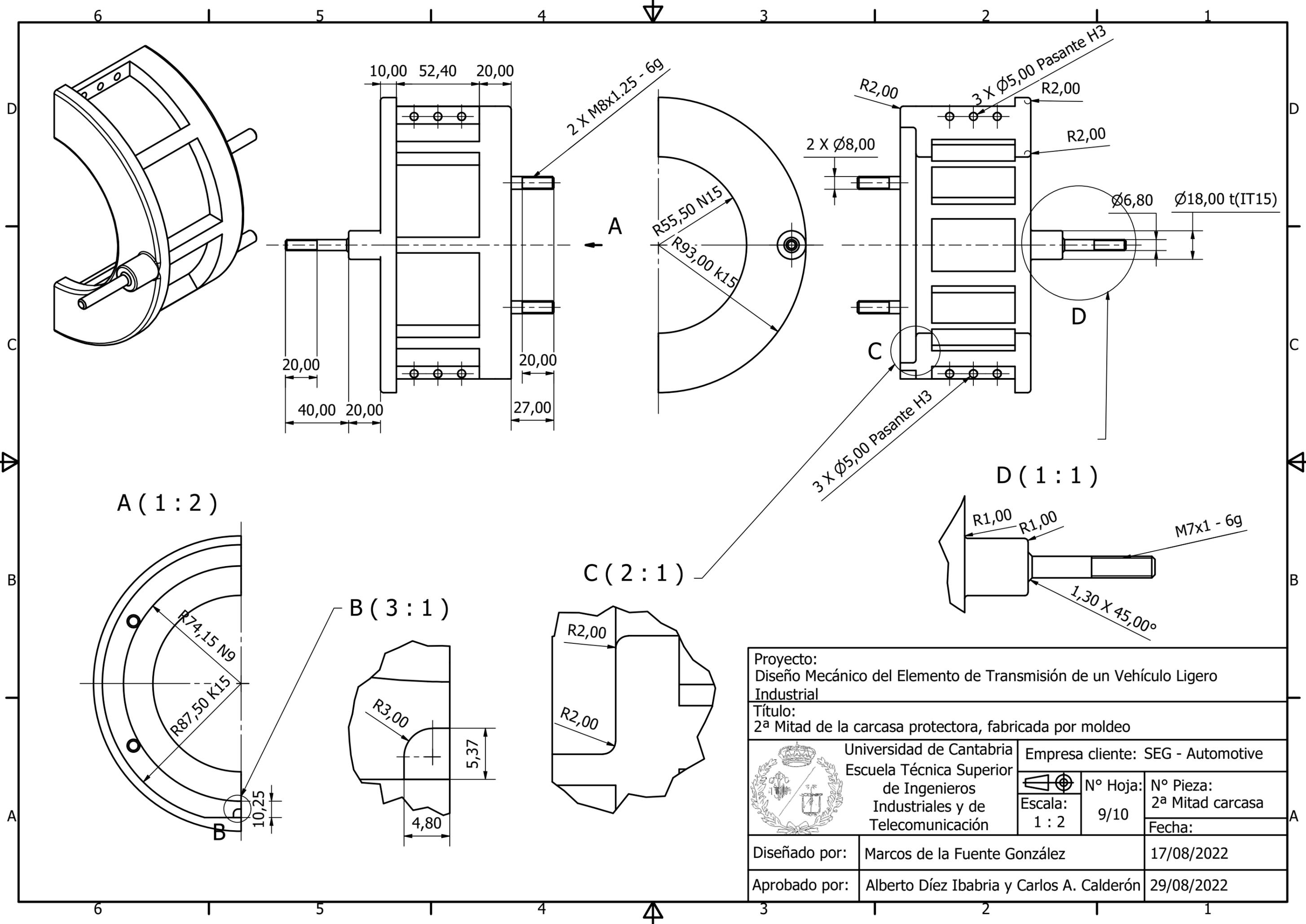
	Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive	
	Escala: 1 : 4	N° Hoja: 7/10	N° Pieza: Ensamblaje 2
	Fecha:		

Diseñado por: Marcos de la Fuente González 17/08/2022

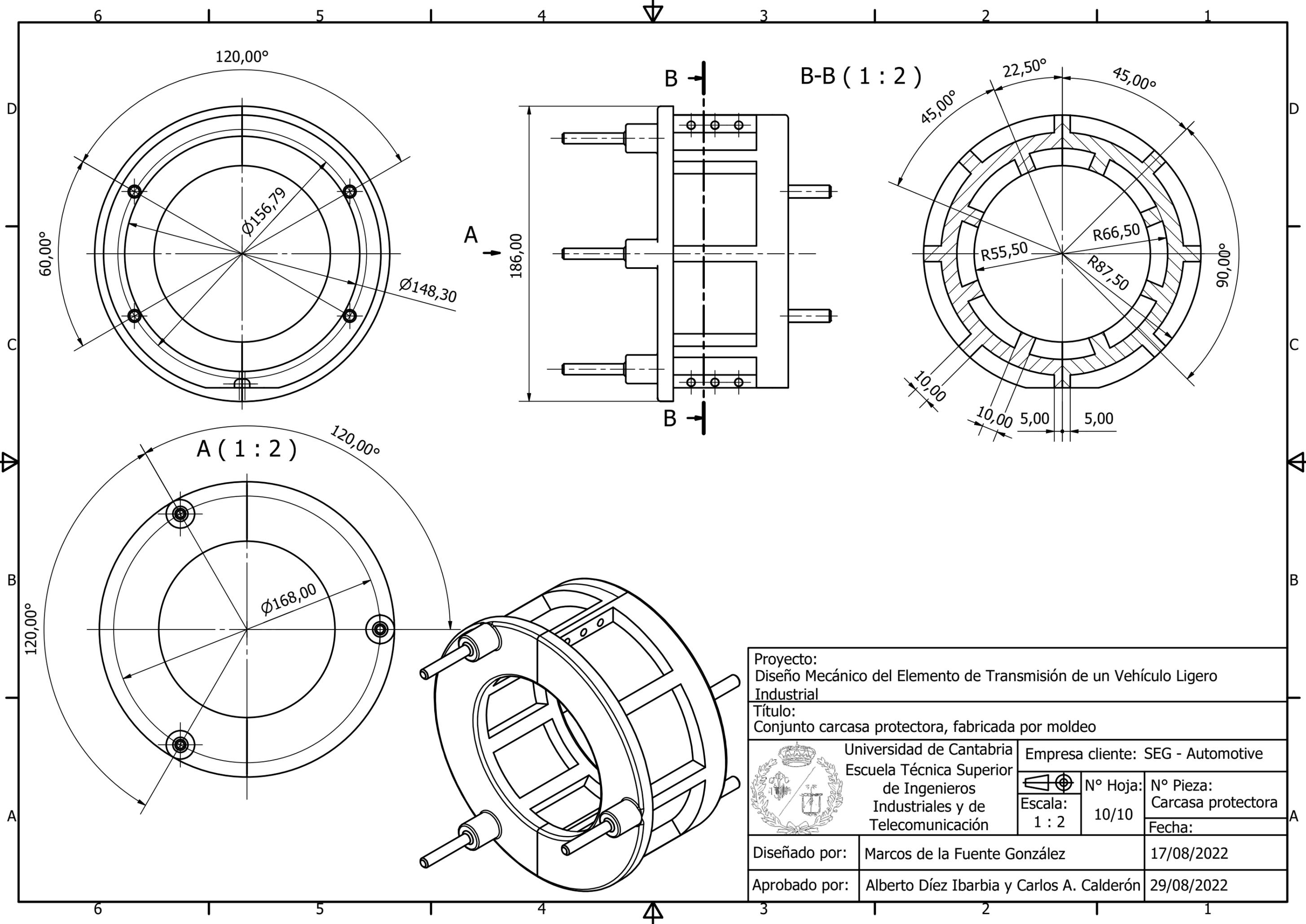
Aprobado por: Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón 29/08/2022



Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: 1ª Mitad de la carcasa protectora, fabricada por moldeo			
Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive		N° Hoja: 8/10 N° Pieza: 1ª Mitad carcasa
	Escala: 1 : 2	Fecha:	
Diseñado por:	Marcos de la Fuente González		17/08/2022
Aprobado por:	Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón		29/08/2022



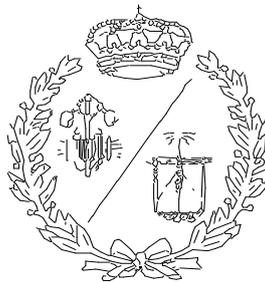
Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: 2ª Mitad de la carcasa protectora, fabricada por moldeo			
Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación	Empresa cliente: SEG - Automotive		N° Hoja: 9/10 N° Pieza: 2ª Mitad carcasa
	Escala: 1 : 2	Fecha:	
Diseñado por:	Marcos de la Fuente González		17/08/2022
Aprobado por:	Alberto Díez Ibarria y Carlos A. Calderón		29/08/2022



Proyecto: Diseño Mecánico del Elemento de Transmisión de un Vehículo Ligero Industrial			
Título: Conjunto carcasa protectora, fabricada por moldeo			
	Universidad de Cantabria Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		Empresa cliente: SEG - Automotive
	Escala: 1 : 2	N° Hoja: 10/10	N° Pieza: Carcasa protectora
Diseñado por: Marcos de la Fuente González		Fecha: 17/08/2022	
Aprobado por: Alberto Díez Ibarbia y Carlos A. Calderón		Fecha: 29/08/2022	

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO IV. PLIEGO DE CONDICIONES

Autor: Marcos de la Fuente González

**Tutores: Alberto Díez Ibarbia, Dionisio Cagigas Fojaco,
Carlos Alberto Calderón Amo**

Septiembre – 2022

ÍNDICE

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES.....	1
1.1 CONDICIONES ADMINISTRATIVAS	1
1.2 CONDICIONES LEGALES	1
1.2.1 CONTRATO	1
1.2.2 SEGURIDAD Y ACCIDENTES LABORALES.....	2
1.3 CONDICIONES FACULTATIVAS Y OBLIGACIONES DE LOS AGENTES INTERVINIENTES.....	2
1.3.1 PROMOTOR DEL PROYECTO.....	2
1.3.2 PROYECTISTA.....	2
1.3.3 DIRECTOR DE PROYECTO.....	2
1.3.4 EMPRESA CONSTRUCTORA	3
1.3.5 DIRECTOR FACULTATIVO.....	3
1.4 CONDICIONES ECONÓMICAS.....	4
1.4.1 CONTRATO	4
1.4.2 PRESUPUESTO.....	4
1.4.3 PLAZOS DE EJECUCIÓN.....	5
2. PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES.....	5
2.1 ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS	5
2.2 ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN.....	6
2.2.1 TRABAJOS DEFECTUOSOS	6
2.2.2 FABRICACIÓN	6
2.2.3 MONTAJE	6
2.3 CONDICIONES DE USO	7

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

Este documento tiene el objetivo de establecer la base y condiciones necesarias para explicar la ejecución del proyecto.

Siendo el objeto del proyecto, el diseño del sistema de transmisión de un vehículo ligero industrial y su proceso de fabricación, se definen las pautas técnicas, económicas, administrativas y legales para lograr con éxito el objeto del proyecto evitando posibles interpretaciones erróneas.

1.1 CONDICIONES ADMINISTRATIVAS

Para lograr con éxito el objeto del proyecto se establecen los documentos necesarios para su realización bajo las siguientes condiciones:

- Resumen de todo el conjunto de documentos técnicos, que conforman el proyecto, recogidos en la MEMORIA.
- Acta de los cálculos necesarios reflejados en el ANEXO DE CÁLCULOS.
- Los planos de detalle requeridos de las piezas diseñadas, reflejados en el anexo de PLANOS.
- El PLIEGO DE CONDICIONES, expuesto en el actual documento.
- El presupuesto total del proyecto y los presupuestos específicos que lo conforman, explicado en el documento de PRESUPUESTO.

1.2 CONDICIONES LEGALES

Estas condiciones legales se incluyen en el documento para constatar el papel de cada agente interviniente en el proyecto, así como sus responsabilidades y obligaciones.

1.2.1 CONTRATO

El contrato se conformará como un documento administrativo privado entre los dos agentes principales intervinientes del proyecto: el promotor del proyecto y el constructor.

Las condiciones del contrato deben de ser claras para ambas partes, evitando malinterpretaciones de este y diferencias entre las partes firmantes. En caso de que alguna de las partes implicadas no esté de acuerdo con las condiciones y cláusulas establecidas en este documento, se debatirán las condiciones de este, y ante la insistencia de negativa se derivará a los Tribunales Administrativos para obtener su resolución.

1.2.2 SEGURIDAD Y ACCIDENTES LABORALES

De acuerdo con la normativa vigente, en términos de seguridad en el trabajo, se deberá cumplir el Real Decreto 1215/1997, el cual establece las disposiciones mínimas de seguridad y salud para el uso de equipos de trabajo y la prevención de riesgos.

Como prevención de riesgos cabe destacar y recordar el buen mantenimiento de la zona de trabajo (limpieza, organización, etc.) para evitar posibles accidentes.

1.3 CONDICIONES FACULTATIVAS Y OBLIGACIONES DE LOS AGENTES INTERVINIENTES

1.3.1 PROMOTOR DEL PROYECTO

El promotor del proyecto es la empresa SEG-Automotive (Treto, Cantabria, España) y es la encargada de decidir, impulsar y financiar el proyecto. Tiene como obligaciones facilitar toda la información previa necesaria para el desarrollo y redacción del proyecto, gestionar las licencias y autorizaciones necesarias.

1.3.2 PROYECTISTA

El proyectista, en este caso, Marcos de la Fuente González es el agente designado por el promotor para la redacción del proyecto, y está sujeto a la normativa técnica y reglamentación obligatoria.

Las obligaciones del proyectista son poseer la titulación académica y profesional habilitante, cumplir con el código deontológico de su profesión, redactar el proyecto de acuerdo con la normativa vigente y definir de manera precisa el proyecto (cálculos, planos, anexos de especificaciones, etc.).

1.3.3 DIRECTOR DE PROYECTO

El director de proyecto será un agente designado por la empresa promotora SEG-Automotive que se encargará de realizar la dirección de todas las fases del proyecto gestionando los recursos humanos y materiales. Siendo su función solamente organizativa y de coordinación, sin responsabilidades técnicas salvo la de solicitar las licencias pertinentes en caso de no haberlo hecho el promotor.



1.3.4 EMPRESA CONSTRUCTORA

El constructor es el encargado de asumir contractualmente, con el promotor, la obligación de realizar la totalidad o parte de la ejecución del proyecto de acuerdo con este y al contrato. En caso de realizar solamente parte del proyecto, se encargará de la subcontratación de las fases pendientes por realizar.

Las obligaciones del constructor son ejecutar la “obra” sujeto al proyecto, la legislación vigente y la dirección facultativa, tener la capacitación profesional y habilidades necesarias para llevar a cabo la “obra”, designar al jefe de obra con la titulación y experiencia adecuada, y asignar los medios humanos y materiales necesario para la realización del proyecto.

Además de estas obligaciones, el constructor es el responsable de las medidas de seguridad necesarias, debiendo cumplir con los requisitos de prevención de riesgos laborales de acuerdo con la legislación vigente. Para ello se encarga de designar a un Coordinador de Seguridad y Salud, en caso de que no lo haya hecho el promotor, así como de firmar el acta de replanteo y comienzo de obra, el acta de recepción, y facilitar al director facultativo la información necesaria para la correcta coordinación y ejecución del proyecto de acuerdo con las condiciones especificadas en este.

El constructor desarrollará estas tareas y el trabajo de acuerdo con la documentación facilitada por el promotor y el proyectista, pero será el constructor es el responsable de disponer del personal capacitado necesario para la realización del trabajo, así como de su formación complementaria para la realización del proyecto.

1.3.5 DIRECTOR FACULTATIVO

En caso de que sea necesario el director facultativo normalmente es el propio proyectista, pero si no es así es designado por el promotor. De darse esta segunda situación, este técnico competente adquiere la responsabilidad sobre la calidad del proyecto recibido y por lo tanto debe revisarlo, ya que no ser el autor del proyecto no le exime de responsabilidades. Este cargo solo pueden ocuparlo titulados inscritos en el Colegio Profesional correspondiente, puede ser compartido simultáneamente por varios titulados de la misma especialidad y no es delegable a terceros, pero si es transferible entre titulados de la misma especialización.

La función de este técnico es ser el encargado de la dirección y del control de la ejecución del proyecto y se ha de realizar una supervisión constante o periódica. También el director puede asesorar al promotor con los contratistas, hace de intermediario entre la

propiedad y el contratista, y es el encargado de: aprobar cualquier modificación del proyecto, aprobar precios contradictorios, aprobar las certificaciones de los trabajos realizados, firmar el acta de recepción provisional y definitiva.

Con todo esto, el director facultativo tiene responsabilidades técnicas, civiles y penales, y por lo tanto se ha de encargar de que se ejecute todo de acuerdo con el proyecto y las modificaciones pertinentes, de asegurar el buen estado de las instalaciones, trabajos realizados, etc., durante la ejecución del proyecto, y de cualquier accidente derivado de su supervisión, pero no tiene ninguna responsabilidad de plazos ni costes.

1.4 CONDICIONES ECONÓMICAS

Las condiciones económicas son la garantía del correcto pago de los trabajos ejecutados correspondientes al proyecto, y por ello queda constancia de estas en el documento.

1.4.1 CONTRATO

El contrato se firmará antes del inicio de la ejecución de los trabajos correspondientes, y se firmará entre el agente solicitante del proyecto, el promotor, y el agente ejecutor de este, el constructor.

Los pagos acordados en el contrato se abonarán a la parte correspondiente en las fechas establecidas siendo de obligatoriedad su importe, siempre que se cumplan las condiciones establecidas por contrato. En el supuesto de que haya modificaciones del proyecto y con ello en los pagos y plazos de estos, se han de debatir nuevamente y llegar a un acuerdo.

En caso de incumplimiento de las cláusulas acordadas del contrato por cualquiera de las partes, se podrá rescindir el contrato.

1.4.2 PRESUPUESTO

El presupuesto debe incluir todos los datos e información sobre el precio de ejecución del proyecto respecto del punto de vista material, humano y administrativo, además de los impuestos correspondientes desglosados de cada parte. Este presupuesto se desglosará y agrupará en los grupos de precio que se crean necesarios incluyendo la totalidad de estos (costes directos, indirectos y complementarios).

Se realizará un presupuesto inicial, el cual ha de cumplirse una vez firmado el contrato y de que el constructor no haya hecho ninguna observación previa a la firma. En

caso de que durante la ejecución del proyecto sean necesarias modificaciones, ya sean del director facultativo o del constructor, y que estas afecten a los costes, o de modificaciones directamente del coste por cuestiones de mercado, estos costes serán debatidos entre el constructor y el director facultativo. Siendo este último el que tenga la última palabra, y en caso de no llegar a un consenso será el constructor el encargado de asumir el coste extra.

1.4.3 PLAZOS DE EJECUCIÓN

La ejecución de los trabajos y fases del proyecto se realizará conforme a lo acordado en el contrato entre el promotor y el constructor, respetando los plazos de las distintas fases y la correcta ejecución de estas.

En caso de retraso del proyecto se han establecido, en el contrato, una serie de penalizaciones que el promotor podrá activar si lo cree conveniente una vez debatido con el constructor el motivo de estas.

En el momento de finalización del proyecto, el constructor entregará el producto terminado al promotor y se liquidará el proyecto. En caso de que alguna de alguna de las partes no esté de acuerdo con la liquidación por ciertos motivos (incumplimiento de contrato, calidad final, etc.) y no se llegase a un acuerdo, el caso se dejaría en manos de los tribunales.

2. PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES

Este documento tiene el objetivo de explicar y aclarar las especificaciones del desarrollo del proyecto en sus distintas fases.

2.1 ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS

Para poder realizar el proyecto, el constructor está obligado a informar sobre el tipo de materiales y equipos que va a utilizar, así como su procedencia, características técnicas y calidad.

Tanto los materiales como equipos a utilizar deben de cumplir la normativa vigente, y se han de almacenar y mantener en las condiciones idóneas establecidas por la normativa correspondiente. Estos elementos no se han de utilizar en caso de deterioro o de ver algún defecto en ellos.

Los materiales y equipos utilizados por el constructor serán de su propia elección y criterio, mientras que en el proyecto no se especifiquen unos elementos concretos o con unas características concretas.

El constructor asumirá los estudios complementarios en caso de que sea necesario la comprobación de la calidad y las características de los materiales, así como del mantenimiento del equipo utilizado.

2.2 ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN

Este apartado se centra en las especificaciones de fabricación y montaje que explican la forma de ejecutar y controlar la realización del producto, equipos y material necesario, etc.

2.2.1 TRABAJOS DEFECTUOSOS

El constructor es el encargado de la realización del proyecto bajo las condiciones establecidas en este, y por lo tanto es el responsable de poner todos los medios necesarios de acuerdo con lo acordado en el contrato y establecido en el proyecto. Para lograr esto con éxito será responsable de que los equipos y materiales utilizados estén en las condiciones aptas y necesarias para cumplir con los requisitos de calidad exigidos. En caso de que se produzcan defectos en el producto debido a la utilización de materiales y equipos con defectos o en condiciones no aptas, el constructor será el único responsable debiendo rendir cuentas al promotor y rehaciendo el trabajo.

2.2.2 FABRICACIÓN

En cuanto a la fabricación del árbol de transmisión se utilizará una máquina CNC para el mecanizado mediante un torno.

Respecto de la patea del B.R.M., al ser una pieza realizada por un contratista de la empresa SEG-Automotive, el método de fabricación será el utilizado usualmente por dicho fabricante y en caso de tener que ser diferente, la decisión del método de fabricación compete al fabricante.

Para la creación de la carcasa protectora del sistema de transmisión el procedimiento a utilizar será el moldeo por arena.

2.2.3 MONTAJE

Antes de realizar el montaje del conjunto del sistema de transmisión, se realizará una verificación visual de cada una de las piezas para asegurar que no presentan daños o defectos. Una vez realizado esto, se procede al montaje de las piezas con los medios

disponibles por la empresa SEG-Automotive, garantizando la integridad de las piezas y el correcto mantenimiento preventivo (lubricación del sistema de transmisión).

2.3 CONDICIONES DE USO

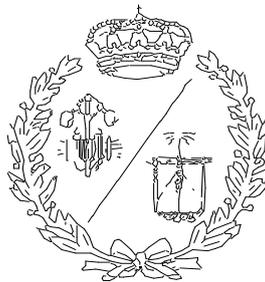
Respecto al uso del producto final, un sistema de transmisión de un vehículo ligero industrial vendrá limitado por la normativa vigente de vehículos ligeros industriales, la cual generalmente limita la velocidad máxima del vehículo a 15 Km/h.

Además, también estará limitado por la capacidad de carga y arrastre del vehículo, y del pico máximo de potencia del B.R.M. en el cual alcanza las 4500 r.p.m. y un torsió de 60 Nm.

Por último, es recomendable realizar un mantenimiento preventivo periódico del producto para asegurar su máxima vida útil. Dentro de este mantenimiento entra la correcta utilización del producto, mantenerlo alejado de zonas húmedas para evitar la oxidación, correcta limpieza para prevenir la corrosión en caso de haber vertido algo sobre el producto o para evitar la obstrucción del sistema de transmisión, correcta lubricación, etc.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO V. PRESUPUESTO

Autor: Marcos de la Fuente González

**Tutores: Alberto Díez Ibarbia, Dionisio Cagigas Fojaco,
Carlos Alberto Calderón Amo**

Septiembre – 2022

ÍNDICE

1. IMPORTE DEL PROYECTO.....	1
1.1 FABRICACIÓN.....	1
1.2 DISEÑO Y PROYECTOS.....	2
1.3 RESUMEN DE COSTES EL PROYECTO.....	3

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Presupuesto de fabricación.	2
Tabla 2: Presupuesto de diseño y proyectos.....	2
Tabla 3: Resumen de los costes del proyecto.	3

1. IMPORTE DEL PROYECTO

El presupuesto del proyecto engloba todas las partidas de costes que conforman el importe total de la ejecución del proyecto del sistema de transmisión. En este presupuesto se plantean los siguientes apartados:

- Fabricación: este apartado recoge todos los costes relacionados con la fabricación de las piezas como son materias primas, mano de obra de fabricación, etc.
- Diseño y proyectos: este apartado incluye el coste comercial y de los departamentos de diseño y proyectos.

1.1 FABRICACIÓN

Como el proyecto surge de una necesidad real de la empresa SEG Automotive, es esta la que ha proporcionado distintos datos para su realización como es el acero de fabricación del árbol de transmisión. SEG Automotive fabrica en su sede de Treto (Cantabria, España) el producto BRM que se plantea en este proyecto como motor eléctrico para el vehículo ligero industrial, y hay partes de este producto que los elaboran empresas con las que trabaja SEG Automotive, como por ejemplo la polea de salida del par de potencia. Así que, es una de estas empresas, con las que colabora SEG Automotive, la que desarrolla el presupuesto de fabricación.

El presupuesto es realizado por la empresa “Inderca Tools & Tooling” y es el que se ve en la siguiente Tabla 1. En este presupuesto se aprecia el coste de mecanización de las tres piezas que componen la transmisión:

- Árbol de transmisión.
- Polea modificada del BRM.
- Carcasa protectora: el coste de esta carcasa es el del modelo cuya fabricación es por mecanizado, el coste del otro modelo cuya fabricación es por moldeo en arena no se ha hecho. Esto es debido a que el objetivo del proyecto es el diseño del sistema de transmisión (árbol de transmisión y carcasa protectora), además de los elementos que haya que modificar para su fabricación aislada, es decir, no está planteado su fabricación en serie.

Respecto del coste de mecanizado de cada pieza, ya tienen incluidos los distintos aspectos de su fabricación: importe de mano obra, importe de material en bruto, etc.

Tabla 1: Presupuesto de fabricación.

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO	IMPORTE
Árbol de transmisión	1	675,00 €	675,00 €
Polea de transmisión modificada del BRM	1	450,00 €	450,00 €
Carcasa protectora	1	900,00 €	900,00 €
TOTAL IMPORTE SIN IVA			2.025,00 €

El coste total de la fabricación asciende a: **dos mil veinticinco euros (2.025,00 €)**

1.2 DISEÑO Y PROYECTOS

Se incluyen los costes comerciales y de los departamentos de proyectos y diseño en la Tabla 2.

Tabla 2: Presupuesto de diseño y proyectos.

DISEÑO Y PROYECTOS				
ARTÍCULO	UNIDAD MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	IMPORTE TOTAL (€)
Comercial	Horas	12	30,00	360,00
Departamento de proyectos	Horas	25	50,00	1250,00
Departamento de diseño	Horas	180	60,00	10.800,00
COSTE TOTAL DISEÑO Y PROYECTOS				12.410,00 €

El coste total de la ejecución del diseño y del proyecto asciende a : **doce mil cuatrocientos diez euros (12.410,00 €)**

1.3 RESUMEN DE COSTES EL PROYECTO

Tabla 3: Resumen de los costes del proyecto.

Importe de fabricación	2.025,00 €
Importe de diseño y proyectos	12.410,00 €
Total de costes directos	14.435,00 €
Administración y gestión (7% s/C. Directos)	1.010,45 €
Beneficio Industrial (17% s/C. Directos y Adm.)	2.625,73 €
Coste total sin IVA	18.071,18 €
IVA aplicable (21%)	3.794,95 €
Importe total sistema de transmisión	21.866,13 €

El importe de la ejecución del proyecto y fabricación del sistema de transmisión asciende a: **veintiún mil ochocientos sesenta y seis euros con trece céntimos de euro (21.866,13 €)**