



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Politécnica Superior de Alcoy

DISEÑO DE ADAPTACIÓN DE UNA CAJA DE CAMBIOS  
DE UNA MOTOCICLETA DE CROSS PARA  
CONDUCCIÓN POR CARRETERA.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Soler Mejías, Iván

Tutor/a: Martínez Sanz, Antonio Vicente

Cotutor/a: Montava Jordà, Sergi

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

## Resumen

Este proyecto se basa en optimizar el funcionamiento de una motocicleta propia para que se adapte a la conducción por carretera, ya que se trata de una motocicleta de cross (KTM EXC 250 2T).

Esto se conseguirá realizando modificaciones importantes a la caja de cambios, como por ejemplo cambiar el tipo de dentado de engranajes rectos a engranajes helicoidales, para incrementar el rendimiento de la caja y minimizar las vibraciones y el ruido.

Otra modificación importante reside en las relaciones de transmisión, las cuales van a ser alteradas para controlar mejor la salida en primera marcha y la caída de vueltas en cada marcha y de esta manera adaptar el funcionamiento a la conducción por carretera. Además, se va a realizar el diseño, cálculo y fabricación del nuevo tipo de dentado con las nuevas relaciones de transmisión.

Otra de las importantes modificaciones a considerar es el estudio y mejora del árbol de transmisión, ya que estará sometido a otro tipo de esfuerzos provocados por el cambio del tipo de dentado. Por tanto, se debe realizar un cálculo sobre el mismo, y si no resiste los nuevos esfuerzos, habrá que proceder a su diseño y posterior fabricación.

Además, también hay que hacer un estudio para la selección de los rodamientos, ya que los rodamientos originales no están diseñados para soportar el nuevo tipo de esfuerzo que provocan los engranajes helicoidales (axiales).

Finalmente se realizará un estudio económico completo de la adaptación de la caja a la conducción por carretera.

## Resum

Aquest projecte es basa en optimitzar el funcionament d'una motocicleta pròpia perquè s'adapti a la conducció per carretera, ja que es tracta d'una motocicleta de cros (KTM EXC 250 2T).

Això s'aconseguirà fent modificacions importants a la caixa de canvis, com per exemple canviar el tipus de dentat d'engranatges rectes a engranatges helicoidals, per incrementar el rendiment de la caixa i minimitzar les vibracions i el soroll.

Una altra modificació important resideix en les relacions de transmissió, les quals seran alterades per controlar millor la sortida a primera marxa i la caiguda de voltes a cada marxa i d'aquesta manera adaptar el funcionament a la conducció per carretera. A més, es realitzarà el disseny, càlcul i fabricació del nou tipus de dentat amb les noves relacions de transmissió.

Una altra de les importants modificacions a considerar és l'estudi i la millora de l'arbre de transmissió, ja que estarà sotmès a un altre tipus d'esforços provocats pel canvi del tipus de dentat. Per tant, cal fer-ne un càlcul, i si no resisteix els nous esforços, caldrà procedir al seu disseny i posterior fabricació.

A més, també cal fer un estudi per a la selecció dels rodaments, ja que els rodaments originals no estan dissenyats per suportar el nou tipus d'esforç que provoquen els engranatges helicoidals (axials).

Finalment es farà un estudi econòmic complet de l'adaptació de la caixa a la conducció per carretera.

## Abstract

This project is based on optimizing the operation of a motorcycle of its own so that it adapts to road driving, since it is a cross motorcycle (KTM EXC 250 2T).

This will be achieved by making major modifications to the gearbox, such as changing the gear type from spur gears to helical gears, to increase gearbox performance and minimize vibration and noise.

Another important modification resides in the gear ratios, which are going to be altered to better control the output in first gear and the drop in turns in each gear

and thus adapt the operation to road driving. In addition, the design, calculation and manufacture of the new type of tothing with the new transmission ratios will be carried out.

Another of the important modifications to consider is the study and improvement of the transmission shaft, since it will be subjected to other types of stress caused by the change in the type of tothing. Therefore, a calculation must be made on it, and if it does not resist the new efforts, it will have to be designed and subsequently manufactured.

In addition, a study must also be made for the selection of the bearings, since the original bearings are not designed to withstand the new type of stress caused by helical (axial) gears.

Finally, a complete economic study of the adaptation of the box to road driving will be carried out.

## **Motivo de elección**

El motivo de elección de este proyecto reside en que el autor es propietario de la motocicleta de cross nombrada.

En Octubre de 2021 se rompió la caja de cambios de la motocicleta, y se decidió aprovechar la oportunidad del autor de poder hacer un Trabajo de Final de Grado con la idea de reparar la caja de cambios y adaptar su funcionamiento para que posteriormente fuera utilizada por carretera.

## Agradecimientos

Me gustaría agradecer la ayuda y el compromiso que me han ofrecido las siguientes personas:

Mi tutor, Antonio Vicente Martínez Sanz, por haber aceptado ser mi tutor y por haberme enseñado información de tanto valor, además de haberme asesorado en lo que ha hecho falta.

A mis padres, por el apoyo incondicional que me brindan en todos los aspectos de mi vida, y por la motivación y educación que han sido capaces de darme para afrontar cualquier problema en la vida.

A mi hermana, por ser uno de los motores de mi vida y por haber celebrado mis logros como si fueran suyos.

A mis tíos y a mi abuela, por su apoyo absoluto y la motivación que me brindan para que luche por mis sueños.

Por último, agradecer a todos los profesores y al equipo de la Universidad Politécnica de València que han hecho posibles todo esto.

Espero que disfrutéis leyendo este proyecto.

# Memoria

## Índice

<b>CAPÍTULO I. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO. ....</b>	<b>10</b>
<b>1. Objetivos.....</b>	<b>11</b>
1.1 Objetivo general .....	11
1.2 Objetivo social .....	11
1.3 Objetivo tecnológico.....	11
1.4 Objetivo medioambiental.....	11
<b>2. Antecedentes.....</b>	<b>12</b>
2.1 Explicación de la caja de cambios.....	12
2.2 Descripción de su funcionamiento .....	14
2.3 Historia .....	17
2.4 Tipologías de cajas de cambios .....	19
2.5 Materiales empleados por la competencia .....	22
2.6 Procesos de fabricación empleados por la competencia: .....	23
2.7 Descripción de la caja modelo .....	24
<b>3. Justificación económica .....</b>	<b>25</b>
<b>CAPÍTULO II. INFORMACIÓN TÉCNICA DE LA CAJA. ....</b>	<b>26</b>
<b>4. Posibles cambios a realizar .....</b>	<b>27</b>
4.1 Optimización del tipo de dentado .....	27
4.1.1 Engranajes rectos.....	27
4.1.2 Engranajes helicoidales.....	28
4.1.3 Conclusión.....	28
4.2 Optimización de las relaciones de transmisión .....	29
4.2.1 Requisitos .....	29
4.2.2 Cambios a realizar.....	30
4.3 Optimización de los ejes de transmisión .....	31
4.3.1 Optimización de los ejes .....	31
4.3.2 Sustitución de los rodamientos .....	32
<b>5. Especificaciones técnicas.....</b>	<b>34</b>
<b>6. Despiece de la caja .....</b>	<b>35</b>
6.1 Despiece del eje primario .....	35
6.2 Despiece del eje secundario .....	38
6.3 Mecanismo selector .....	41



<b>Capítulo III. Desarrollo del proyecto .....</b>	<b>42</b>
<b>7 Estudio del dentado .....</b>	<b>43</b>
7.1 Posibles causas de fallo de un engranaje .....	43
7.1.1 Fallo por rotura del diente.....	43
7.1.2 Fallo por deterioro superficial .....	43
7.2 Selección del material de los engranajes .....	44
7.2.1 Definición de las condiciones de servicio .....	44
7.2.2 Cribado inicial .....	45
7.2.3 Elección del material.....	47
7.2.4 Ensayo estático estructural .....	47
7.3 Proceso de cálculo de engranajes según norma ISO 6336. ....	50
7.3.1 Coeficiente de seguridad a contacto ( $S_H$ ) .....	51
7.3.1.1 Tensión superficial de contacto $\sigma_H$ .....	51
7.3.1.1.1 Factor de aplicación de carga $K_A$ .....	51
7.3.1.1.2 Factor de carga dinámica $K_V$ .....	53
7.3.1.1.3 Factor de distribución longitudinal $K_{H\beta}$ .....	57
7.3.1.1.4 Factor de distribución transversal de carga $K_{H\alpha}$ .....	59
7.3.1.1.5 Tensión ideal de Hertz $\sigma_{H0}$ .....	63
9.3.1.1.5.1 Factor de zona $Z_H$ .....	63
7.3.1.1.5.2 Factor de elasticidad $Z_E$ .....	64
9.1.3.1.5.3 Factor del grado de recubrimiento $Z_\epsilon$ ...	64
9.3.1.1.5.4 Factor del ángulo de hélice $Z_\beta$ .....	64
7.3.1.1.5.5 Fuerza tangencial $F_t$ .....	65
7.3.1.2 Tensión máxima admisible de contacto $\sigma_{HG}$ .....	65
7.3.1.2.1 Tensión admisible en condiciones ideales $\sigma_{Hlim}$ .	65
7.3.1.2.2 Factor de vida $Z_{NT}$ .....	66
7.3.1.2.3 Factor de lubricación $Z_L$ .....	67
7.3.1.2.4 Factor de velocidad $Z_V$ .....	68
9.3.1.2.5 Factor de rugosidad $Z_R$ .....	68
7.3.1.2.6 Factor de endurecimiento superficial $Z_w$ .....	69
7.3.1.2.7 Factor de tamaño $Z_x$ .....	70
7.3.2 Coeficiente de seguridad a flexión ( $S_F$ ) .....	71
7.3.2.1 Tensión superficial de flexión $\sigma_F$ .....	71
7.3.2.1.1 Factor de aplicación de carga $K_A$ .....	71

7.3.2.1.2	Factor de carga dinámica $K_v$ .....	73
7.3.2.1.3	Factor de distribución longitudinal de la carga aplicada $KH\beta$ .....	77
7.3.2.1.4	Factor de distribución transversal de carga en la base $K_{F\alpha}$ .....	77
7.3.2.1.5	Tensión nominal de flexión en la base del diente..	80
7.3.2.1.5.1	Factor de forma $YF$ , factor de tensión $YS$ y factor de cabeza $YFS$ .....	81
7.3.2.1.5.2	Factor de hélice $Y\beta$ .....	83
7.3.2.1.5.3	Factor de espesor $YB$ .....	84
7.3.2.1.5.4	Factor de profundidad del diente $YDT$ ..	84
7.3.2.2	Tensión máxima admisible de flexión $\sigma_{FG}$ .....	85
7.3.2.2.1	Tensión admisible de flexión en condiciones ideales $\sigma_{Flim}$ .....	85
7.3.2.2.2	Factor corrector de tensión $Y_{ST}$ .....	85
7.3.2.2.3	Factor de vida $Y_{NT}$ .....	85
7.3.2.2.4	Factor de sensibilidad relativa a la entalladura $Y_{\delta_{relT}}$ .....	86
7.3.2.2.5	Factor de superficie $Y_{R_{relT}}$ .....	87
7.3.2.2.6	Factor de tamaño $Y_x$ .....	88
7.4	Hipótesis de cálculo y resultados .....	89
7.5	Conclusiones sobre el cálculo de engranajes. ....	95
<b>8.</b>	<b>Cálculo a resistencia de los ejes.....</b>	<b>96</b>
<b>9.</b>	<b>Selección de los nuevos rodamientos.....</b>	<b>100</b>
9.1	Selección de rodamientos del eje primario.....	100
9.2	Selección de rodamientos del eje secundario.....	106
<b>10.</b>	<b>Fabricación .....</b>	<b>112</b>
10.1	Proceso de fabricación de los engranajes .....	112
10.1.1	Explicación del proceso .....	112
10.1.2	Descripción de las herramientas necesarias. ....	113
10.2	Montaje de la caja de cambios.....	116
	<b>Capítulo IV. Estudio económico. ....</b>	<b>117</b>
<b>11.</b>	<b>Presupuesto.....</b>	<b>118</b>
11.1	Presupuesto de elementos normalizados .....	118
11.2	Presupuesto de los elementos a fabricar .....	119

11.2.1 Coste de la materia prima .....	119
11.2.2 Coste de fabricación .....	120
11.3 Coste del montaje.....	121
11.4 Resumen del presupuesto .....	121
11.5 Comparación con la caja original.....	121
<b>Capítulo V. Anejos. ....</b>	<b>122</b>
<b><i>Anejo 1. Índice de ilustraciones.....</i></b>	<b>123</b>
<b><i>Anejo 2. Índice de tablas.....</i></b>	<b>128</b>
<b><i>Anejo 3. Planos.....</i></b>	<b>130</b>
<b><i>Anejo 4. Normativa aplicada .....</i></b>	<b>148</b>
<b><i>Anejo 5. Referencias. ....</i></b>	<b>149</b>

# *CAPÍTULO I. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.*

La finalidad de este capítulo es introducir al lector en el mundo de las cajas de cambios, comentar los objetivos del proyecto y por último justificarlo.

## 1. Objectivos

### 1.1 Objetivo general

El objetivo general de este proyecto es cambiar el tipo de funcionamiento de una caja de cambios de una motocicleta de cross (KTM EXC 250 2T) por un funcionamiento menos agresivo y más conservador, para que la motocicleta pueda adaptarse cómodamente a la conducción por carretera.

### 1.2 Objetivo social

Su objetivo social es crear empleo a la gente que vaya a llevar a cabo la fabricación de los engranajes y a la que vaya a transportar a la caja o sus componentes por motivo de venta o fabricación.

### 1.3 Objetivo tecnológico

El principal objetivo tecnológico de este proyecto es mejorar la calidad de conducción de la motocicleta. Esto se conseguirá realizando breves cambios de diseño que incrementaran las prestaciones finales de la caja y que cambiarán el funcionamiento de la misma.

El segundo objetivo tecnológico es que la vibración de la caja sea menor que la de su competidora, lo cual implicará una mejora en las características de resistencia a la fatiga.

El tercer objetivo es garantizar un cambio rápido, dinámico y seguro que no intervenga en la estabilidad del vehículo.

Otro de sus objetivos tecnológicos es utilizar materiales resistentes y fiables, que garanticen una mayor durabilidad y funcionamiento.

### 1.4 Objetivo medioambiental

Su objetivo medioambiental es que los materiales de los que esté compuesta la caja sean, si cabe la posibilidad, reciclables o al menos que contaminen lo mínimo posible cuando la caja esté fuera de servicio.

Otro objetivo medioambiental es que los procesos de fabricación de los engranajes sean lo menos contaminantes posible.

## 2. Antecedentes

### 2.1 Explicación de la caja de cambios

La caja de cambios es un sistema de transmisión usado en su mayor parte por vehículos, que tiene como función principal dar versatilidad a los motores de combustión interna.

Aporta versatilidad porque es capaz de multiplicar el par y la velocidad, uno a la inversa del otro, haciendo que los vehículos puedan circular dentro de un rango muy amplio de velocidades con el par adecuado en cada momento para entregar la potencia necesaria.

Esto es de gran importancia ya que sin este sistema los vehículos solo podrían desplazarse a una determinada velocidad y no podrían variar el par motor.

La caja de cambios por lo general está compuesta por cinco elementos principales:

- **Árbol primario:** es el que está conectado al motor y por tanto gira a la misma velocidad y sentido que este.
- **Árbol secundario:** este es el que se encarga de transmitir el par al eje conductor de las ruedas, o a ambos si es tracción a las cuatro ruedas. Su velocidad de giro viene definida por la relación de transmisión de la marcha engranada y la velocidad de giro del primario.
- **Engranajes:** estas ruedas dentadas se encuentran por parejas y se van desplazando por los árboles gracias a los mecanismos selectores para que la relación sea la adecuada en cada situación.
- **Palanca de cambios:** se encarga de mover los selectores para seleccionar la marcha adecuada en cada momento.
- **Mecanismos selectores:** son elementos diseñados para elegir el piñón correcto según el movimiento que realice.
- **Carcasa protectora:** se trata de una especie de tapa que cubre todo el sistema con tal de garantizar que no entre suciedad y que no salga ni una gota de aceite, es decir, garantiza la estanqueidad.



*Ilustración 1. Imagen de un árbol de transmisión*

En la imagen anterior se pueden apreciar perfectamente algunos de los elementos principales de la caja de velocidades: los dos ejes y las parejas de engranajes.

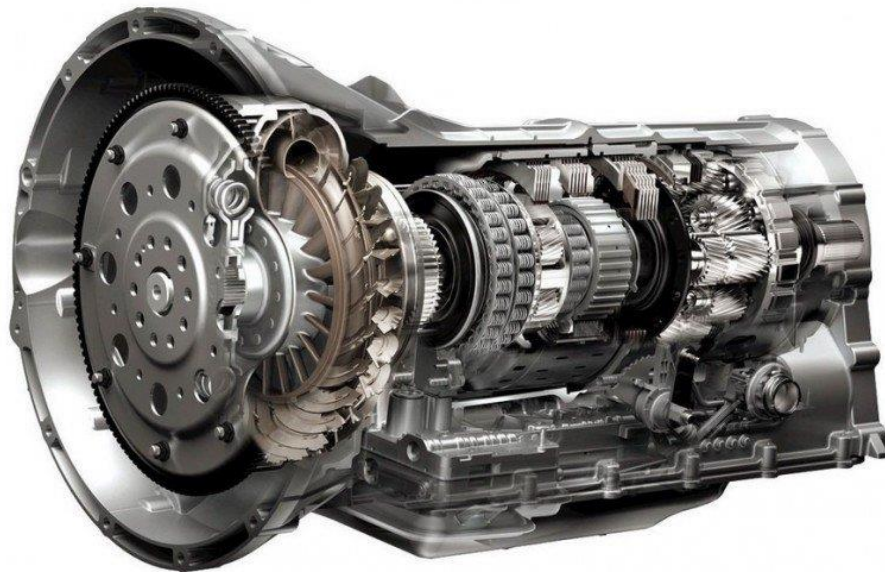
Cabe destacar que la caja también cuenta con elementos auxiliares en los que se profundizará posteriormente, como por ejemplo: rodamientos, apoyos, tornillería...

Las transmisiones de velocidad se rigen principalmente por la siguiente ecuación:

$$P = M \cdot \omega$$

Donde:

- $P$  es la potencia (W)
- $M$  es el par motor (Nm)
- $\omega$  es la velocidad angular (rad/s)



*Ilustración 2. Imagen de una caja de cambios.*

Esta ecuación expresa perfectamente el principio de las transmisiones de velocidades.

Para entregar una misma potencia, cuanto mayor sea el par menos velocidad angular será necesaria, y cuanto mayor sea la velocidad angular menos par será necesario.

Gracias a esta ley podemos tener diferentes velocidades adecuadas a diferentes situaciones, que hacen que el vehículo portador de esta transmisión tenga una gran versatilidad.

## 2.2 Descripción de su funcionamiento

El eje de salida del motor debe estar conectado al eje que transmite la fuerza a las ruedas por una pareja de engranajes, y en función de la relación de transmisión de esa marcha, las ruedas girarán a una determinada velocidad y con un determinado torque, para un régimen de giro del motor.

Cuando el conductor pisa el embrague, este se separa del motor y la palanca de cambios mueve los mecanismos selectores hacia la respectiva marcha, luego se suelta el embrague y el motor vuelve a engranar y a transmitir fuerza.

En cada marcha la transmisión de potencia es distinta, esto es debido a las relaciones de transmisión de cada una. Para entender esto de manera más clara, primero se va a explicar que es la velocidad angular.

La velocidad angular ( $\omega$ ) mide la rotación angular realizada por un elemento circular en una unidad de tiempo.



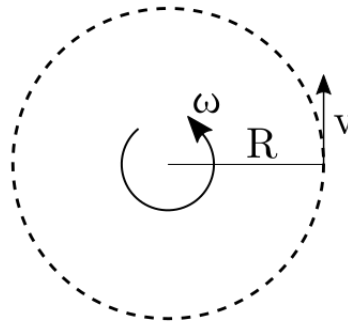


Ilustración 3. Explicación de la velocidad angular.

$$\omega = V \cdot R$$

Como se puede apreciar la velocidad angular depende del radio, extrapolando esto a la transmisión de engranajes, se puede afirmar que: para un mismo régimen de giro, cuanto mayor sea el radio del engranaje conductor, mayor será la velocidad angular y por ende menor será el par necesario para generar la potencia deseada.

Por ejemplo, la primera marcha tendrá la relación de transmisión más pequeña de todas, por tanto el radio de su engranaje conductor será mucho menor al de su engranaje conducido y esto implica que la velocidad angular que llevará el engranaje conducido será muy pequeña y será necesario un par elevado para desarrollar toda la potencia.

Por esa razón las marchas juegan un papel tan importante, ya que tener diferentes relaciones de transmisión permite entregar la potencia necesaria en situaciones en las que el coche lleva poca velocidad y requiere de mucho par, como en una cuesta, o en situaciones en las que el coche ya lleva una alta velocidad y necesita poco par.

A todo esto hay que añadirle un detalle, y es que los motores tienen un rango de régimen de giro óptimo, y rangos en los que la potencia se pierde o es muy pequeña.

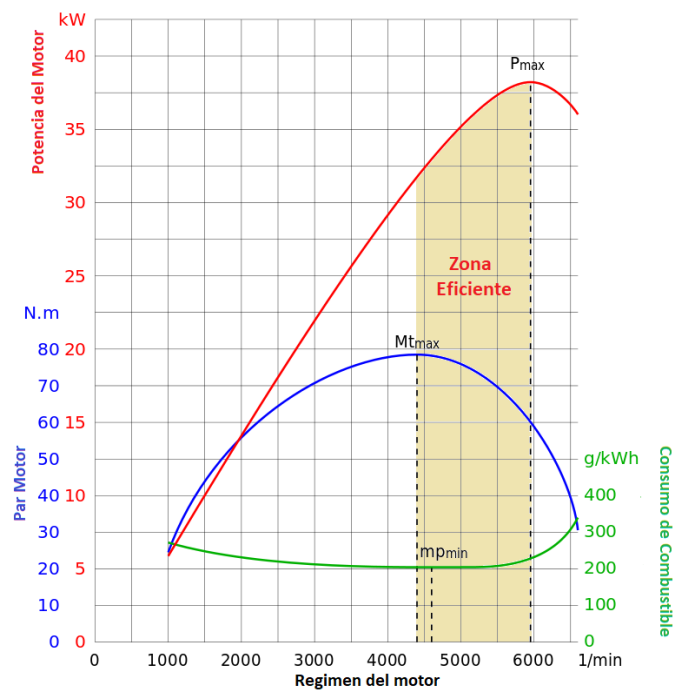


Ilustración 4. Régimen de giro óptimo.

En este gráfico se aprecian perfectamente los rangos nombrados, en el caso de este motor el rango óptimo está entre unas 4400rpm y 6000rpm, ya que la potencia sigue aumentando mientras el par se disminuye.

El rango de funcionamiento menos eficiente es el posterior al óptimo, porque es el que mayor consumo presenta y la potencia no aumenta, sino que disminuye.

Un rango aceptable para maximizar la eficiencia en una conducción más tranquila sería entre 3000 y 6000rpm, en este rango el consumo es mínimo y la potencia creciente.

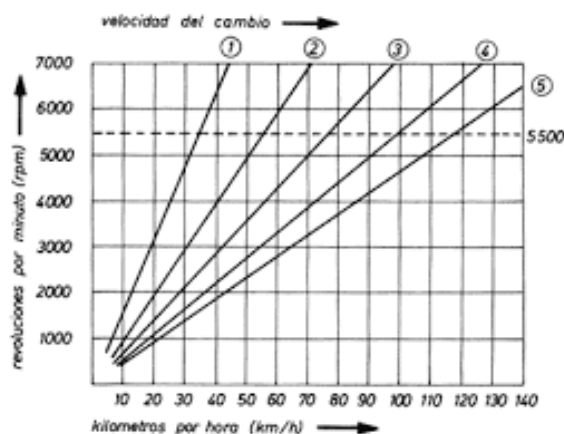


Ilustración 5. Caídas por cambio de marcha.

En este gráfico se muestra cómo serían las caídas de rpm en cada cambio de marcha, se observa que en las primeras es mucho mayor que en las últimas, esto pasa en todos los motores.

## 2.3 Historia

Los primeros estudios realizados en referencia a una caja de cambio de velocidades se remontan al año 1500, cuando Leonardo DaVinci inventó la primera caja de cambios de la historia, una caja capaz de entregar un par motor de 50Nm y alcanzar una velocidad de 15km/h. No tenía carcasa y estaba hecha de madera, pesaba entre unos 10 a 15 kilogramos.

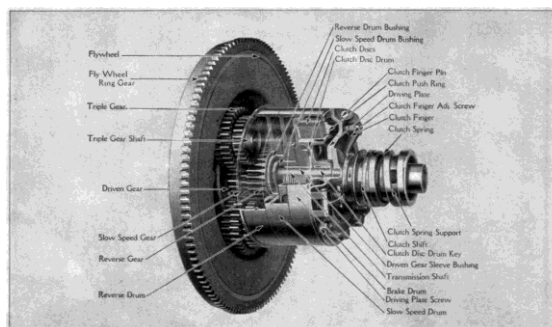


*Ilustración 6. Caja de cambios de DaVinci.*

En el año 1889, el británico Fred Lanchester inventó el engranaje epicíclico, un descubrimiento que significaba un gran avance respecto a las anteriores cajas. Este engranaje permitía que la transmisión no se parara durante el cambio de velocidad.

Cinco años después, en 1894, surgió una innovación, una caja de dos velocidades en la cual los engranajes estaban dispuestos de manera ordenada y efectiva, y que además eran de un material mucho más resistente, acero. Esta caja era capaz de llegar a los 35km/h y a un par máximo de 50Nm.

En 1920, Henry Ford diseñó el exitoso modelo T, el cual contaba con dos velocidades y marcha atrás.

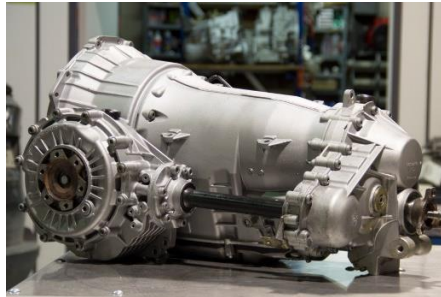


*Ilustración 7. Modelo en T de Henry Ford.*

Walter Gordon Wilson desarrolló en 1928 la primera caja de cambios epicíclica con un pedal y una palanca que permitían seleccionar la velocidad. Era la primera caja que contaba con tres velocidades y marcha atrás.

Su inconveniente era que se producía un gran desgaste en las piezas cada vez que arrancaba. Esta caja permitía al vehículo que la portara alcanzar una velocidad de 60km/h y un par máximo de 180Nm.

Fue una década mas tarde cuando la empresa General Motors diseño la primera caja con cuatro velocidades y automática. Además contaba con un sistema de cambio rápido de velocidad.



*Ilustración 8. Caja automática de General Motors.*

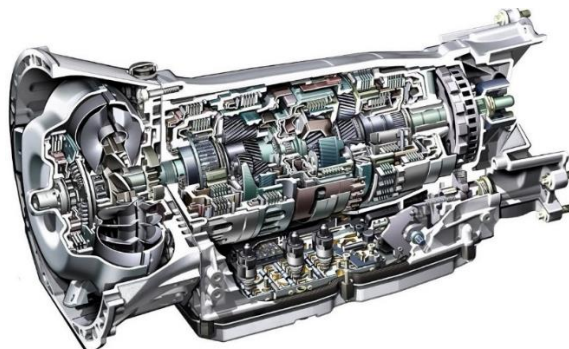
En 1950 aparece por primera vez una caja con cinco velocidades con cambio automático. Estaba construida con aleaciones de acero y era capaz de ofrecer un par motor de 250Nm y alcanzar una velocidad de 100km/h.



*Ilustración 9. Primera caja de cinco velocidades.*

Y es en la década de 1980 cuando se realizaron grandes mejoras a las cajas de cambios, apareciendo cajas de 6 velocidades, más ligeras y eficientes. Estas contaban con un sistema neumático y un compresor alimentado para activar el servoembrague. Podían llegar a 120km/h y a un par máximo de 260Nm.

En la actualidad son más robustas y pesadas, ya que tienen una velocidad más, oscilan entre 70 y 100 kilogramos. La mayoría de las cajas actuales son programables por la ecu del vehículo. Oscilan entre 140 y 250km/h y pueden llegar a entregar un par de unos 500Nm.



*Ilustración 10. Caja de cambios actual*

## 2.4 Tipologías de cajas de cambios

- **Caja de cambios manual:** las cajas de cambios manuales no son capaces de alterar la posición de los engranajes por si mismas, necesitan un agente externo que realice los cambios. Sin embargo, si permiten cambiar las velocidades con total libertad, es decir, se puede pasar de la primera velocidad a la cuarta sin pasar por la tercera.

### PARTES DE UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL

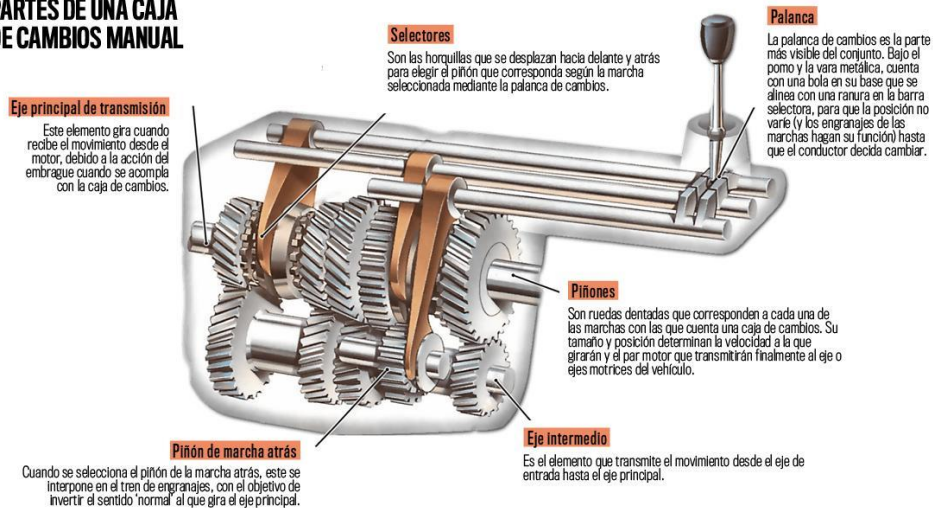


Ilustración 11. Partes de una caja.

Este tipo de cajas están diseñadas normalmente con engranajes cilíndricos de dentado helicoidal, ya que son más silenciosos y soportan mayores cargas.

Estas cajas engranan, por lo general, mediante embragues de fricción seca.

Esta tipología es la que se va a estudiar en este proyecto, ya que las motocicletas llevan cajas manuales pero hechas de manera distinta.

Las cajas de las motocicletas solo tienen dos ejes y no tienen marcha atrás, además, la palanca de cambios solo es capaz de subir o bajar a la posterior o anterior marcha. Esto hace que las cajas sean secuenciales, pero siguen siendo manuales ya que es necesario el accionamiento de la palanca de embrague para el engrane.

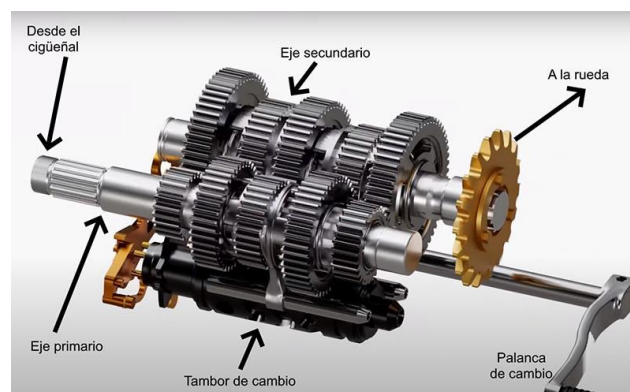


Ilustración 12. Partes de una caja.

- **Caja de cambios automática con convertidor par:** en estas cajas el disco de embrague se sustituye por el convertidor de par y los cambios se realizan de manera hidráulica, lo cual provoca cambios muy suaves y elimina la acción externa necesaria para el cambio de marcha.

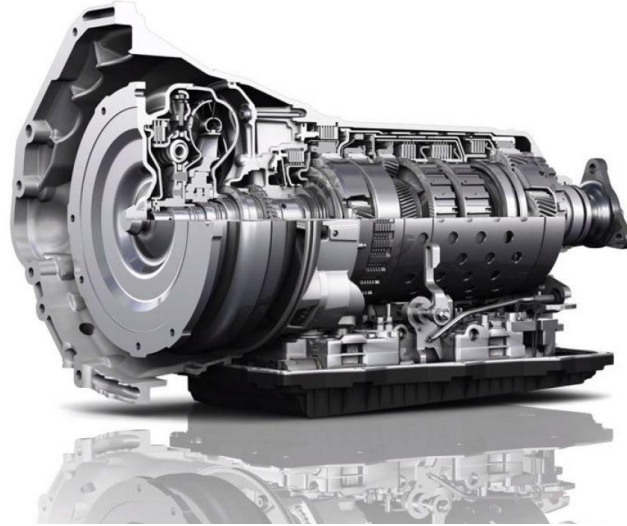


Ilustración 13. Caja con convertidor de par.

El convertidor de par es un sistema que genera energía a partir de un flujo de aceite impulsado por una bomba hasta una turbina.

Esta compuesto por un rodete de bomba, un rodete de turbina y un reactor, los tres elementos giran en el mismo sentido.

Este elemento tiene la capacidad de aumentar el par por si solo, esa es su gran ventaja.



Ilustración 14. Convertidor de par.

- Caja de cambios con variación continua:** En estos sistemas no hay engranajes, la transmisión se consigue mediante poleas que varían dinámicamente. Esta caja es propia de ciclomotores o de motocicletas tipo "scooter", pero también está presente en una parte del mercado de automóviles.

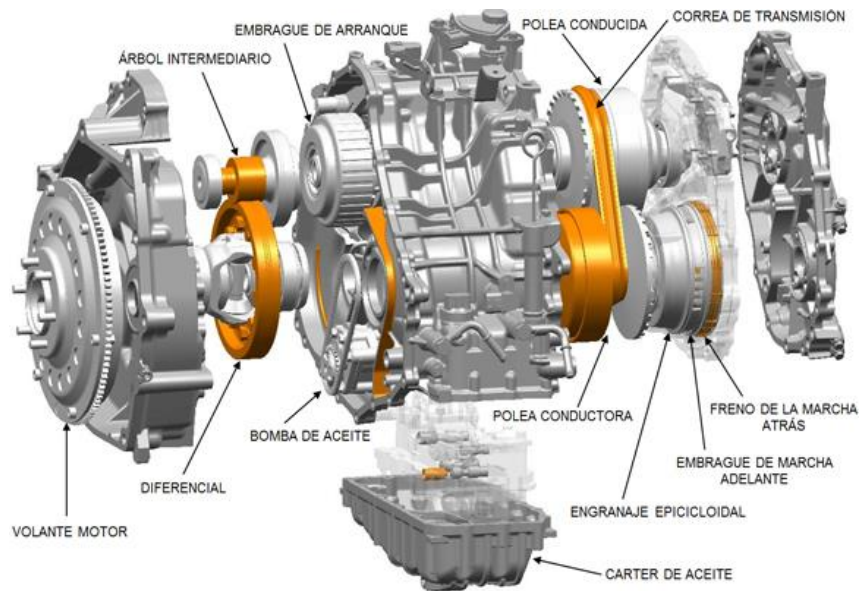


Ilustración 15. Caja de cambios CVT.

Estas cajas producen muy pocas emisiones en comparación a una caja automática y generalmente son utilizadas en motores pequeños.

- Caja de cambios pilotada:** se puede traducir como caja de cambios semi manual. Estos sistemas no tienen pedal de embrague y los cambios de velocidades se realizan mediante unas levas situadas detrás del volante. El embrague del motor embraga en el momento adecuado gracias a la centralita.

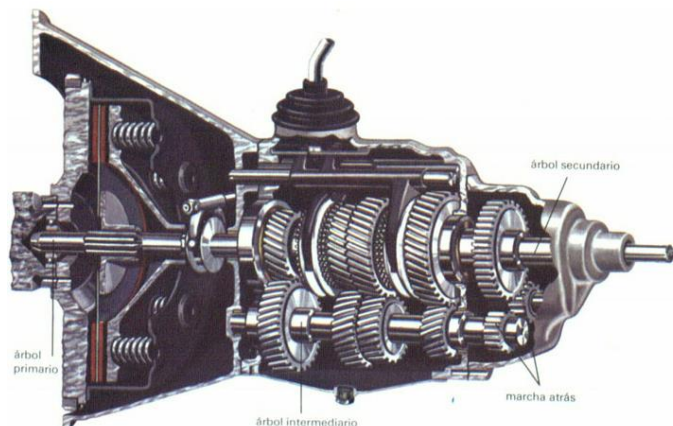


Ilustración 16. Caja de cambios pilotada.

## 2.5 Materiales empleados por la competencia

Para tener más información acerca de la caja modelo, a continuación se explican los materiales empleados por la competencia para la fabricación de la caja.

La caja de cambios está compuesta por muchos elementos, en este apartado solo se habla sobre los materiales de las partes más relevantes, que son las siguientes: la carcasa, los ejes y los engranajes.

- **Carcasa:** la elección de su material de fabricación es de gran importancia, ya que este elemento debe ser capaz de soportar grandes cargas de torsión y flexión, además de ser lo más ligero posible. Es por ello que los materiales más comunes para hacer cajas de cambios de gran calidad son el aluminio, el magnesio, el titanio y la fibra de carbono. La fibra de carbono es la más ligera pero no resiste demasiado bien a la torsión, el titanio resiste y pesa poco pero es muy caro y difícil de trabajar, el aluminio y el magnesio soportan bien las cargas pero su durabilidad no es muy alta. Cada material es para una cosa, así que al final la elección es cosa del fabricante, adecuándose al uso que va a tener.



*Ilustración 17. Imagen de una carcasa.*

- **Ejes:** generalmente están contruidos de acero al carbono, el contenido de este último depende de las condiciones que tenga que soportar el árbol. Cuanto mayor sea la resistencia al impacto y la tenacidad necesarias, mayor será el contenido de carbono necesario. Esto siempre debe ir ligado al coste ya que cuanto más carbono contiene el acero, más alto es su precio.
- **Engranajes:** los engranajes son la parte que más sufre en una caja de cambios, ya que están en constante giro y a unas velocidades muy altas. Esto implica que el desgaste en estos elementos sea muy alto por lo que se utilizan materiales de gran resistencia a la fatiga y tratados térmicamente. El más común es el acero al carbono y los tratamientos más comunes para aumentar sus propiedades mecánicas son la cementación y la nitruración. La nitruración consiste en introducir nitrógeno en la capa superficial del eje, como resultado se obtiene un aumento de la dureza y un gran aumento en la resistencia. La cementación se realiza calentando el eje en un horno lentamente mientras se le suministra carbono, una vez introducido, se hace un templado y el resultado es un aumento considerable de la dureza. Cabe destacar que también hay engranajes hechos con aleaciones de cobre, aleaciones de aluminio o fundición gris.



## 2.6 Procesos de fabricación empleados por la competencia:

Los métodos de fabricación por los que están contruidos los anteriores elementos son de gran relevancia, ya que muchas veces el método utilizado interfiere directamente en las propiedades mecánicas y en el precio.

- **Carcasa:** normalmente están hechas mediante procesos de fundición, ya que tienen formas bastante complejas y estos procesos son adecuados para ese tipo de geometrías. Estos procesos permiten realizar toda la cubierta de la caja reductora en solo 2 piezas, y eso dificulta menos el montaje. Uno de los más comunes es el cosworth casting, un proceso barato y relativamente rápido. Otro ejemplo podría ser el investment casting.
- **Ejes:** los ejes son fáciles de fabricar, se fabrican mediante mecanizados en torno. Tienen geometrías sencillas, rápidas de hacer y adecuadas para este tipo de proceso de fabricación.
- **Engranajes:** los engranajes se fabrican mediante varios procesos, primero se hace la forma del engranaje y el hueco interior mediante un torno, una vez hecha la forma, el dentado se realiza mediante cortadoras de titanio. El engranaje se coloca en una plataforma giratoria y la cortadora controlada por ordenador va dando la forma a los dientes.



Ilustración 18. Imagen de una fresa cortando una rueda dentada.

En esta imagen se muestra una fresa madre, una de las herramientas utilizadas en las cortadoras para la realización del dentado.

## 2.7 Descripción de la caja modelo

En este apartado se describe la caja de velocidades en la que se va a basar este proyecto, se trata de la caja de cambios de fábrica que llevaban las KTM EXC250 2T del 2012, una caja que ya no se fabrica. Para ello se va a facilitar una tabla con los datos técnicos más relevantes sobre la caja.

Cilindrada	249cc
Potencia	49cv a 7088rpm
Par motor	50Nm a 6851rpm
Embrague	Multidisco con baño en aceite
Aceite de la caja	JASO FD (SAE 15W/50)
Ralentí	1400rpm
Tipo de caja	Secuencial de 6 velocidades
1ª marcha	14:32
2ª marcha	16:26
3ª marcha	20:25
4ª marcha	22:23
5ª marcha	25:22
6ª marcha	26:20
Rodamientos del eje primario	6205 C4 NTN y 160004 C4 TM
Rodamientos del eje secundario	NJ 205 NSK y 6203 JR2 C3 KTM

Tabla 1. Especificaciones técnicas de la caja original.

Se trata de una caja de cambios secuencial de 6 velocidades, que también es utilizada en el modelo de 300cc de KTM. Cuenta con unas relaciones de transmisión muy cortas pero adecuadas para su uso, el motocross. Se conecta al motor mediante un embrague multidisco húmedo y utiliza un aceite estándar regulado por la norma JASO T903 MA2.

Cabe destacar que la caída de vueltas entre la segunda y la tercera marcha es demasiado elevada, esto es debido a que la diferencia entre las relaciones de transmisión de estas marchas es muy alta.

Esto implica que el correcto funcionamiento de la motocicleta se vea afectado en determinadas situaciones, es decir, hay curvas en las que la segunda marcha se queda corta y la tercera larga.



Ilustración 19. Imagen de la caja original.

### *3. Justificación económica*

El stock mínimo de este proyecto será una única unidad. Esto es debido a que la caja de cambios se va a diseñar y fabricar para ser usada en una motocicleta de uso personal. Debido a que es para uso personal, el cliente potencial es el autor del proyecto.

## *CAPÍTULO II. INFORMACIÓN TÉCNICA DE LA CAJA.*

Este capítulo tiene como objetivo explicar los cambios que se van a realizar respecto de la caja modelo y definir las especificaciones finales.

## 4. Posibles cambios a realizar

En esta parte se recogen todos los cambios propuestos respecto a la caja modelo.

Estos cambios tienen como objetivo adaptar la motocicleta de tal manera que su conducción sea óptima para ser llevada en carretera.

A todo esto hay que añadirle que mejorar las prestaciones también forma parte del objetivo, especialmente las propiedades mecánicas y la eficiencia.

Este apartado se limita a explicar los motivos de los posibles cambios, los cálculos para determinar su viabilidad se realizarán posteriormente.

### 4.1 Optimización del tipo de dentado

Se pretende realizar una optimización del tipo de dentado con objetivo mejorar las prestaciones de los engranajes. Para realizarla primero se deben conocer las limitaciones de diseño:

- Los nuevos engranajes deben conservar su posición original en la caja de cambios.
- El tamaño de los engranajes estará limitado, ya que la caja no puede ocupar más espacio del que ocupa la original.
- Los únicos tipos de dentado disponibles son los de ejes paralelos.
- Se debe conservar el ancho de los engranajes.

Ahora que ya se conocen las limitaciones de diseño se van a exponer las distintas posibilidades de tipo de dentado con sus ventajas y desventajas.

Como el tipo de dentado debe tener los ejes paralelos, existen dos posibilidades: engranajes rectos y engranajes helicoidales.

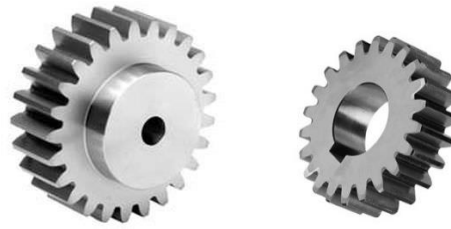
#### 4.1.1 Engranajes rectos

Los engranajes rectos normalmente se utilizan para transmitir velocidades bajas y realizar grandes reducciones y sus ejes son paralelos. Son el tipo de engranaje más común en la industria, esto es debido a su bajo coste y la sencillez de su diseño y fabricación.

Ventajas	Desventajas
<b>Diseño y fabricación sencillos</b>	No son óptimos para altas velocidades
<b>Capacidad de transmitir potencia elevada</b>	Se desgastan mucho
<b>Alta eficiencia</b>	Resistencia no muy elevada
<b>Alta fiabilidad</b>	Hacen mucho ruido
<b>Alto coste</b>	Solo pueden ser paralelos

Tabla 2. Ventajas y desventajas de los engranajes rectos

Generalmente los engranajes rectos se utilizan en aplicaciones que no requieren demandas bajas de ruido ni demandas de altas velocidades. Son muy utilizados en el sector de la seguridad, en reductores planetarios, en el sector naval...



Il·lustració 20. Engranajes rectos.

#### 4.1.2 Engranajes helicoidales

Este tipo de dentado tiene la peculiaridad de tener los dientes en ángulo, en forma de helicoide. Esto implica un funcionamiento más silencioso respecto a los rectos y la posibilidad de cruzar los ejes.

Ventajas	Desventajas
<b>Durabilidad muy elevada</b>	Generan cargas axiales
<b>Transmisión de potencia gradual</b>	Diseño y fabricación difíciles
<b>Muy silenciosos</b>	Menor eficiencia que los rectos
<b>Ideales para altas cargas</b>	Más desgaste que los rectos
<b>Trabajan en altos rangos de velocidades</b>	Coste elevado
<b>Producen pocas vibraciones</b>	

Tabla 3. Ventajas y desventajas de los engranajes helicoidales.

Los engranajes helicoidales son ideales para aplicaciones donde se requieren altas velocidades y niveles sonoros bajos, como por ejemplo en automoción o en climatización.



Il·lustració 21. Engranajes helicoidales.

#### 4.1.3 Conclusión

Para sacar una conclusión se deben comparar los aspectos que influyen directamente en los objetivos del proyecto, que son la eficiencia, la tolerancia de cargas, la durabilidad, el nivel sonoro de funcionamiento y la vibración.

En cuanto a eficiencia los engranajes rectos son los dominantes, esto se debe a que los engranajes helicoidales producen cargas axiales, lo que a su vez aumenta la generación de calor y por ende una mayor pérdida de energía. Otro hándicap de las fuerzas axiales es que hay que cambiar los rodamientos por unos que sean aptos para esfuerzos axiales.

Respecto a la tolerancia de cargas, los engranajes helicoidales son capaces de soportar mayores cargas, es decir, son capaces de transmitir la misma potencia que un engranaje recto con un espesor menor.

La durabilidad es más elevada en los engranajes helicoidales, porque cada diente tiene mayor superficie de contacto que en un engranaje recto, esto implica que la carga se distribuya mejor y el desgaste individual de los dientes se reduzca.

El nivel sonoro de funcionamiento también es más bajo en los engranajes helicoidales, ya que el contacto entre dientes es gradual y no de golpe.

Las vibraciones producidas también son menores en los helicoidales, por el mismo motivo que el nivel sonoro. Este aspecto va ligado a un cambio de marcha más suave.

El coste de fabricación y de la materia prima necesaria no se ha tenido en cuenta porque hacer una caja económica no es el objetivo principal del proyecto.

Teniendo en cuenta los objetivos del proyecto, el tipo de dentado más adecuado es el **helicoidal**.

#### 4.2 Optimización de las relaciones de transmisión

La optimización de las relaciones de transmisión es un cambio clave para adaptar correctamente a la motocicleta a la conducción por carretera. A continuación se explican los requisitos a cumplir y posteriormente los cambios a realizar.

##### 4.2.1 Requisitos

- La primera marcha debe ser más larga, con objetivo de conseguir una salida mucho más lineal y tranquila que además permita reducir el salto con la segunda marcha. Este cambio provocará una pérdida de potencia en la salida, pero esto no supone ningún impacto negativo en la conducción, ya que precisamente es eso lo que se busca.
- El salto entre marchas entre la segunda y la tercera debe ser reducido considerablemente, ya que hay situaciones en las que la moto no se desenvuelve bien ni con la segunda ni con la tercera.
- La segunda marcha también debe ser más larga para que la motocicleta sea mucho más versátil en las situaciones comentadas anteriormente.

El hecho de que la segunda marcha sea más larga y que el salto entre la segunda y la tercera marcha se reduzca, brinda al conductor la posibilidad de pasar por estas curvas con un estilo más agresivo de conducción, donde utilizaría la segunda, o con un estilo más tranquilo, donde utilizaría la tercera.

A continuación se muestra una tabla con las relaciones originales y sus correspondientes saltos.

Marcha	Número de dientes	Relación de transmisión (i)	Salto (%)
1ª	14:32	2.285	-
2ª	16:26	1.625	40.6
3ª	20:25	1.25	30
4ª	22:23	1.045	19.6
5ª	25:22	0.88	18.75
6ª	26:20	0.769	14.4

Tabla 4. Datos de las marchas originales.

Como se puede apreciar, el salto entre la primera y segunda marcha es muy grande debido a que la primera es muy corta. La solución propuesta para este problema es reducir la relación de la primera marcha

El salto entre la segunda y la tercera también es demasiado elevado, esto se solucionará haciendo más larga la relación de la segunda marcha.

Los siguientes saltos entre marchas son más reducidos y prácticamente iguales, no se van a realizar cambios en estas marchas para no perder la esencia real de este motor, un motor que desarrolla poca velocidad punta pero con una gran aceleración.

#### 4.2.2 Cambios a realizar

A continuación se exponen los cambios propuestos para conseguir el objetivo deseado. Para explicarlo correctamente se va a presentar una tabla igual a la anterior pero con las nuevas relaciones propuestas.

<b>Marcha</b>	<b>Número de dientes</b>	<b>Relación de transmisión (i)</b>	<b>Salto (%)</b>
<b>1ª</b>	<b>16:29</b>	1.8125	-
<b>2ª</b>	<b>18:27</b>	1.5	20.8
<b>3ª</b>	20:25	1.25	20
<b>4ª</b>	22:23	1.045	19.6
<b>5ª</b>	25:22	0.88	18.75
<b>6ª</b>	26:20	0.769	14.4

*Tabla 5. Datos de las marchas nuevas.*

Los cambios propuestos son:

- Cambio en el número de dientes de los engranajes de la primera marcha de tal manera que ofrecen una relación de 1.8125. La anterior era de 2.285, esto significa que la primera marcha es un 26.2% más larga.
- La segunda marcha se ha optimizado de tal manera que el salto entre la primera y la segunda se ha reducido del 40.6% al 20.8%, una reducción considerable. También se ha diseñado para que ofrezca un salto entre la segunda y tercera marcha del 20% frente al 30% de fábrica.

La reducción de la relación de la primera marcha provocará una salida más lineal y estable en caso de que se acelere al máximo. La reducción del salto entre la primera y la segunda marcha permitirá al motor mantenerse en su régimen óptimo y por tanto el rendimiento será mayor.

El salto entre la segunda marcha y la tercera también se ha reducido considerablemente, esto le otorga a la motocicleta la capacidad de poder circular en cualquier curva corta de manera agresiva o de manera tranquila.

Los siguientes saltos son muy reducidos, lo que se consigue principalmente con este cambio de relaciones es una primera marcha muy larga, y todas las demás cortas. De esta forma se mantiene la gran aceleración de la motocicleta hasta la sexta marcha, pero con una salida notablemente más tranquila, además de una mayor versatilidad.



### 4.3 Optimización de los ejes de transmisión

#### 4.3.1 Optimización de los ejes

Este apartado resume un cambio que no es opcional, es necesario. Debido al nuevo tipo de dentado que se va a incorporar en la nueva caja, es necesario realizar un estudio a los árboles de transmisión.

Los engranajes helicoidales, a diferencia de los rectos, generan esfuerzos axiales. Esto implica un cambio radical en los estudios de resistencia a la fatiga y de resistencia a la flexión realizados a los árboles originales, por tanto, es necesario conocer los esfuerzos que van a generar los nuevos engranajes. Una vez conocidos estos datos, se procederá a estudiar los árboles originales para comprobar si resisten los nuevos esfuerzos.

Esta comprobación se realizará siguiendo unos criterios de cálculo establecidos previamente, en los cuales no se podrán sobrepasar determinados valores de resistencia.

Si los resultados son desfavorables se procederá a diseñar, calcular y fabricar nuevos árboles de transmisión con las mismas dimensiones, pero con distinto material.



*Ilustración 22. Imagen de un eje de transmisión.*

#### 4.3.2 Sustitución de los rodamientos

Los rodamientos son los principales afectados por el cambio de dentado, ya que los que lleva la caja original no están preparados para soportar cargas axiales elevadas a grandes velocidades, esto significa que hay que determinar si los rodamientos originales soportarán las cargas generadas por los engranajes helicoidales. De todas formas, por razones de desgaste se ha tomado la decisión de sustituir los rodamientos aunque si que soporten las nuevas demandas radiales y axiales.

El cálculo de rodamientos se realizará después de optimizar los árboles, y se seleccionarán en función del stock disponible siempre y cuando se cumplan los requisitos de resistencia.

A continuación se van a mostrar los rodamientos montados en la caja original.

Según un despiece proporcionado por una página de repuestos oficiales de KTM, los rodamientos usados en el eje primario son los siguientes:

Un rodamiento rígido de bolas de la marca NTN, modelo 6205 c4, con un precio de 10.53€.



Ilustración 23. Rodamiento 1.

Un rodamiento de bolas de la marca TM, modelo 16004 C4, con un precio de 9.53€.



Ilustración 24. Rodamiento 2.

A continuació se mostren els tres rodamientos montats en el eix secundari:

Un rodamiento de rodillos cilíndrics de la marca NSK, model N205, amb un preu de 30.32€.



*Il·lustració 25. Rodament 3.*

Un rodamiento de boles de la marca KTM, model 6203 JR2 C3, amb un preu de 10.59€.



*Il·lustració 26. Rodament 4.*

Un rodamiento de agujas HK2012 amb un preu de 13.83€.



## 5. Especificaciones técnicas

A continuación se muestra una tabla con las especificaciones técnicas de la caja después de los cambios que si que se van a realizar sin ningún cálculo previo.

<b>Cilindrada</b>	<b>249cc</b>
<b>Potencia</b>	49cv a 7088rpm
<b>Par motor</b>	50Nm a 6851rpm
<b>Embrague</b>	Multidisco con baño en aceite
<b>Aceite de la caja</b>	JASO FD (SAE 15W/50)
<b>Ralentí</b>	1400rpm
<b>Tipo de caja</b>	Secuencial de 6 velocidades
<b>Tipo de dentado</b>	Engranajes helicoidales rectos
<b>1ª marcha</b>	16:29
<b>2ª marcha</b>	18:27
<b>3ª marcha</b>	20:25
<b>4ª marcha</b>	22:23
<b>5ª marcha</b>	25:22
<b>6ª marcha</b>	26:20
<b>Rodamientos del eje primario</b>	A determinar mediante estudio
<b>Rodamientos del eje secundario</b>	A determinar mediante estudio

Tabla 6. Especificaciones técnicas de la nueva caja.

Los cambios más importantes son los nombrados en el apartado 4. El cambio de dentado de engranajes rectos a helicoidales, el cambio en el número de dientes de los engranajes de las primeras marchas y el remplazo de los rodamientos originales por unos nuevos aun no determinados.

Los dos primeros cambios persiguen el objetivo del proyecto, adaptar el estilo de conducción a la carretera. Con las nuevas relaciones de transmisión y el nuevo tipo de dentado se conseguirá una conducción mucho más progresiva y suave, con unos cambios mucho mas silenciosos, además, los nuevos engranajes tienen una mayor durabilidad.

La sustitución de rodamientos es un cambio obligatorio debido al estado de los rodamientos de la caja original, además de que no son los más adecuados para los tipos de esfuerzo que genera el nuevo tipo de dentado.

## 6. Despiece de la caja

En este apartado se van a dejar claras todas las piezas que contiene la caja de cambios, clasificándolas en piezas normalizadas y no normalizadas. Para poder hacer el despiece se ha recurrido a un despiece facilitado por una web de recambios originales de KTM.

Primero se realizará el despiece del eje primario y a continuación el del eje secundario.

### 6.1 Despiece del eje primario

A continuación se adjunta una imagen con un despiece completo del eje primario.

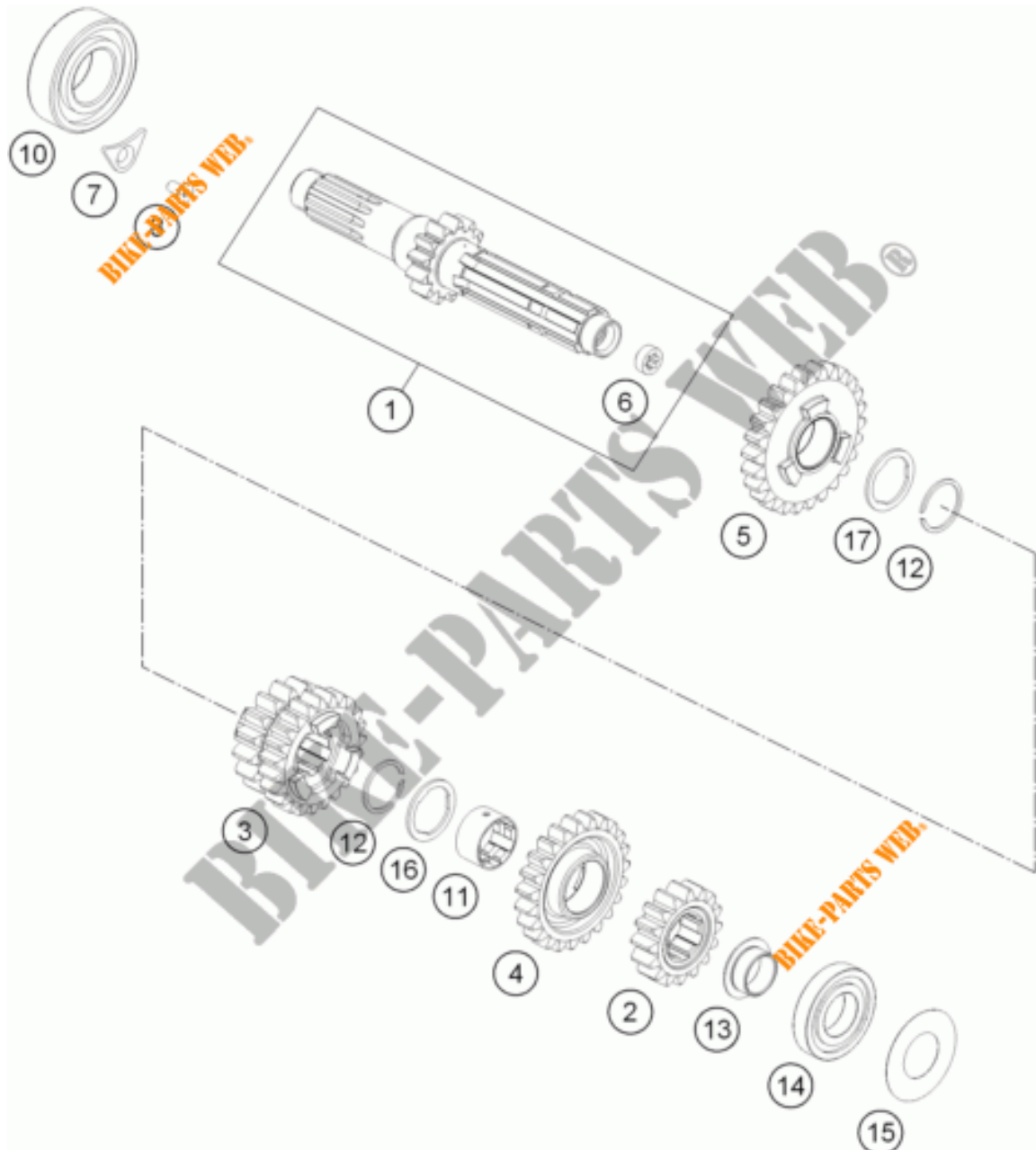


Ilustración 27. Despiece del eje primario.

Número de pieza	Descripción
1	Eje principal
2	Engranaje helicoidal 2ª marcha
3	Engranaje helicoidal deslizante 3ª y 4ª marcha
4	Engranaje loco helicoidal 5ª marcha
5	Engranaje loco helicoidal 6ª marcha
6	Cojinete
7	Placa de retención del rodamiento
8	Tornillo de cabeza plana M5X25
10	Rodamiento por determinar
11	Casquillo del engranaje loco
12	Anillo de cierre 22x1
13	Cojinete
14	Rodamiento por determinar
15	Disco espaciador
16	Disco retenedor
17	Disco retenedor

*Tabla 7. Despiece del eje primario.*

Cabe destacar que los elementos 2, 3, 4 y 5 aparecen en la imagen como engranajes rectos pero serán helicoidales. Se ha hecho de esta manera ya que todavía no se han realizado los cálculos ni se han diseñado los engranajes, por tanto, aun no se puede hacer un despiece del resultado final.

Lo mismo pasa con los rodamientos, todavía no se ha realizado el estudio necesario para determinar que rodamientos van a ser montados.

A continuación se va a mostrar una tabla con los componentes anteriores clasificados en componentes reutilizables y componentes a fabricar.

Los componentes normalizados se reutilizarán en caso de que estén en buen estado, por este motivo se ha hecho un breve estudio del estado de los mismos.

A continuación se muestra una tabla con los elementos que se van a mantener y los que se van a fabricar.

Componentes reutilizables	Componentes a reponer
6	1
7	2
13	3
15	4
16	5
17	8
	10
	11
	12
	14

*Tabla 8. Clasificación de componentes del primario.*

Los componentes que se van a reponer son los engranajes, un casquillo para el engranaje loco, el eje principal, el anillo de retención, el tornillo que sujeta la placa de retención del rodamiento 10 y los dos rodamientos.

Los demás componentes están en buen estado de conservación y no presentan ningún tipo de señal de desgaste, por este motivo se van a reutilizar.

El eje principal se ha colocado como elemento a reponer porque se le ha de hacer un estudio para determinar si soportará los nuevos esfuerzos, por tanto no puede colocarse como elemento reutilizable.

El anillo de retención se encuentra en mal estado debido a los grandes esfuerzos a los que está sometido, por este motivo será necesario un anillo nuevo.

Con estos datos queda claro el despiece del eje primario con sus respectivas indicaciones sobre qué elementos se han de reponer y cuáles se pueden reutilizar.

Lo mismo sucede con el tornillo que sujeta a la placa de retención del rodamiento 10, se encuentra en mal estado y será necesario uno nuevo.

## 6.2 Despiece del eje secundario

La explicación va a ser la misma que para el eje primario, una foto con el despiece con tablas informativas.

A continuación se adjunta una imagen con el despiece completo del eje secundario

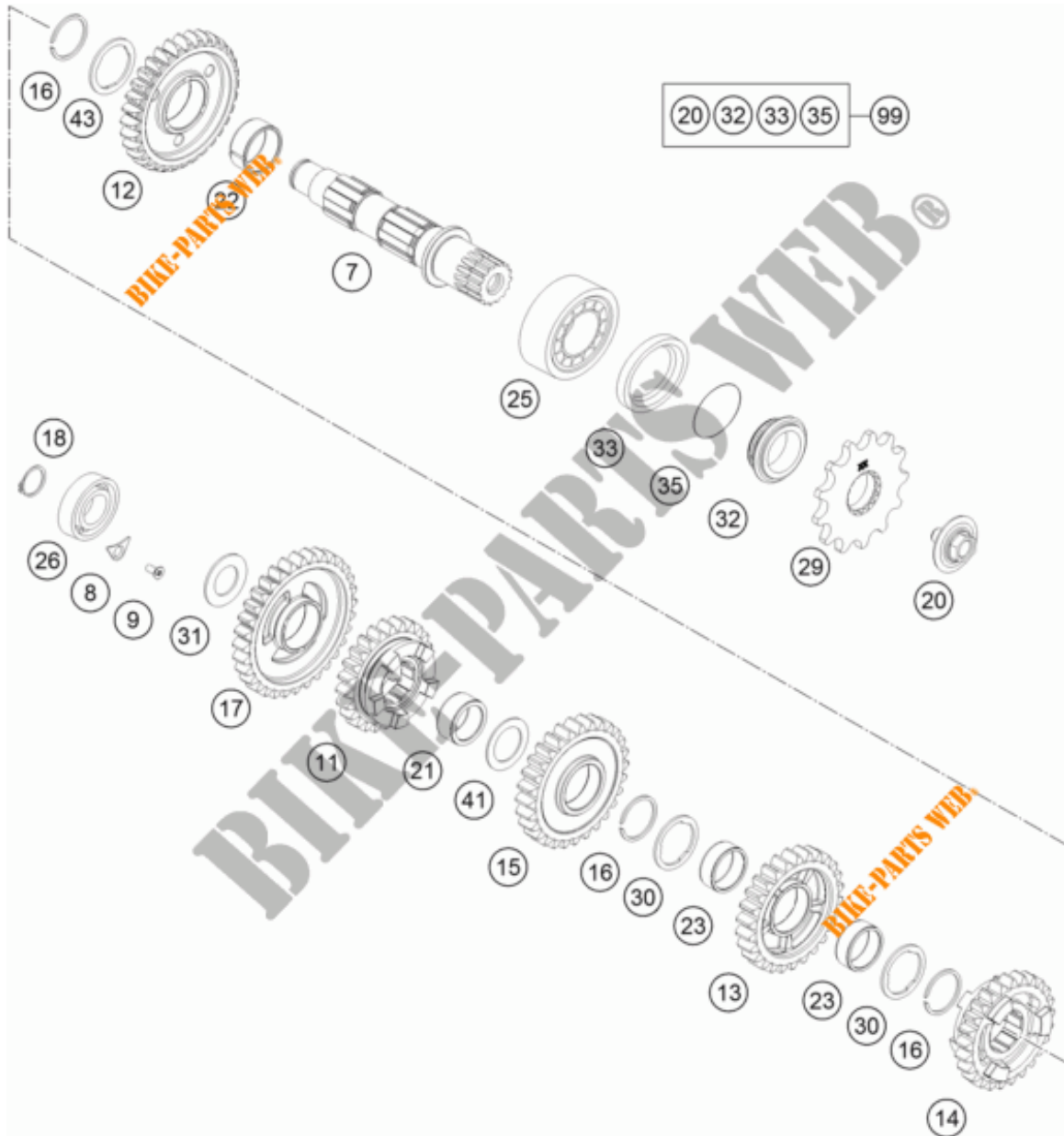


Ilustración 28. Despiece del eje secundario.



<b>Número de pieza</b>	<b>Descripción</b>
7	Eje secundario
8	Placa de retención del rodamiento
9	Tornillo de cabeza plana M5X25
11	Engranaje helicoidal deslizante 6ª marcha
12	Engranaje loco 2ª marcha
13	Engranaje loco 4ª marcha
14	Engranaje helicoidal deslizante 5ª marcha
15	Engranaje loco
16	Anillo de seguridad WS24
17	Engranaje loco 1ª marcha
18	Anillo de seguridad DIN 0471-17x1
20	Tornillo y arandela de resorte
21	Rodamiento por determinar
22	Soporte para el rodamiento
23	Soporte para el rodamiento
25	Rodamiento por determinar
26	Rodamiento por determinar
29	Rueda dentada
30	Disco de retención
31	Disco de retención
32	Manguito separador
33	Anillo de fijación del eje
35	Junta tórica
41	Disco de retención 24

**43**

**Disco de retención**

*Tabla 9. Despiece del eje secundario.*

Con los engranajes y rodamientos pasa lo mismo que en el eje primario, no están calculados por tanto no se puede especificar más.

A continuación se facilita la tabla que indica que componentes se van a fabricar y cuales se van a reutilizar.

<b>Componentes reutilizables</b>	<b>Componentes a reponer</b>
<b>8</b>	<b>7</b>
<b>20</b>	<b>9</b>
<b>22</b>	<b>11</b>
<b>23</b>	<b>12</b>
<b>29</b>	<b>13</b>
<b>30</b>	<b>14</b>
<b>31</b>	<b>15</b>
<b>32</b>	<b>16</b>
<b>33</b>	<b>17</b>
<b>41</b>	<b>18</b>
<b>43</b>	<b>21</b>
	<b>25</b>
	<b>26</b>
	<b>35</b>

*Tabla 10. Clasificación de componentes del secundario.*

Del eje secundario se van a fabricar los engranajes, los rodamientos y el eje. Los rodamientos no se van a fabricar pero se van a sustituir.

Respecto al eje, ocurre lo mismo que en el primario, todavía está sujeto a un estudio para determinar si es válido para los nuevos engranajes.

También se va a comprar una junta tórica y el tornillo que sujeta a la placa de retención del rodamiento 26, esto se debe a que están en mal estado y es necesario sustituirlos.

Los dos anillos de seguridad también se van a comprar, debido a su bajo precio y su mal estado de conservación.

### 6.3 Mecanismo selector

El mecanismo selector no se va a estudiar en este proyecto, ya que se encuentra en perfecto estado y no afecta al tipo de funcionamiento de la caja de cambios, pero si que se han de cumplir determinadas premisas para que los nuevos engranajes encajen perfectamente en cada marcha.

- Todas las piezas deben ir en la misma posición en el ensamblaje, de lo contrario no encajarían.
- Los engranajes deslizantes deben tener una geometría adecuada para que los casquillos entren correctamente y las marchas puedan funcionar sin problemas.

## *Capítulo III. Desarrollo del proyecto*

En este capítulo se van a llevar a cabo los estudios necesarios para determinar las dimensiones y el material del nuevo tipo de dentado.

También se realizará un estudio de los árboles de transmisión, para comprobar si estos resisten los esfuerzos de los nuevos engranajes. Seguidamente se va a proceder a seleccionar los nuevos rodamientos.

En este capítulo se van a llevar a cabo los estudios necesarios para determinar las dimensiones y el material del nuevo tipo de dentado.

También se realizará un estudio de los árboles de transmisión, para comprobar si estos resisten los esfuerzos de los nuevos engranajes. Seguidamente se va a proceder a seleccionar los nuevos rodamientos.

En el caso de que el árbol no cumpla los nuevos esfuerzos, se calculará un nuevo árbol de iguales dimensiones que si que cumpla los nuevos esfuerzos.

## 7 Estudio del dentado

Lo primero que se debe conocer para realizar un estudio de calidad sobre el nuevo dentado son las posibles causas de fallo de un engranaje, de esta manera se encaminará mucho mejor la selección del material.

Después de seleccionar el material se procederá a realizar todos los cálculos necesarios para su dimensionamiento según la norma ISO 6336.

### 7.1 Posibles causas de fallo de un engranaje

Los fallos más comunes de un engranaje son el fallo por rotura de diente y el fallo por deterioro superficial, cada uno de estos dos puede venir dado por diferentes causas, las cuales se van a analizar a continuación.

#### 7.1.1 Fallo por rotura del diente

- **Rotura en el extremo del diente:** Este tipo de rotura se debe a razones geométricas como un mal montaje o un error de fabricación.
- **Fractura por sobrecarga:** Normalmente son ocasionadas por errores de cálculo y son fracturas bruscas motivadas por no tener suficiente capacidad para soportar los esfuerzos ocasionados durante el servicio.
- **Fractura frágil:** Su causa principal es que el material sea poco tenaz, y por cumplir del templado, el cual endurece el material, este pierde tenacidad y acaba rompiendo de manera repentina.
- **Fractura por fatiga:** Esta rotura se manifiesta en la base del diente y se puede solucionar aumentando las dimensiones del diente o tratándolo térmicamente. También se puede solucionar escogiendo un material más resistente a la fatiga.

Después de analizar las cuatro posibles causas de rotura del diente, se puede extraer como conclusión que el material seleccionado debe ser tenaz y resistente a la fatiga. También es muy importante que el dimensionamiento se haga de manera correcta, de lo contrario la selección del material valdría de poco.

#### 7.1.2 Fallo por deterioro superficial

- **Gripado:** Ocurre cuando la capa de lubricante que hay entre los dientes desaparece, lo que provoca un contacto de metal con metal y arranques de viruta por rozamiento.
- **Deformación plástica:** si se utiliza un material demasiado blando la superficie puede deformarse. Esto provocaría una disminución de la efectividad del diente.

- **Desgaste o picado superficial:** este fallo se da cuando se alcanza el límite de fatiga y el material empieza a perder propiedades.

De este tipo de fallos se puede sacar como conclusión que los engranajes tienen que estar bien lubricados, tienen que ser duros y tener una buena resistencia a la fatiga.

## 7.2 Selección del material de los engranajes

### 7.2.1 Definición de las condiciones de servicio

El primer paso en el proceso de selección de materiales es definir los tipos de esfuerzos los cuales tiene que soportar el modelo. Una vez estén definidos los tipos de esfuerzo y las condiciones que tiene que cumplir, se realizará un cribado de materiales según la norma 6336.

El principal tipo de esfuerzo que debe soportar un engranaje es el de la torsión, que viene generado por la resistencia que genera el eje del motor. Pero este esfuerzo se presentará de manera alternativa por tanto hay que valorarlo como un esfuerzo a fatiga.

La conducción térmica no es el aspecto más importante, la temperatura del aceite de las cajas de cambios y su temperatura generalmente no pasa de los 100 grados, siendo esta una cifra muy baja respecto a las temperaturas de fusión que ofrecen los aceros.

Tiene ser compatible con el contacto con aceite y soportar bien la corrosión ocasionada por este, por otra parte, no es importante el comportamiento que pueda tener el material con el medio ambiente, ni tampoco el comportamiento frente a la corrosión del agua, ya que va a estar durante toda su vida útil dentro de una caja estanca llena de aceite.

A partir de la explicación anterior sobre los tipos de fallo de engranajes se puede llegar a la conclusión de que el material debe tener una alta tenacidad, una gran resistencia a la fatiga y una dureza aceptable.

La dureza debe ser demasiado elevada porque no se pueden sacrificar las propiedades dúctiles, de lo contrario el material podría ser poco tenaz y deformarse plásticamente.

La resistencia a la fatiga probablemente es el aspecto más importante, ya que los esfuerzos puntuales que sufre la caja son muy bajos pero notables con el paso del tiempo.



Ilustración 29. Imagen de un engranaje gripado.

### 7.2.2 Cribado inicial

El segundo paso es realizar un cribado inicial a partir de los materiales empleados comúnmente. En este caso se va a escoger la familia de los aceros aleados, ya que son los más utilizados para engranajes que requieren de altas propiedades mecánicas.

Para determinar que grupo dentro de los aceros aleados es el más adecuado para fabricar las ruedas dentadas se va a recurrir a la norma ISO 6336.

Esta norma ofrece un método de diseño de engranajes cilíndricos en base a resistencia a la flexión y al contacto superficial. Consta de calcular dos coeficientes, el coeficiente de seguridad a contacto ( $S_H$ ) y el de seguridad a flexión ( $S_F$ ), los cuales dependen cada uno de distintas variables. Dentro de estos dos coeficientes, se encuentran dos parámetros (uno en cada uno) que son los que dependen del material, se trata de  $\sigma_{H\ lim}$  y  $\sigma_{F\ lim}$ :

**$\sigma_{H\ lim}$ :** Es la resistencia a fatiga que puede soportar un material sin que los flancos de los dientes se vean afectados por picado superficial antes de  $5 \cdot 10^7$  ciclos.

**$\sigma_{F\ lim}$ :** Es la tensión en el talón del diente que puede soportar un material para no sufrir una rotura por fatiga antes de  $3 \cdot 10^6$  ciclos.

Sabiendo como calcularlos y que cuando más grande sean los valores más seguros serán los engranajes, se procede a escoger la familia con los coeficientes más elevados a partir de la siguiente tabla:

Table 1 — Calculation of  $\sigma_{H\ lim}$  and  $\sigma_{F\ lim}$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness																
1	Normalized low carbon steels/cast steels <sup>a</sup>	contact	wrought normalized low carbon steels	St	1 a)	ML/MQ ME	1,000 1,520	190 250	HBW	110 110	210 210																
2			cast steels	St (cast)	1 b)	ML/MQ ME	0,986 1,143	131 237		140 140	210 210																
3												bending	wrought normalized low carbon steels	St	2 a)	ML/MQ ME	0,455 0,386	69 147	110 110	210 210							
4			cast steels	St (cast)	2 b)	ML/MQ ME	0,313 0,254	62 137		140 140	210 210																
5		grey cast iron							GG				3 c)	ML/MQ ME	1,033 1,465	132 122	150 175	240 275									
6			black malleable cast iron	GTS (perl.)	3 a)	ML/MQ ME	1,371 1,333	143 267		135 175	250 250																
7		nodular cast iron							GGG			3 b)	ML/MQ ME	1,434 1,500	211 250	175 200	300 300										
8			grey cast iron	GG	4 c)	ML/MQ ME	0,256 0,200	8 53		150 175	240 275																
9	Through hardened wrought steels <sup>b</sup>	contact							carbon steels			V	5	ML MQ ME	0,963 0,925 0,838	283 360 432	HV	135 135 135	210 210 210								
10			alloy steels	V	5	ML MQ ME	1,313 1,313 2,213	188 373 260		200 200 200	360 360 390																
11																		bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV	115 115 115	215 215 215
12																										alloy steels	V
13		bending							carbon steels			V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV										
14			alloy steels	V	6	ML MQ ME	0,423 0,425 0,358	104 187 231		200 200 200	360 360 390																
15																		bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV		
16																										alloy steels	V
17	bending	carbon steels							V			6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV	115 115 115										
18			alloy steels	V	6	ML MQ ME	0,423 0,425 0,358	104 187 231		200 200 200	360 360 390																
19																	bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV	115 115 115		
20																									alloy steels	V	6
21	bending	carbon steels							V			6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV											
22			alloy steels	V	6	ML MQ ME	0,423 0,425 0,358	104 187 231		200 200 200	360 360 390																
23																	bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV			
24																									alloy steels	V	6
25	bending	carbon steels							V			6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV											
26			alloy steels	V	6	ML MQ ME	0,423 0,425 0,358	104 187 231		200 200 200	360 360 390																
27																	bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV			
28																									alloy steels	V	6
29	bending	carbon steels							V			6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV											
30			alloy steels	V	6	ML MQ ME	0,423 0,425 0,358	104 187 231		200 200 200	360 360 390																
31																	bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV			
32																									alloy steels	V	6

Ilustración 30. Selección del factor del material.

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness	
33	Through hardened cast steels	contact	carbon steels	V	7	ML/MQ	0,831	300	HV	130	215	
34				(cast)		ME	0,951	345		130	215	
35			alloy steels	V	7	ML/MQ	1,276	298	HV	200	360	
36				(cast)		ME	1,350	356		200	360	
37			bending	carbon steels	V	8	ML/MQ	0,224	117	HV	130	215
38					(cast)		ME	0,286	167		130	215
39				alloy steels	V	8	ML/MQ	0,364	161	HV	200	360
40					(cast)		ME	0,356	186		200	360
41	Case hardened wrought steels <sup>c</sup>	contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800	
42							MQ	0,000		1 500	660	800
43							ME	0,000		1 650	660	800
44		bending	core hardness: ≥ 25 HRC, lower	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800	
45							MQ	0,000		425	660	800
46							ME	0,000		461	660	800
47							ME	0,000		500	660	800
48							ME	0,000		525	660	800
49	Flame or induction hardened wrought and cast steels	contact		IF	11	ML	0,740	802	HV	485	615	
50							MQ	0,541		882	500	615
51							ME	0,505		1 013	500	615
52		bending		IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615	
53							MQ	0,138		290	500	570
54							ME	0,000		369	570	615
55							ME	0,271		237	500	615
56							Nitrided wrought steels/nitriding steels <sup>d</sup> /through hardening steels <sup>b</sup> nitrided	contact		nitriding steels (a)	NT (nitr.)	13 a)
57	MQ	0,000	1 250	650	900							
58	ME	0,000	1 450	650	900							
59		through hardening steels (b)	NV (nitr.)	13 b)	ML	0,000		788	HV	450	650	
60						MQ		0,000		998	450	650
61						ME		0,000		1 217	450	650
62	bending	nitriding steels (a)	NT (nitr.)	14 a)	ML	0,000		270	HV	650	900	
63						MQ		0,000		420	650	900
64						ME		0,000		468	650	900
65		through hardening steels (b)	NV (nitr.)	14 b)	ML	0,000		258	HV	450	650	
66						MQ	0,000	363		450	650	
67						ME	0,000	432		450	650	
68	wrought steels nitro-carburized <sup>e</sup>	contact	through hardening steels	NV (nitro-car.)	15	ML	0,000	650	HV	300	650	
69							MQ/ME	1,167		425	300	450
70							ME	0,000		950	450	650
71		bending	through hardening steels	NV (nitro-car.)	16	ML	0,000	224	HV	300	650	
72							MQ/ME	0,653		94	300	450
73							ME	0,000		388	450	650
a	In accordance with ISO 4948-2.											
b	In accordance with ISO 683-1.											
c	In accordance with ISO 683-11.											
d	In accordance with ISO 683-10.											
e	In accordance with ISO 683-1, ISO 683-10 or ISO 683-11.											

Il·lustració 31. Selecció del factor del material.

La qualitat recomanada en la norma és la MQ, en la columna de stress hi ha que fixar-se en els apartats "contact".

Con aquests dades se extrae com a conclusió que els acerats són els que millors coeficients nos ofereixen per tant serà la família escogida per determinar el material final. Se tracta de la família "Case hardened wrought steels" marcada amb un recuadre.



### 7.2.3 Elección del material

Para este apartado se va a recurrir a la norma DIN 3990, que recoge información sobre materiales mucho más detallada que en la norma ISO 6336. Los valores de  $\sigma_{H\text{ lim}}$  y  $\sigma_{F\text{ lim}}$  se pueden calcular para cualquier material y están recogidos en tablas experimentales dentro de esta norma, a continuación se muestra una tabla con aceros cementados y sus propiedades para llevar a cabo la elección final del material. Todos estos materiales están recogidos por la norma EN 10084.

Designación	Dureza en el núcleo HV	Dureza en los flancos HV	$\sigma_{H\text{ lim}}$ (Mpa)	$\sigma_{F\text{ lim}}$ (Mpa)
<b>16MnCr5</b>	270	720	1630	460
<b>20MnCr5</b>	330	720	1630	480
<b>20MoCr4</b>	270	720	1630	500
<b>18CrNiMo7-6</b>	400	720	1630	500

Tabla 11. Características de los aceros cementados.

Teniendo en cuenta los datos de la tabla, el precio de los materiales y la disponibilidad de los mismos, el material escogido es el **20MnCr5**, ya que es de los más baratos, de los más fáciles de conseguir y ofrece propiedades prácticamente idénticas a los demás.

### 7.2.4 Ensayo estático estructural

A continuación se va a realizar un ensayo a modo de comprobación para determinar si el material escogido cumple las exigencias estáticas del motor. Para empezar el ensayo estático lo primero que se debe hacer es modelar la pieza para tener clara su geometría y sus dimensiones. Todavía no se saben las dimensiones reales de los engranajes por lo que se va a modelar un engranaje helicoidal con las dimensiones de los engranajes originales.

Las dimensiones elegidas para estudiar el modelo de engranaje helicoidal son las siguientes:

<b>Módulo</b>	1.75
<b>Número de dientes</b>	29
<b>Ángulo de la hélice</b>	45°
<b>Ángulo de presión</b>	20°
<b>Espesor</b>	12
<b>Diámetro del eje nominal</b>	25

Tabla 12. Datos del engranaje modelo.

Con estos datos el engranaje resultante queda con la geometría que se muestra a continuación.

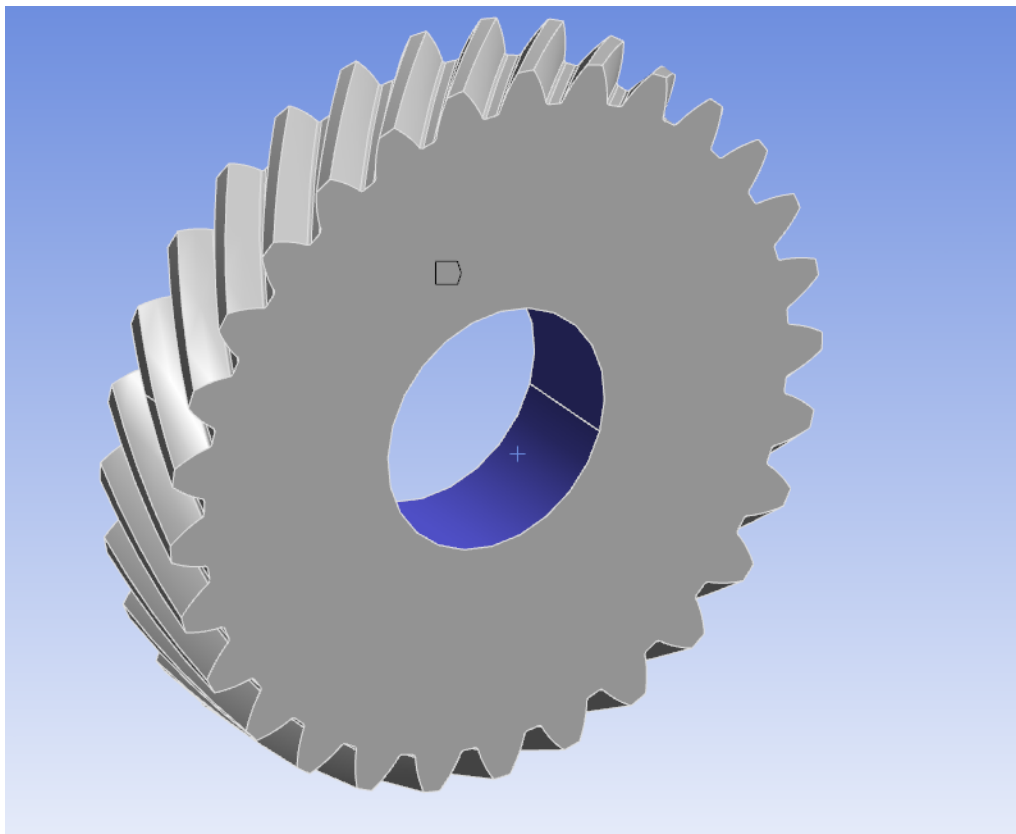


Ilustración 32. Imagen del modelo helicoidal en 3D.

Para modelizar las condiciones de servicio estáticas de los engranajes se va a recurrir a la ayuda del programa Ansys Workbench 2021. Para que su explicación sea más clara se adjuntarán fotos de los pasos a seguir.

Una vez tenemos insertada la geometría en el programa, hay que elegir un material, en este caso se ha elegido acero estructural pero no es relevante ya que los resultados no dependen del material sino de la geometría y de las fuerzas.

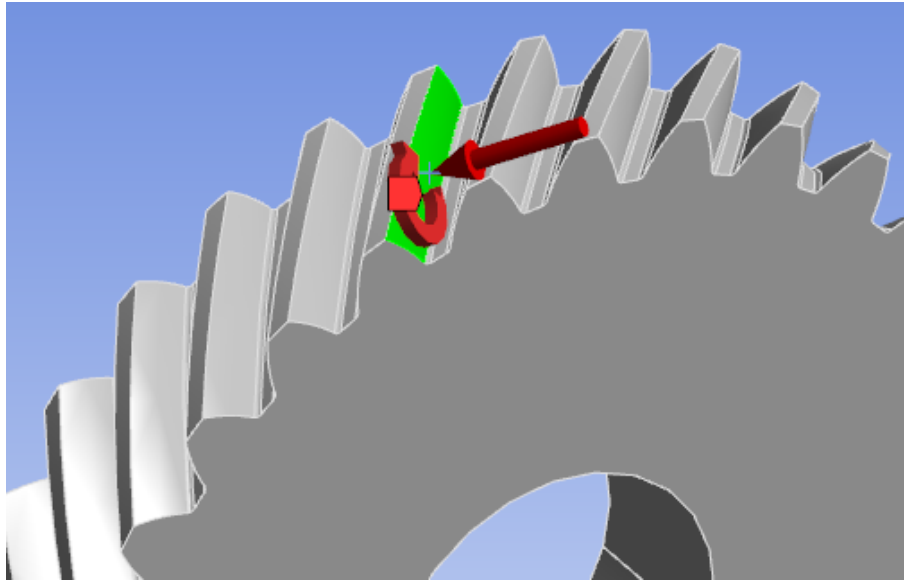
Una vez escogido el material, se procede a calcular el peor de los casos. Para ello se va a colocar una restricción fija en la siguiente superficie pintada de color azul:



*Ilustración 33. Imagen de la aplicación de cargas al modelo 1.*

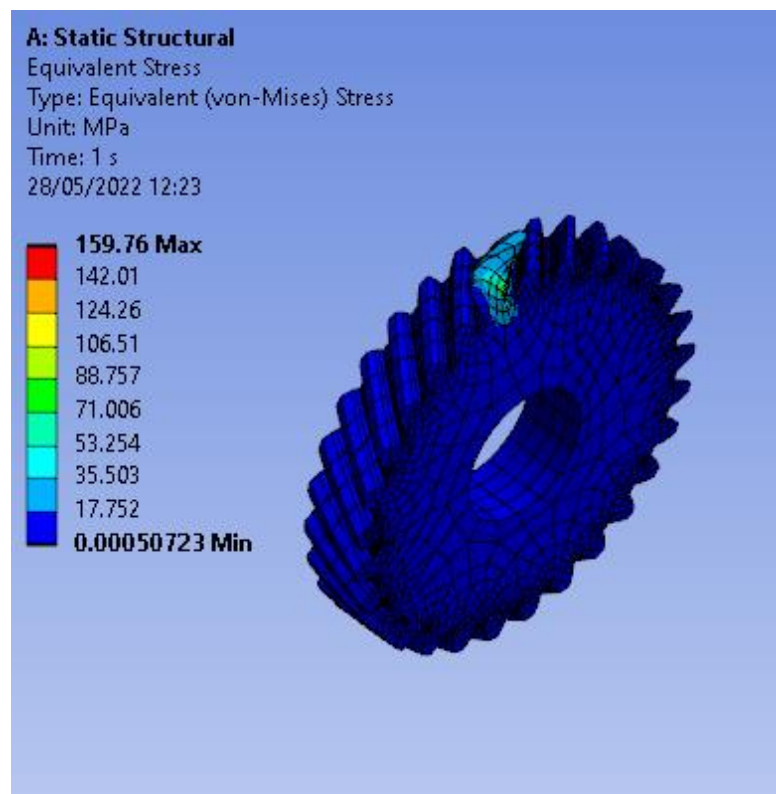
De esta manera se asume que en el momento que se aplique la fuerza el engranaje estará parado, siendo este el peor caso.

El siguiente paso es aplicar la fuerza. El valor de la fuerza será el torque máximo que es capaz de producir el motor, siendo este el peor caso, y se aplicará sobre la superficie de un diente en forma de momento y de la siguiente manera:



Il·lustració 34. Imagen de la aplicació de càrregues al model 2.

Una vegada aplicades les restriccions i les forces, ja se poden conèixer els resultats, que són els següents:



Il·lustració 35. Imagen de los resultados del estudio estático.

El resultat és una tensió màxima de 159.7 Mpa. Tenint en compte que el material escogit té un límit elàstic de 520 Mpa, se obté com a conclusió que el material té un coeficient de seguretat de 3.25 davant el fallu estàtic.

### 7.3 Proceso de cálculo de engranajes según norma ISO 6336.

Antes de calcular los engranajes, se va a explicar el procedimiento a seguir para ello. Cabe destacar que es un procedimiento iterativo, es decir, hay que tomar valores aproximados y finalmente ajustarlos mediante hojas de cálculo. El proceso de cálculo que se va a explicar a continuación se recoge en la norma ISO 6336, la norma europea que rige los engranajes.

El procedimiento se basa en calcular dos coeficientes de seguridad, que determinan la seguridad del engranaje frente a los dos tipos de fallo posibles en engranajes. Se trata del coeficiente de seguridad a flexión ( $S_F$ ) y el coeficiente de seguridad a contacto ( $S_H$ ).

**Coficiente de seguridad a contacto ( $S_H$ ):** establece la relación entre la presión de funcionamiento de una rueda con la presión máxima que es capaz de soportar para que no se produzca una rotura por deterioro superficial.

**Coficiente de seguridad a flexión ( $S_F$ ):** representa la relación entre el esfuerzo máximo de flexión que es capaz de soportar un diente del engranaje con el esfuerzo real al que va a estar sometido.

La norma AGMA 2001-C95 establece los siguientes valores, que relacionan la probabilidad de fallo y el coeficiente mínimo.

Probabilidad de ocurrir el fallo	$S_{Hmin}$
0,01 %	1,50
0,10 %	1,25
1,00 %	1,00
10,00 %	0,85

*Ilustración 36. Probabilidad de fallo de los coeficientes.*

El coeficiente mínimo escogido para ambos tipos de fallo es 1.5, de esta manera se garantizará una probabilidad de fallo máxima del 0.01%.

Cada uno de los dos coeficientes se calcula mediante un procedimiento distinto, por tanto, se van a explicar de manera separada con el objetivo de mejorar la comprensión del lector. Cabe destacar que posteriormente habrá que realizar dos cálculos para cada coeficiente, uno para las ruedas y otro para los piñones.

Por este motivo a partir de este momento las ruedas se van a denotar con el subíndice 1 y los piñones con el subíndice 2.

A continuación se procede a comenzar con la explicación del proceso de cálculo del coeficiente de seguridad a contacto, posteriormente se explicará el procedimiento para calcular el coeficiente de seguridad a flexión.

Cabe destacar que las siguientes páginas son sólo una explicación del procedimiento, el cálculo se hará posteriormente.

### 7.3.1 Coeficiente de seguridad a contacto ( $S_H$ )

Como bien se ha explicado en la página anterior, este coeficiente indica la seguridad que va a tener un engranaje respecto a los esfuerzos de contacto a los que está sometido. Para calcularlo de manera exacta y correcta es necesario conocer una extensa serie de parámetros que se van a exponer en las siguientes páginas.

$$S_{H_1} = \frac{\sigma_{HG_1}}{\sigma_{H_1}} > S_{Hmín}$$

$$S_{H_2} = \frac{\sigma_{HG_2}}{\sigma_{H_2}} > S_{Hmín}$$

Donde:

- $\sigma_{HG}$  es la tensión máxima admisible en el diente del engranaje.
- $\sigma_H$  es la tensión de contacto a la que está sometida realmente el diente.

A continuación se va a explicar cada uno de estos dos parámetros.

#### 7.3.1.1 Tensión superficial de contacto $\sigma_H$

La tensión superficial de contacto se obtiene como un producto de la tensión de Hertz y una serie de coeficientes para adaptar el cálculo a las condiciones reales.

La expresión queda de la siguiente manera:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (\text{MPa})$$

*Ilustración 37. Fórmula de la tensión de contacto.*

Donde:

##### 7.3.1.1.1 Factor de aplicación de carga $K_A$

Este factor tiene como función compensar los incrementos de carga producidos por las fuerzas externas a la caja que actúan sobre el par de salida y entrada. Dichas fuerzas externas dependen principalmente de el tipo de la máquina motriz y la máquina conducida así como de las condiciones de trabajo. Para calcularlo se va a hacer uso de una tabla que recoge los posibles casos con sus respectivos coeficientes.

**Tabla 2 valores recomendados según ISO 6336-1 para  $K_A$**

Trabajo característico de la máquina movida	Trabajo de la máquina motriz			
	Choq. unif. fuerte	choq. Ligero	choque moder	choq. fuerte
Choque uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choque ligero	1,10	1,35	1,60	1,85
Choque moderado	1,25	1,50	1,75	2,00
Choque fuerte	1,50	1,75	2,00	2,25

*Ilustración 38. Elección del factor de aplicación.*

A continuación se presentan dos tablas para ayudar a entender la elección del factor  $K_A$ .

**Table B.2 — Examples for driving machines with various working characteristics**

Working characteristic	Driving machine
Uniform	Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation <sup>a</sup> and small rarely occurring starting torques <sup>b</sup> .
Light shocks	Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques <sup>b</sup> ).
Moderate shocks	Multiple cylinder internal combustion engines.
Heavy shocks	Single cylinder internal combustion engines.
<sup>a</sup> Based on vibration tests or on experience gained from similar installations. <sup>b</sup> See service life graphs, $Z_{NT}$ , $Y_{NT}$ , for the material in ISO 6336-2 and ISO 6336-3. Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.	

*Ilustración 39. Ayuda para cálculo de  $K_A$ .*

**Table B.3 — Industrial gears — Examples of working characteristics of driven machine**

Working characteristic	Driven machines
Uniform	Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines <sup>a</sup> ; vertical gear, running gear <sup>b</sup> .
Light shocks	Non-uniformly (i.e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands <sup>c</sup> , (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).
Moderate shocks	Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills <sup>c, d</sup> ; lifting gear, single cylinder piston pumps.
Heavy shocks	Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip <sup>c, e</sup> ; briquette presses; breaker mills.
<sup>a</sup> Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque. <sup>b</sup> Nominal torque = maximum starting torque. <sup>c</sup> Nominal torque = maximum rolling torque. <sup>d</sup> Torque from current limitation. <sup>e</sup> $K_A$ up to 2,0 because of frequent strip cracking.	

*Ilustración 40. Ayuda para cálculo de  $K_A$ .*

Con la ayuda de estas tablas, en el momento de realizar el cálculo resultará mucho más fácil escoger el coeficiente.

La primera tabla explica que tipo de máquinas producen cada tipo de esfuerzos, y en la segunda, se exponen una gran variedad de ejemplos de cada esfuerzo, quedando así mucho más clara la información necesaria para calcular el factor.

### 7.3.1.1.2 Factor de carga dinámica $K_V$

Este factor tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas producidas en el interior, generadas principalmente por las vibraciones ocasionadas entre la rueda y el piñón.

La norma ISO 6336 establece cinco métodos para su cálculo, el A, B, C, D, E.

El método A consiste en no hacer ningún cálculo y obtener de manera experimental los efectos de las cargas internas sobre los engranajes.

El método B es más empírico pero no tiene en cuenta las vibraciones interiores, por lo tanto, es poco exacto y no se usa prácticamente.

El método C es el más utilizado a nivel industrial y el más adecuado para una situación como esta. Este método es el que se va a explicar a continuación debido a que es el que se va a utilizar.

El método D se basa en el método C pero de manera más simplificada, y por tanto, menos exacta.

El método E está basado en la norma AGMA 2001-B88, y no tiene en cuenta las cargas dinámicas en resonancia por tanto tampoco es un método demasiado exacto.

El método C solo es aplicable si se cumplen las siguientes condiciones:

- Ángulo de hélice menor a  $30^\circ$  para engranajes helicoidales.
- Velocidad de trabajo dentro del rango subcrítico.
- El número de dientes del piñón no puede sobrepasar las 50 unidades.

Una vez que el diseñador se asegure de que cumple estos tres requisitos, hay dos opciones para el cálculo:

- Engranajes con un grado de solapamiento  $\epsilon_\beta \geq 1$
- Engranajes con un grado de solapamiento  $\epsilon_\beta < 1$

Por este motivo antes de continuar se va a explicar como calcular el grado de solapamiento de un engranaje.

$\epsilon_\beta$  se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin(\beta)}{\pi m_n}$$

Ilustración 41. Fórmula del grado de solapamiento.

Donde:

- $b$  es el ancho del diente.
- $\beta$  es el ángulo de hélice.
- $m_n$  es el módulo del engranaje en mm.

A continuación se reanuda la explicación de los dos posibles casos para calcular el factor de carga dinámica.

- Engranajes con un grado de solapamiento  $\varepsilon_\beta \geq 1$ :

El factor se calcula con la siguiente expresión:

$$K_V = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}}$$

Ilustración 42. Fórmula del factor de distribución de carga.

Donde:

- V es la velocidad en el extremo del diámetro primitivo en m/s.
- $K_A$  es el factor de aplicación de carga.
- b es el ancho del engranaje en mm.
- $F_t$  es la fuerza tangencial a la que está sometida el diente en N.
- u es la relación de transmisión.
- $K_1$  y  $K_2$  se obtienen de la tabla que se expone en la siguiente página.
- $K_3$  se obtiene de la ecuación que se muestra en la siguiente página.

Table 7 — Values of factors  $K_1$  and  $K_2$  for calculation of  $K_{v-C}$  by Equation (36)

	$K_1$ Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										$K_2$ All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Ilustración 43. Ayuda para calcular  $K_v$ .

Esta tabla recoge  $K_1$  y  $K_2$  según la calidad del dentado.

$K_3$  se calcula mediante las siguientes expresiones:

- Si  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} \leq 0.2$  entonces  $K_3 = 2.0$
- Si  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0.2$  entonces  $K_3 = -0.357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} + 2.071$



- Engranajes con un grado de solapamiento  $\varepsilon_\beta < 1$

El factor en este caso se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

Ilustración 44. Fórmula de  $K_V$ .

Donde:

- $\varepsilon_\beta$  es el grado de solapamiento
- $K_{V\alpha}$  y  $K_{V\beta}$  se calculan de igual manera siguiendo la ecuación que se muestra a continuación.

$$K_{V\alpha} = (f_{F1} \cdot K_{3501})$$

$$K_{V\beta} = (f_{F2} \cdot K_{3502})$$

Donde:

- $f_{F1}$  es el factor de corrección de carga para engranajes rectos y se obtiene de la tabla 6.
- $f_{F2}$  es el factor de corrección de carga para engranajes helicoidales y se obtiene de la tabla 5.
- $K_{3501}$  muestra la calidad de la dentadura frente a una carga unitaria de 350N/mm y se muestra en la figura 6.
- $K_{3502}$  muestra la calidad de la dentadura frente a una carga unitaria de 350N/mm y se muestra en la figura 5.

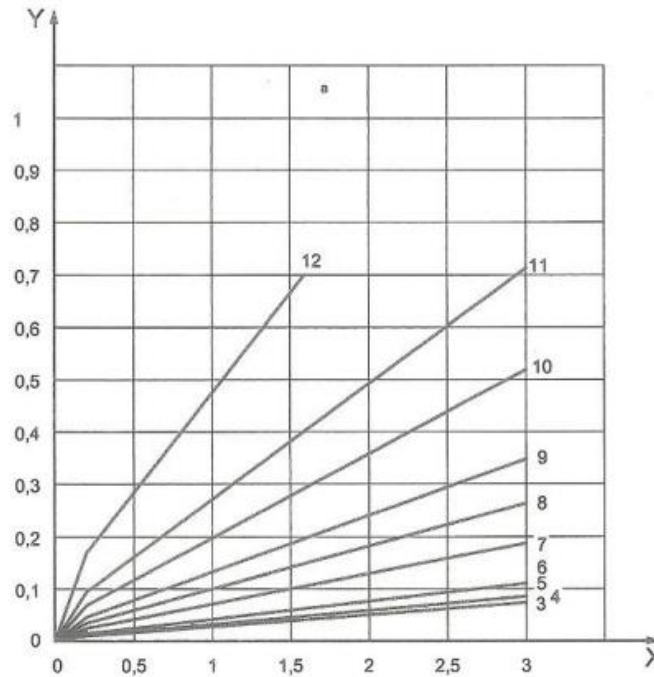
Table 6 — Load correction factor  $f_F$  for spur gears

Gear accuracy grade <sup>a</sup>	Load correction factor $f_F$							
	$(F_1 K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,61	1,18	1	0,93	0,86	0,83	0,81	0,80
4	1,81	1,24	1	0,90	0,82	0,77	0,75	0,73
5	2,15	1,34	1	0,86	0,74	0,67	0,65	0,62
6	2,45	1,43	1	0,83	0,67	0,59	0,55	0,51
7	2,73	1,52	1	0,79	0,61	0,51	0,47	0,43
8	2,95	1,59	1	0,77	0,56	0,45	0,40	0,35
9	3,09	1,63	1	0,75	0,53	0,41	0,36	0,31
10	3,22	1,67	1	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27
11	3,30	1,69	1	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24
12	3,37	1,71	1	0,72	0,47	0,33	0,27	0,22

NOTE Interpolate for intermediate values.

<sup>a</sup> Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.

Ilustración 45. Cálculo del factor de carga.



Key

$$X = (v z_1 / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}$$

$$Y = K_{350} N$$

<sup>a</sup> Gear accuracy in accordance with ISO 1328-1, spur gears.

Figure 6 — Value of  $K_{350} N$  for spur gears

Ilustración 46. Ayuda para cálculo de  $K_v$ .

Table 5 — Load correction factor  $f_F$  for helical gears

Gear accuracy grade <sup>a</sup>	Load correction factor $f_F$							
	$(F_t K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,96	1,29	1	0,88	0,78	0,73	0,70	0,68
4	2,21	1,36	1	0,85	0,73	0,66	0,62	0,60
5	2,56	1,47	1	0,81	0,65	0,56	0,52	0,48
6	2,82	1,55	1	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39
7	3,03	1,61	1	0,76	0,54	0,42	0,37	0,33
8	3,19	1,66	1	0,74	0,51	0,38	0,33	0,28
9	3,27	1,68	1	0,73	0,49	0,36	0,30	0,25
10	3,35	1,70	1	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22
11	3,39	1,72	1	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21
12	3,43	1,73	1	0,71	0,45	0,31	0,25	0,20

NOTE Interpolate for intermediate values.

<sup>a</sup> Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.

Ilustración 47. Cálculo del factor de carga.

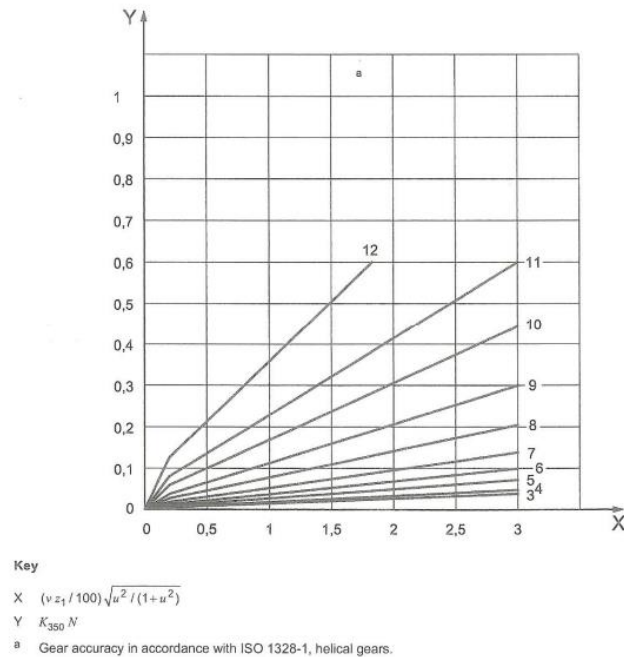


Figure 5 — Values of  $K_{350} N$  for helical gears with  $\epsilon_{\beta} \geq 1$

Ilustración 48. Ayuda para el cálculo de  $K_v$ .

### 7.3.1.1.3 Factor de distribución longitudinal $K_{H\beta}$

Este factor permite reducir el efecto que provoca la mala distribución de cargas en el diente. La norma también cuenta con varios métodos para calcular este factor, pero de igual manera que en el apartado anterior, se va a escoger el método C, ya que es el más óptimo para esta situación.

Para poder aplicar el método C se deben cumplir las siguientes premisas:

- El diámetro del agujero interior del piñón es de radio constante.
- La carga de torsión se asume como uniforme a lo largo de los dientes y la de flexión se asume en el centro de los dientes.
- El material del árbol tiene que ser acero.
- Se debe tener una rigidez suficiente tanto en los engranajes como en el árbol.

Hay dos formas de halla el valor de este factor, se presentan a continuación:

$$1. \text{ Si } b_{cal} / b \leq 1 \text{ entonces } K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2F_{\beta\gamma}C_{\gamma}}{F_m/b}}$$

$$2. \text{ Si } b_{cal} / b > 1 \text{ entonces } K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta\gamma}C_{\gamma}}{2F_m/b}$$

Donde:

- $F_m = F_t K_A K_V$ 
  - $F_t$  es la fuerza tangencial en el diente en N.
  - $K_A$  es el factor de aplicación de carga.
  - $K_V$  es el factor de carga dinámica.
- $b$  es el ancho del diente
- $C_\gamma$  es la rigidez del contacto y la obtención de su valor se explica a continuación.
- $F_{\beta\gamma}$  es el error de distorsión y la obtención de su valor se explica a continuación.

a)  $C_\gamma$ , rigidez de contacto:

Para dientes fabricados con acero la norma ISO 6336 establece un valor de  $C_\gamma$  de:

$$C_\gamma = 20 \frac{N/mm}{\mu m}$$

b)  $F_{\beta\gamma}$ , error de distorsión:

Se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$F_{\beta\gamma} = F_{\beta x} \cdot X_\beta$$

Donde:

- $F_{\beta x}$  es el error de distorsión inicial expresado en  $\mu m$ .
- $X_\beta$  es el factor de puesta en servicio, depende del material.

El factor de puesta en servicio,  $X_\beta$ , en aceros cementados (familia Eh) es siempre:

$$X_\beta = 0.85$$

El error de distorsión inicial,  $F_{\beta x}$ , se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$F_{\beta x} = 1.33 B_1 f_{sh} + B_2 f_{ma}$$

Donde:

- $B_1$  y  $B_2$  se calculan a partir de la siguiente tabla.
- $f_{sh}$  es la desalineación equivalente y sigue la siguiente ecuación.
- $f_{ma}$  es la máxima separación posible que pueden tener los flancos de los dientes engranados.

El valor de  $f_{ma}$  se escogerá siguiendo el criterio del diseñador, escogiendo entre un rango de 0  $\mu m$  para aplicaciones donde se requiere una alta exactitud y 15  $\mu m$  para aplicaciones industriales.

La tabla donde se recoge la información necesaria para calcular B1 y B2 es la siguiente:

Table 8 — Constants for use in Equations (52) and (53)

No.	Helix modification		Equation constants	
	Type	Amount	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>
1	None	—	1	1
2	Central crowning only	$C_{\beta} = 0,5 f_{ma}^a$	1	0,5
3	Central crowning only	$C_{\beta} = 0,5 (f_{ma} + f_{sh})^a$	0,5	0,5
4 <sup>b</sup>	Helix correction only	Corrected shape calculated to match torque being analysed	0,1 <sup>c</sup>	1,0
5	Helix correction plus central crowning	Case 2 plus case 4	0,1 <sup>c</sup>	0,5
6	End relief	appropriate amount $C_{(II)}$ <sup>d</sup>	0,7	0,7

<sup>a</sup> Appropriate crowning,  $C_{\beta}$ , see Annex D.  
<sup>b</sup> Predominantly applied for applications with constant load conditions.  
<sup>c</sup> Valid for very best practice of manufacturing, otherwise higher values appropriate.  
<sup>d</sup> See Annex E.

Ilustración 49. Ayuda para cálculo de  $K_{H\beta}$ .

La ecuación que sigue la desalineación equivalente es la siguiente:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0,023 \left[ \left| B^* + K' \frac{l_s}{d_1^2} \left( \frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left( \frac{b}{d_1} \right)^2$$

Ilustración 50. Fórmula de  $F_{sh}$ .

#### 7.3.1.1.4 Factor de distribución transversal de carga $K_{H\alpha}$

Este factor permite cubrir el efecto de una mala distribución de carga entre los dientes que están en contacto cuando se engrana una marcha.

De igual manera que en los demás factores, la norma ofrece diversos métodos para hallar el valor de  $K_{H\alpha}$ . En este caso se ha escogido el método B, ya que es el único método empírico. El método A el factor toma un valor de 1, pero teniendo que realizar un estudio que contemple la influencia de este factor.

El método B consta de dos opciones, que dependen del grado de recubrimiento y del grado de solapamiento, a continuación se exponen los dos posibles casos con sus respectivas metodologías de cálculo:

- $\varepsilon_\gamma \leq 2$ :

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left( 0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\alpha} (f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right)$$

Ilustración 51. Fórmula 1 para Kha.

- $\varepsilon_\gamma > 2$ :

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \frac{c_{\gamma\alpha} (f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b}}$$

Ilustración 52. Fórmula 2 para Kha.

Donde:

- b es el ancho del engranaje
- $F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$ , todos los factores involucrados están calculados anteriormente.
- $f_{pb}$  es la desviación máxima del círculo primitivo de un engranaje en  $\mu\text{m}$ .
- $y_\alpha$  es el factor de ajuste por puesta en servicio.
- $c_{\gamma\alpha}$  se explica posteriormente.
- $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

Antes de continuar, se va a explicar el procedimiento de cálculo para obtener  $\varepsilon_\alpha$ , ya que es necesario para este coeficiente.

$\varepsilon_\alpha$  se calcula siguiendo la siguiente expresión:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{p1} + r_{p2}) \cdot \sin(\alpha)}{m\pi \cos(\alpha)}$$

Ilustración 53. Fórmula del grado de recubrimiento.

Donde: (El subíndice 1 representa a los piñones y el 2 a las ruedas)

- $r_a$  es el radio de cabeza en mm.
- $r_b$  es el radio de base en mm.
- $r_p$  es el radio de pie en mm
- $m$  es el módulo del engranaje en mm.
- $\alpha$  es el ángulo de presión

A continuación, se procede a reanudar la explicación del cálculo del factor de distribución transversal de carga

$f_{pb}$  se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$f_{pb} = T(f_{pt}) \cdot \cos\beta \cdot \cos\alpha_n$$

Siendo  $T(f_{pt})$  la tolerancia de la desviación de paso circular.

La tolerancia de la desviación de paso circular tomará un valor de  $11 \mu\text{m}$ , según una tabla que recoge los valores recomendados para cada tipo de calidad de engranaje.

Cálculo de  $y_\alpha$ :

Este parámetro depende del material que se vaya a utilizar. Para aceros cementados, el factor de puesta en servicio se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$y_\alpha = 0.075 \cdot f_{pb}$$

También se puede utilizar el siguiente gráfico:

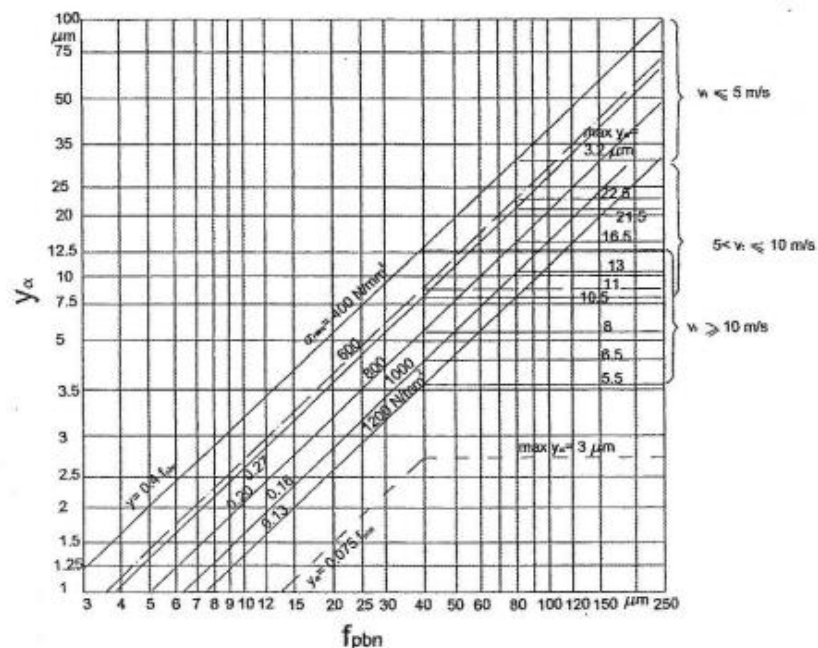


Ilustración 54. Ayuda para el cálculo de  $y_\alpha$ .

La línea discontinua es la que siguen los aceros cementados.

Cabe destacar que el factor de puesta en servicio está limitado a 3  $\mu\text{m}$  cuando  $f_{pb}$  es igual a 40  $\mu\text{m}$ .

### Cálculo de $c_{ya}$

Se deben cumplir las siguientes premisas para poder realizar el cálculo de este parámetro:

- $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$
- $\beta \leq 30^\circ$

En el caso de que se cumplan estos dos requisitos, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$C_{ya} = c'(0.75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0.25)$$

Donde:

- $\varepsilon_\alpha$  es el grado de recubrimiento.
- $c'$  sigue la siguiente expresión:

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cdot \cos(\beta)$$

Donde:

- $C_M = 0.8$
- $c'_{th} = \frac{1}{q'}$ 
  - $q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} + C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2$

Donde:

- Todos los coeficientes se extraen de la siguiente tabla.
- $Z_n$  es el número de dientes de la rueda o el piñón.
- $x$  es el factor de corrección del perfil e la rueda o el piñón.

Table 9 — Coefficients for Equation (82)

$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$	$C_7$	$C_8$	$C_9$
0,047 23	0,155 51	0,257 91	-0,006 35	-0,116 54	-0,001 93	-0,241 88	0,005 29	0,001 82

- $C_R = 1 + \frac{\ln\left(\frac{b_S}{b}\right)}{5e^{5m}}$
- $C_B = \left[1 + 0.5 \cdot \left(1.25 - \frac{h_{fP}}{m_n}\right)\right] [1 - 0.02(20^\circ - \alpha)]$ 
  - $h_{fP}$  es el dedendo del engranaje.
  - $m_n$  es el módulo normal del engranaje.
  - $\alpha$  es el ángulo de presión normal.
- $\beta$  es el ángulo de hélice.



### 7.3.1.1.5 Tensión ideal de Hertz $\sigma_{HO}$

Este parámetro es el último que es necesario calcular para obtener el valor de la tensión admisible de contacto. Por razones obvias, este proyecto no trata de un caso ideal, por lo que hay que utilizar factores para lidiar con las imperfecciones que supone un caso real. Se calcula siguiendo la expresión que se muestra a continuación:

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{(u+1)}{u}}$$

Donde:

- $Z_H$  es el factor de zona.
- $Z_E$  es el factor de elasticidad.
- $Z_\varepsilon$  es el factor del grado de recubrimiento.
- $Z_\beta$  es el factor del ángulo de hélice.
- $F_t$  es la fuerza tangencial.
- $d_1$  es el diámetro primitivo del piñón.
- $b$  es el ancho del engranaje.
- $u$  es la relación de transmisión.

#### 9.3.1.1.5.1 Factor de zona $Z_H$

Este factor corrige el efecto que provocan las curvaturas del flanco en el punto de contacto sobre la circunferencia primitiva.

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos(\beta_b) \cos \alpha_t}{\cos^2(\alpha_t) \sin(\alpha_t)}}$$

Donde:

- $\alpha_t$  es el ángulo de presión transversal.
- $\beta_b$  es el ángulo de hélice base.

El ángulo de hélice base sigue la siguiente ecuación:

$$\beta_b = \arcsin(\sin(\beta) \cos(\alpha_n))$$

Donde:

- $\beta$  es el ángulo de hélice
- $\alpha_n$  es el ángulo de presión normal

#### 7.3.1.1.5.2 Factor de elasticidad $Z_E$

Tiene en cuenta la influencia de la elasticidad del material utilizado.

Se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}}$$

Donde:

- $E$  es el módulo de Young del material.
- $\nu$  es el coeficiente de Poisson del material

#### 9.1.3.1.5.3 Factor del grado de recubrimiento $Z_\epsilon$

Para calcular este factor es necesario conocer si el tipo de dentado es recto o helicoidal, ya que se calculan de manera distinta. En este caso solo se va a exponer la metodología para el dentado helicoidal. Cuenta con dos opciones:

1. Si  $\epsilon_\beta < 1$ , entonces:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}$$

2. Si  $\epsilon_\beta \geq 1$ , entonces:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Donde:

- $\epsilon_\beta$  es el grado de solapamiento.
- $\epsilon_\alpha$  es el grado de recubrimiento.

#### 9.3.1.1.5.4 Factor del ángulo de hélice $Z_\beta$

Este factor es de los más sencillos de calcular, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}}$$

Donde:

- $\beta$  es el ángulo de hélice

#### 7.3.1.1.5.5 Fuerza tangencial $F_t$

La fuerza tangencial a la que está sometida el diente se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{19098 \cdot 1000 \cdot P}{d_i \cdot n_i}$$

Donde:

- $n_i$  es la velocidad de giro del engranaje en rpm.
- $d_i$  es el diámetro de referencia del engranaje en mm.
- $P$  es la potencia transmitida expresada en kW.

#### 7.3.1.2 Tensión máxima admisible de contacto $\sigma_{HG}$

Esta tensión representa el valor máximo que es capaz de soportar el engranaje antes de que se produzca un fallo por efecto del deterioro superficial.

Para hallar su valor se ha de hacer uso de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

Donde:

- $\sigma_{Hlim}$  es el valor de la tensión admisible en condiciones ideales.
- $Z_{NT}$  es el factor de vida.
- $Z_L$  es el factor de lubricación.
- $Z_V$  es el factor de velocidad.
- $Z_R$  es el factor de rugosidad.
- $Z_W$  es el factor de endurecimiento.
- $Z_X$  es el factor de tamaño.

##### 7.3.1.2.1 Tensión admisible en condiciones ideales $\sigma_{Hlim}$

Este factor representa la tensión que es capaz de soportar el engranaje en condiciones ideales, pero este proyecto, por razones obvias, no se encuentra en condiciones ideales.

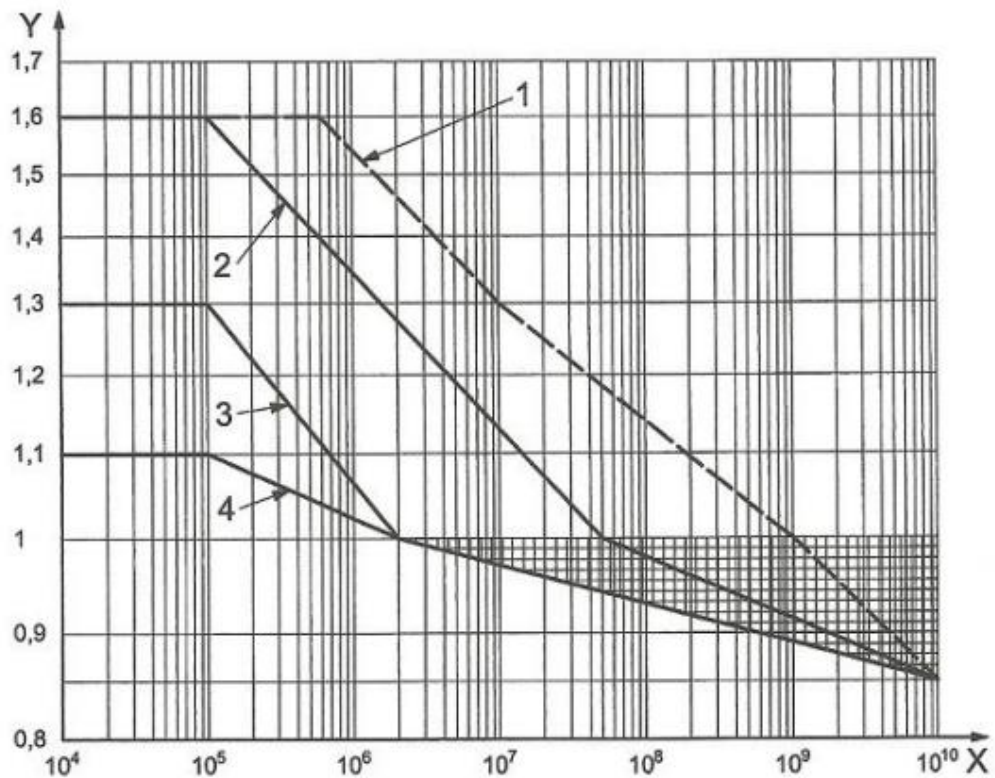
Depende del material y se ha anteriormente se ha hallado su valor, en el apartado de selección del material.

Su valor es 1630 Mpa.

### 7.3.1.2.2 Factor de vida $Z_{NT}$

Este factor media contra la posibilidad de que en algún momento de la vida útil del engranaje, el valor de  $\sigma_{Hlim}$  sea sobrepasado.

Para determinar este factor se ha de hacer uso del gráfico mostrado a continuación:



#### Key

X number of load cycles,  $N_L$

Y life factor,  $Z_{NT}$

- 1 St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF<sup>a</sup>
- 2 St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF
- 3 GG, GGG (ferr.), NT (nitr.), NV (nitr.)
- 4 NV (nitrocar.)

Ilustración 55. Gráfico para el cálculo del factor de vida.

El gráfico cuenta con 4 líneas, que corresponden a los grupos de materiales indicados en la parte inferior.

El grupo al que pertenece el material seleccionado para los engranajes es el Eh, por tanto las líneas en las que hay que fijarse son la 1 y la 2.

El procedimiento es determinar el número de ciclos deseados y observar su valor en la correspondiente línea.

### 7.3.1.2.3 Factor de lubricación $Z_L$

Este factor tiene en cuenta la influencia que tiene el aceite sobre la capacidad de carga, depende de la viscosidad del aceite, de la carga, de la rugosidad de los flancos y del radio de curvatura de los dientes engranados.

Para determinar su valor, se hace uso de la siguiente expresión:

$$Z_L = C_{ZL} + 4 \cdot (1 - C_{ZL})v_f$$

Donde:

$C_{ZL}$  depende de  $\sigma_{Hlim}$  de tal modo que:

- Si  $\sigma_{Hlim} < 850$  Mpa entonces  $C_{ZL} = 0.83$
- Si  $850 \text{ Mpa} \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200$  Mpa entonces  $C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0.6357$
- Si  $\sigma_{Hlim} > 1200$  Mpa entonces  $C_{ZL} = 0.91$

$v_f$  se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$v_f = \frac{1}{\left(1.2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2}$$

Donde  $v_{50}$  se calcula a partir de la siguiente tabla, que depende de la viscosidad del aceite.

Table 3 — Viscosity parameters

ISO viscosity class (grade)		VG 32 <sup>a</sup>	VG 46 <sup>a</sup>	VG 68 <sup>a</sup>	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Nominal viscosity, mm <sup>2</sup> /s	$v_{40}$	32	46	68	100	150	220	320
	$v_{50}$	21	30	43	61	89	125	180
Viscosity parameter	$v_f$	0,040	0,067	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370

<sup>a</sup> Only for high speed transmission.

Ilustración 56. Parámetros de viscosidad.

Es necesario conocer la viscosidad del aceite utilizado en la caja para poder determinar el valor de  $v_{50}$  y posteriormente poder hallar el factor de lubricación.

#### 7.3.1.2.4 Factor de velocidad $Z_V$

Este factor sirve para hacer presente el efecto que la velocidad causa en la formación de una película de aceite.

Se calcula con la siguiente expresión:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$$

Donde:

- $C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02$
- $v$  es la velocidad en el diámetro primitivo.

#### 9.3.1.2.5 Factor de rugosidad $Z_R$

Este factor tiene en cuenta la influencia de la rugosidad superficial del engranaje. Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Z_R = \left( \frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}}$$

Donde:

$C_{ZR}$  depende de  $\sigma_{Hlim}$ , de tal modo que:

- Si  $\sigma_{Hlim} < 850$  Mpa entonces  $C_{ZR} = 0.15$
- Si  $850 \text{ Mpa} \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200$  Mpa entonces  $C_{ZR} = 0.32 - 0.0002 \cdot \sigma_{Hlim}$
- Si  $\sigma_{Hlim} > 1200$  Mpa entonces  $C_{ZR} = 0.08$

$R_{Z10}$  se calcula a partir de la siguiente metodología:

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{p_{red}}}$$

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \qquad p_{red} = \frac{p_1 \cdot p_2}{p_1 + p_2}$$

Donde:

- $R_z$  es la media de las rugosidades del piñón y de la rueda.
- $p_{red}$  es el radio de curvatura relativo en mm
- $p_1 = 0.5d_{b1} \tan(\alpha_t)$ , siendo  $d_{b1}$  el diámetro de base del piñón.
- $p_2 = 0.5d_{b2} \tan(\alpha_t)$ , siendo  $d_{b2}$  el diámetro de base de la rueda.

#### 7.3.1.2.6 Factor de endurecimiento superficial $Z_w$

Este factor tiene en cuenta la influencia en la capacidad de carga al engranar dos engranajes muy endurecidos superficialmente.

Para poder hallar su valor es necesario distinguir entre dos posibles casos:

- Piñón endurecido y rueda con temple profundo.
- Temple profundo en rueda y piñón.

El primer caso se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$R_{zH} = \frac{R_{z1} \left( \frac{10}{p_{red}} \right)^{0.33} \left( \frac{R_{z1}}{R_{z2}} \right)}{\left( \frac{v_{40} v}{1500} \right)}$$

Cabe destacar que  $R_{zH}$  tiene unos límites inferior y superior de 3 y 16  $\mu\text{m}$  respectivamente.

Donde:

- $R_{z1}$  es la rugosidad superficial del piñón.
- $R_{z2}$  es la rugosidad superficial de la rueda.
- $p_{red}$  es el radio relativo de curvatura en mm.
- $v_{40}$  es la viscosidad del aceite a 40°C.
- $v$  es la velocidad en la línea de paso.

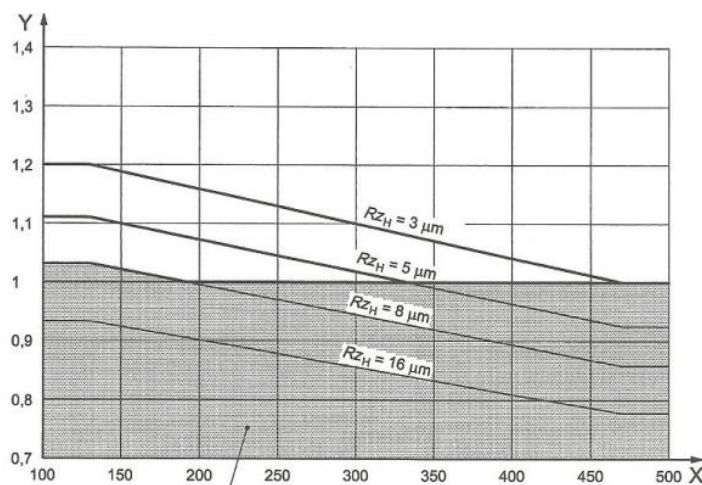


Ilustración 57. Gráfico de rugosidades.

A partir del gráfico anterior, sabiendo la dureza superficial del engranaje (eje X) y conociendo  $R_{ZH}$  se puede hallar el valor del factor de endurecimiento, que se recoge en el eje Y.

El segundo caso se calcula siguiendo el gráfico que se expone a continuación:

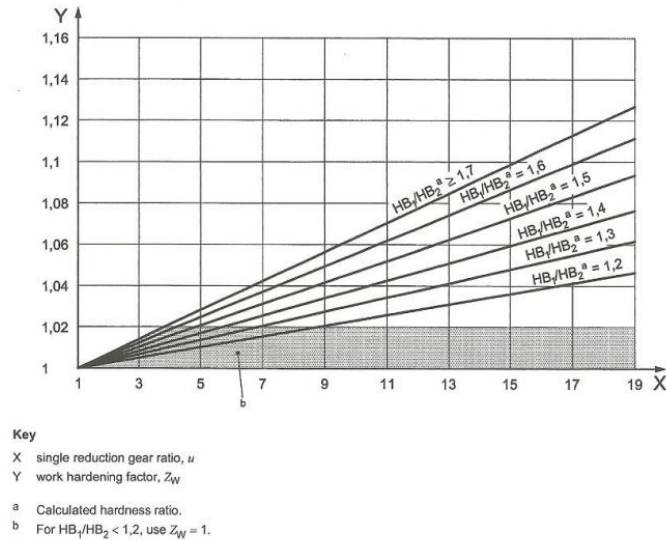


Figure 11 — Work hardening factor  $Z_W$  for through-hardened gear and pinion

Ilustración 58. Ayuda para el cálculo del factor de endurecimiento superficial.

En el eje x está la relación de transmisión, en el Y el factor de endurecimiento, y las líneas que cruzan indican la relación entre las durezas del piñón y la rueda.

### 7.3.1.2.7 Factor de tamaño $Z_x$

Este factor media con el efecto del tamaño de los dientes.

Se calcula a partir del siguiente gráfico:

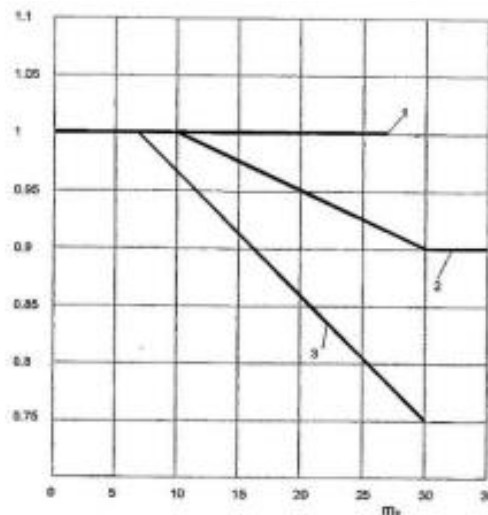


Ilustración 59. Gráfico para obtener el factor de tamaño.

En el eje x está el módulo del engranaje y en el Y el valor del factor. Las líneas dependen del material y la 2 es la que representa los aceros cementados.



### 7.3.2 Coeficiente de seguridad a flexión ( $S_F$ )

Este coeficiente indica la seguridad que va a tener un engranaje respecto a los esfuerzos de flexión a los que está sometido. Para calcularlo de manera exacta y correcta es necesario conocer una extensa serie de parámetros que se van a exponer en las siguientes páginas.

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} > S_{Fmin}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} > S_{Fmin}$$

Donde:

- $\sigma_{HF}$  es la tensión de flexión máxima admisible en el diente del engranaje.
- $\sigma_F$  es la tensión de flexión a la que está sometida realmente el diente.

A continuación se va a explicar cada uno de estos dos parámetros.

#### 7.3.2.1 Tensión superficial de flexión $\sigma_F$

La tensión superficial de contacto se obtiene como un producto de la tensión de Hertz y una serie de coeficientes para adaptar el cálculo a las condiciones reales.

La expresión queda de la siguiente manera:

$$\sigma_F = \sigma_{FG} K_A K_V K_{FB} K_{FA}$$

Ilustración 60. Fórmula de la tensión superficial de flexión.

Donde:

##### 7.3.2.1.1 Factor de aplicación de carga $K_A$

Este factor tiene como función compensar los incrementos de carga producidos por las fuerzas externas a la caja que actúan sobre el par de salida y entrada. Dichas fuerzas externas dependen principalmente de el tipo de la máquina motriz y la máquina conducida así como de las condiciones de trabajo. Para calcularlo se va a hacer uso de una tabla que recoge los posibles casos con sus respectivos coeficientes.

Tabla 2 valores recomendados según ISO 6336-1 para  $K_A$

Trabajo característico de la máquina movida	Trabajo de la máquina motriz			
	Choq. unif. fuerte	choq. Ligero	choque moder	choq. fuerte
Choque uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choque ligero	1,10	1,35	1,60	1,85
Choque moderado	1,25	1,50	1,75	2,00
Choque fuerte	1,50	1,75	2,00	2,25

Ilustración 61. Cálculo del factor de aplicación de carga.

La explicación de la obtención de este factor se ha hecho previamente, pero para minimizar las dudas se procede a exponer la explicación otra vez.

A continuación se presentan dos tablas para ayudar a entender la elección del factor  $K_A$ .

**Table B.2 — Examples for driving machines with various working characteristics**

Working characteristic	Driving machine
Uniform	Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation <sup>a</sup> and small rarely occurring starting torques <sup>b</sup> .
Light shocks	Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques <sup>b</sup> ).
Moderate shocks	Multiple cylinder internal combustion engines.
Heavy shocks	Single cylinder internal combustion engines.

<sup>a</sup> Based on vibration tests or on experience gained from similar installations.  
<sup>b</sup> See service life graphs,  $Z_{NT}$ ,  $Y_{NT}$ , for the material in ISO 6336-2 and ISO 6336-3. Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.

*Ilustración 62. Ayuda para el cálculo de  $K_A$ .*

**Table B.3 — Industrial gears — Examples of working characteristics of driven machine**

Working characteristic	Driven machines
Uniform	Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines <sup>a</sup> ; vertical gear, running gear <sup>b</sup> .
Light shocks	Non-uniformly (i.e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands <sup>c</sup> ; (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).
Moderate shocks	Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills <sup>c, d</sup> ; lifting gear; single cylinder piston pumps.
Heavy shocks	Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip <sup>e, b</sup> ; briquette presses; breaker mills.

<sup>a</sup> Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque.  
<sup>b</sup> Nominal torque = maximum starting torque.  
<sup>c</sup> Nominal torque = maximum rolling torque.  
<sup>d</sup> Torque from current limitation.  
<sup>e</sup>  $K_A$  up to 2,0 because of frequent strip cracking.

*Ilustración 63. Ayuda para el cálculo de  $K_A$ .*

Con la ayuda de estas tablas, en el momento de realizar el cálculo resultará mucho más fácil escoger el coeficiente.

La primera tabla explica que tipo de máquinas producen cada tipo de esfuerzos, y en la segunda, se exponen una gran variedad de ejemplos de cada esfuerzo, quedando así mucho más clara la información necesaria para calcular el factor.

### 7.3.2.1.2 Factor de carga dinámica $K_V$

La explicación de la obtención de este factor también se ha hecho previamente, pero para minimizar las dudas se procede a exponer la explicación otra vez.

Este factor tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas producidas en el interior, generadas principalmente por las vibraciones ocasionadas entre la rueda y el piñón.

La norma ISO 6336 establece cinco métodos para su cálculo, el A, B, C, D, E.

El método A consiste en no hacer ningún cálculo y obtener de manera experimental los efectos de las cargas internas sobre los engranajes.

El método B es más empírico pero no tiene en cuenta las vibraciones interiores, por lo tanto, es poco exacto y no se usa prácticamente.

El método C es el más utilizado a nivel industrial y el más adecuado para una situación como esta. Este método es el que se va a explicar a continuación debido a que es el que se va a utilizar.

El método D se basa en el método C pero de manera más simplificada, y por tanto, menos exacta.

El método E está basado en la norma AGMA 2001-B88, y no tiene en cuenta las cargas dinámicas en resonancia por tanto tampoco es un método demasiado exacto.

El método C solo es aplicable si se cumplen las siguientes condiciones:

- Ángulo de hélice menor a  $30^\circ$  para engranajes helicoidales.
- Velocidad de trabajo dentro del rango subcrítico.
- El número de dientes del piñón no puede sobrepasar las 50 unidades.

Una vez que el diseñador se asegure de que cumple estos tres requisitos, hay dos opciones para el cálculo:

- Engranajes con un grado de solapamiento  $\epsilon_\beta \geq 1$
- Engranajes con un grado de solapamiento  $\epsilon_\beta < 1$
- $m_n$  es el módulo del engranaje en mm.

A continuación se reanuda la explicación de los dos posibles casos para calcular el factor de carga dinámica.

- Engranajes con un grado de solapamiento  $\epsilon_\beta \geq 1$ :

El factor se calcula con la siguiente expresión:

$$K_V = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{(1 + u^2)}}$$

Ilustración 64. Fórmula 1 para el factor de carga dinámica.

Donde:

- V es la velocidad en el extremo del diámetro primitivo en m/s.
- $K_A$  es el factor de aplicación de carga.
- b es el ancho del engranaje en mm.
- $F_t$  es la fuerza tangencial a la que está sometida el diente en N.
- u es la relación de transmisión.
- $K_1$  y  $K_2$  se obtienen de la tabla que se expone en la siguiente página.
- $K_3$  se obtiene de la ecuación que se muestra en la siguiente página.

Table 7 — Values of factors  $K_1$  and  $K_2$  for calculation of  $K_{v-C}$ , by Equation (36)

	$K_1$ Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										$K_2$ All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Ilustración 65. Ayuda para el cálculo de  $K_v$ .

Esta tabla recoge  $K_1$  y  $K_2$  según la calidad del dentado.

$K_3$  se calcula mediante las siguientes expresiones:

- Si  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0.2$  entonces  $K_3 = 2.0$
- Si  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0.2$  entonces  $K_3 = -0.357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} + 2.07$

- Engranajes con un grado de solapamiento  $\varepsilon_\beta < 1$

El factor en este caso se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

Ilustración 66. Fórmula 2 para el factor de carga dinámica.

Donde:

- $\varepsilon_\beta$  es el grado de solapamiento
- $K_{V\alpha}$  y  $K_{V\beta}$  se calculan de igual manera siguiendo la ecuación que se muestra a continuación.

$$K_{V\alpha} = (f_{F1} \cdot K_{3501})$$

$$K_{V\beta} = (f_{F2} \cdot K_{3502})$$

Donde:

- $f_{F1}$  es el factor de corrección de carga para engranajes rectos y se obtiene de la tabla 6.
- $f_{F2}$  es el factor de corrección de carga para engranajes helicoidales y se obtiene de la tabla 5.
- $K_{350}1$  muestra la calidad de la dentadura frente a una carga unitaria de 350N/mm y se muestra en la figura 6.
- $K_{350}2$  muestra la calidad de la dentadura frente a una carga unitaria de 350N/mm y se muestra en la figura 5.

Table 6 — Load correction factor  $f_F$  for spur gears

Gear accuracy grade <sup>a</sup>	Load correction factor $f_F$							
	$(F_1 K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,61	1,18	1	0,93	0,86	0,83	0,81	0,80
4	1,81	1,24	1	0,90	0,82	0,77	0,75	0,73
5	2,15	1,34	1	0,86	0,74	0,67	0,65	0,62
6	2,45	1,43	1	0,83	0,67	0,59	0,55	0,51
7	2,73	1,52	1	0,79	0,61	0,51	0,47	0,43
8	2,95	1,59	1	0,77	0,56	0,45	0,40	0,35
9	3,09	1,63	1	0,75	0,53	0,41	0,36	0,31
10	3,22	1,67	1	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27
11	3,30	1,69	1	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24
12	3,37	1,71	1	0,72	0,47	0,33	0,27	0,22

NOTE Interpolate for intermediate values.

<sup>a</sup> Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.

Ilustración 67. Obtención del factor corrector de carga.

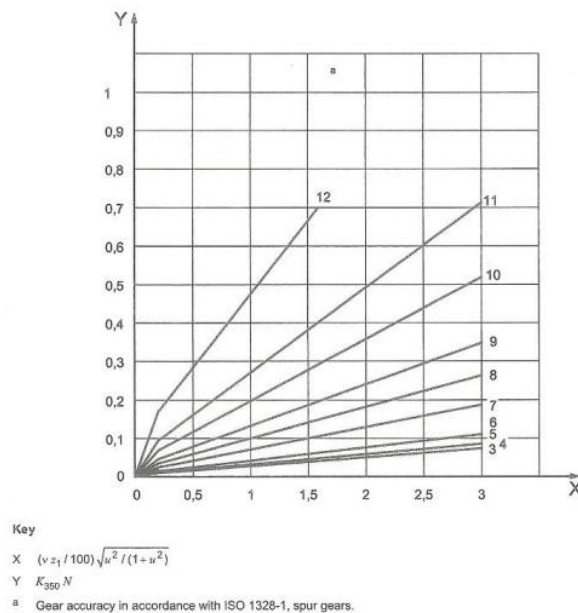


Figure 6 — Value of  $K_{350} N$  for spur gears

Ilustración 68. Ayuda para el cálculo de  $K_v$ .

Table 5 — Load correction factor  $f_F$  for helical gears

Gear accuracy grade <sup>a</sup>	Load correction factor $f_F$							
	$(F_1 K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,96	1,29	1	0,88	0,78	0,73	0,70	0,68
4	2,21	1,36	1	0,85	0,73	0,66	0,62	0,60
5	2,56	1,47	1	0,81	0,65	0,56	0,52	0,48
6	2,82	1,55	1	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39
7	3,03	1,61	1	0,76	0,54	0,42	0,37	0,33
8	3,19	1,66	1	0,74	0,51	0,38	0,33	0,28
9	3,27	1,68	1	0,73	0,49	0,36	0,30	0,25
10	3,35	1,70	1	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22
11	3,39	1,72	1	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21
12	3,43	1,73	1	0,71	0,45	0,31	0,25	0,20

NOTE Interpolate for intermediate values.

<sup>a</sup> Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.

Il·lustració 69. Càlcul del factor de correcció de carga helicoidal.

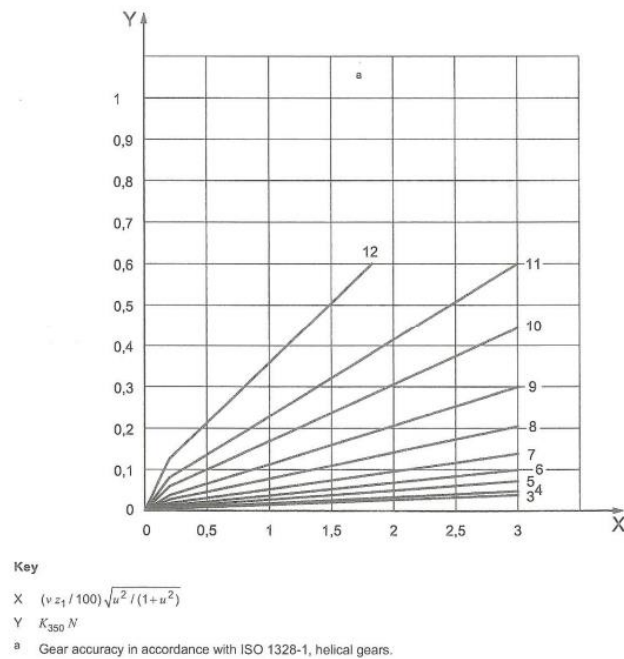


Figure 5 — Values of  $K_{350} N$  for helical gears with  $\epsilon_{\beta} \geq 1$

Il·lustració 70. Ayuda para el cálculo de  $K_v$ .

### 7.3.2.1.3 Factor de distribución longitudinal de la carga aplicada $K_{H\beta}$

Este factor remedia el efecto que provoca la distribución de la carga sobre el ancho del diente, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$$

Donde:

- $K_{H\beta}$  es el factor de distribución longitudinal de contacto, calculado anteriormente
- $N$  es un parámetro que relaciona ambos factores, y sigue la siguiente expresión:

$$N = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

Donde  $b/h$  tiene un límite inferior de 3, y se ha de escoger la relación que sea menor de entre la rueda y el piñón.

### 7.3.2.1.4 Factor de distribución transversal de carga en la base $K_{F\alpha}$

La explicación de la obtención de este factor también se ha hecho previamente, pero para minimizar las dudas se procede a exponer la explicación otra vez.

Este factor permite cubrir el efecto de una mala distribución de carga entre los dientes que están en contacto cuando se engrana una marcha.

De igual manera que en los demás factores, la norma ofrece diversos métodos para hallar el valor de  $K_{H\alpha}$ . En este caso se ha escogido el método B, ya que es el único método empírico. El método A el factor toma un valor de 1, pero teniendo que realizar un estudio que contemple la influencia de este factor.

El método B consta de dos opciones, que dependen del grado de recubrimiento y del grado de solapamiento, a continuación se exponen los dos posibles casos con sus respectivas metodologías de cálculo:

- $\varepsilon_\gamma \leq 2$ :

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left( 0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\alpha} (f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right)$$

Ilustración 71. fórmula 1 para  $K_{fa}$ .

- $\varepsilon_\gamma > 2$ :

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1) c_{\gamma\alpha} (f_{pb} - y_\alpha)}{\varepsilon_\gamma \frac{F_{tH}}{b}}}$$

Ilustración 72. Fórmula 2 para  $K_{fa}$ .

Donde:

- $b$  es el ancho del engranaje
- $F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$ , todos los factores involucrados están calculados anteriormente.
- $f_{pb}$  es la desviación máxima del círculo primitivo de un engranaje en  $\mu\text{m}$ .
- $y_\alpha$  es el factor de ajuste por puesta en servicio.
- $c_{\gamma\alpha}$  se explica posteriormente.
- $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

Antes de continuar, se va a explicar el procedimiento de cálculo para obtener  $\varepsilon_\alpha$ , ya que es necesario para este coeficiente.

$\varepsilon_\alpha$  se calcula siguiendo la siguiente expresión:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{p1} + r_{p2}) \cdot \sin(\alpha)}{m\pi \cos(\alpha)}$$

Ilustración 73. Fórmula del grado de recubrimiento.

Donde: (El subíndice 1 representa a los piñones y el 2 a las ruedas)

- $r_a$  es el radio de cabeza en mm.
- $r_b$  es el radio de base en mm.
- $r_p$  es el radio de pie en mm
- $m$  es el módulo del engranaje en mm.
- $\alpha$  es el ángulo de presión

A continuación, se procede a reanudar la explicación del cálculo del factor de distribución transversal de carga

$f_{pb}$  se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$f_{pb} = T(f_{pt}) \cdot \cos\beta \cdot \cos\alpha_n$$

Siendo  $T(f_{pt})$  la tolerancia de la desviación de paso circular.



La tolerancia de la desviación de paso circular tomará un valor de 11  $\mu\text{m}$ , según una tabla que recoge los valores recomendados para cada tipo de calidad de engranaje.

Cálculo de  $y_\alpha$ :

Este parámetro depende del material que se vaya a utilizar. Para aceros cementados, el factor de puesta en servicio se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$y_\alpha = 0.075 \cdot f_{pb}$$

También se puede utilizar el siguiente gráfico:

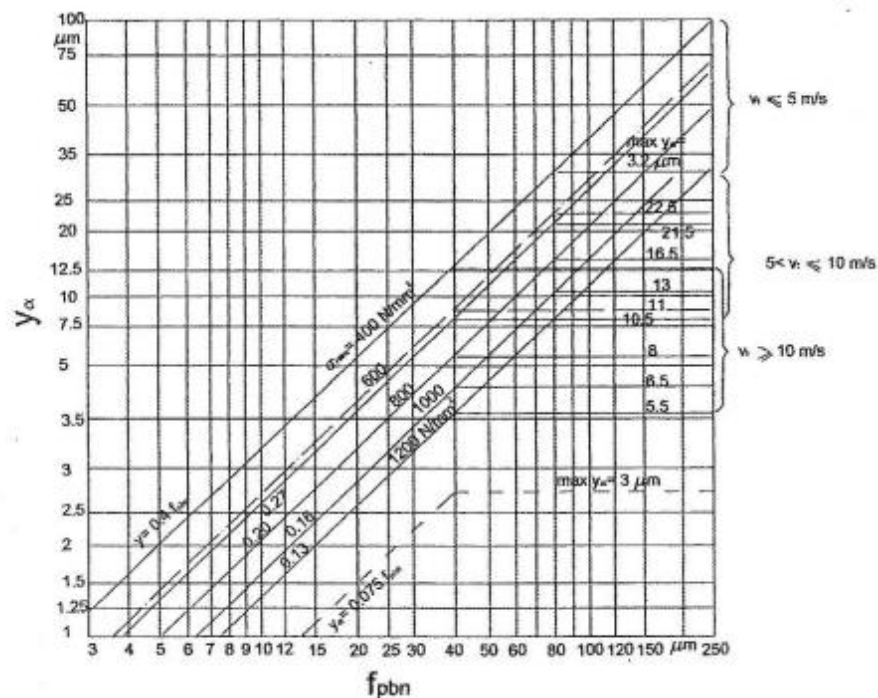


Ilustración 74. Ayuda para el cálculo de  $K_{fa}$ .

La línea discontinua es la que siguen los aceros cementados.

Cabe destacar que el factor de puesta en servicio está limitado a 3  $\mu\text{m}$  cuando  $f_{pb}$  es igual a 40  $\mu\text{m}$ .

**Cálculo de  $C_{ya}$**

Se deben cumplir las siguientes premisas para poder realizar el cálculo de este parámetro:

- $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$
- $\beta \leq 30^\circ$

En el caso de que se cumplan estos dos requisitos, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$C_{ya} = c'(0.75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0.25)$$

Donde:

- $\varepsilon_\alpha$  es el grado de recubrimiento.
- $c'$  sigue la siguiente expresión:

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cdot \cos(\beta)$$

Donde:

- $C_M = 0.8$
- $c'_{th} = \frac{1}{q'}$ 
  - $q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} + C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2$

Donde:

- Todos los coeficientes se extraen de la siguiente tabla.
- $Z_n$  es el número de dientes de la rueda o el piñón.
- $x$  es el factor de corrección del perfil e la rueda o el piñón.

Table 9 — Coefficients for Equation (82)

$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$	$C_7$	$C_8$	$C_9$
0,047 23	0,155 51	0,257 91	-0,006 35	-0,116 54	-0,001 93	-0,241 88	0,005 29	0,001 82

- $C_R = 1 + \frac{\ln\left(\frac{b_s}{b}\right)}{5e^{5m}}$
- $C_B = \left[1 + 0.5 \cdot \left(1.25 - \frac{h_{fP}}{m_n}\right)\right] [1 - 0.02(20^\circ - \alpha)]$ 
  - $h_{fP}$  es el dedendo del engranaje.
  - $m_n$  es el módulo normal del engranaje.
  - $\alpha$  es el ángulo de presión normal.
- $\beta$  es el ángulo de hélice.

### 7.3.2.1.5 Tensión nominal de flexión en la base del diente

Es la tensión de flexión máxima que es capaz de soportar el engranaje antes de que se produzcan fallos por rotura del diente. Se calcula siguiendo la siguiente expresión:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} \cdot Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT}$$

Donde:

- $Y_F$  es el factor de forma.
- $Y_S$  es el factor de tensión.
- $Y_\beta$  es el factor de hélice.
- $Y_B$  es el factor de espesor.
- $Y_{DT}$  es el factor de profundidad del diente.
- $F_t$  es la fuerza tangencial aplicada en el diente.
- $b$  es el ancho del diente.
- $m_n$  es el módulo normal del engranaje.

7.3.2.1.5.1 Factor de forma  $Y_F$ , factor de tensión  $Y_S$  y factor de cabeza  $Y_{FS}$

En este apartado se van a explicar los dos factores implicados en la fórmula, y posteriormente se va a realizar una simplificación del cálculo usando el factor de cabeza.

El factor de forma tiene en cuenta la forma del diente, ya que según sea esta la carga estará distribuida de una manera o de otra.

Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Y_F = \frac{6 \cos \alpha_e}{\cos \alpha} \cdot \frac{h_f / m}{\left(S_F / m\right)^2}$$

Donde:

- $\alpha$  es el ángulo de presión normal.
- $m$  es el módulo en mm.
- $h_f$ ,  $\alpha_e$  y  $S_F$  son parámetros de la expresión que no son necesarios de calcular.

El factor de tensión implica el efecto de las imperfecciones en la geometría del engranaje, y el efecto amplificador de tensión que provoca el cambio de sección en el diente.

Se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Y_S = (1.2 + 0.13L) \cdot q_s \left( \frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}} \right)$$

Donde:

- $L$  depende de los factores que no se van a calcular, nombrados en el factor de forma.
- $q_s$  es el parámetro de entalladura y también depende de los factores nombrados anteriormente.

La simplificación del cálculo se va a realizar mediante la siguiente metodología:

El factor de cabeza es el producto del factor de forma y del factor de tensión, a priori no hay simplificación alguna, pero la norma presta una tabla que facilita el cálculo enormemente.

A continuación se presenta dicha tabla y la metodología para la obtención del valor del factor de cabeza.

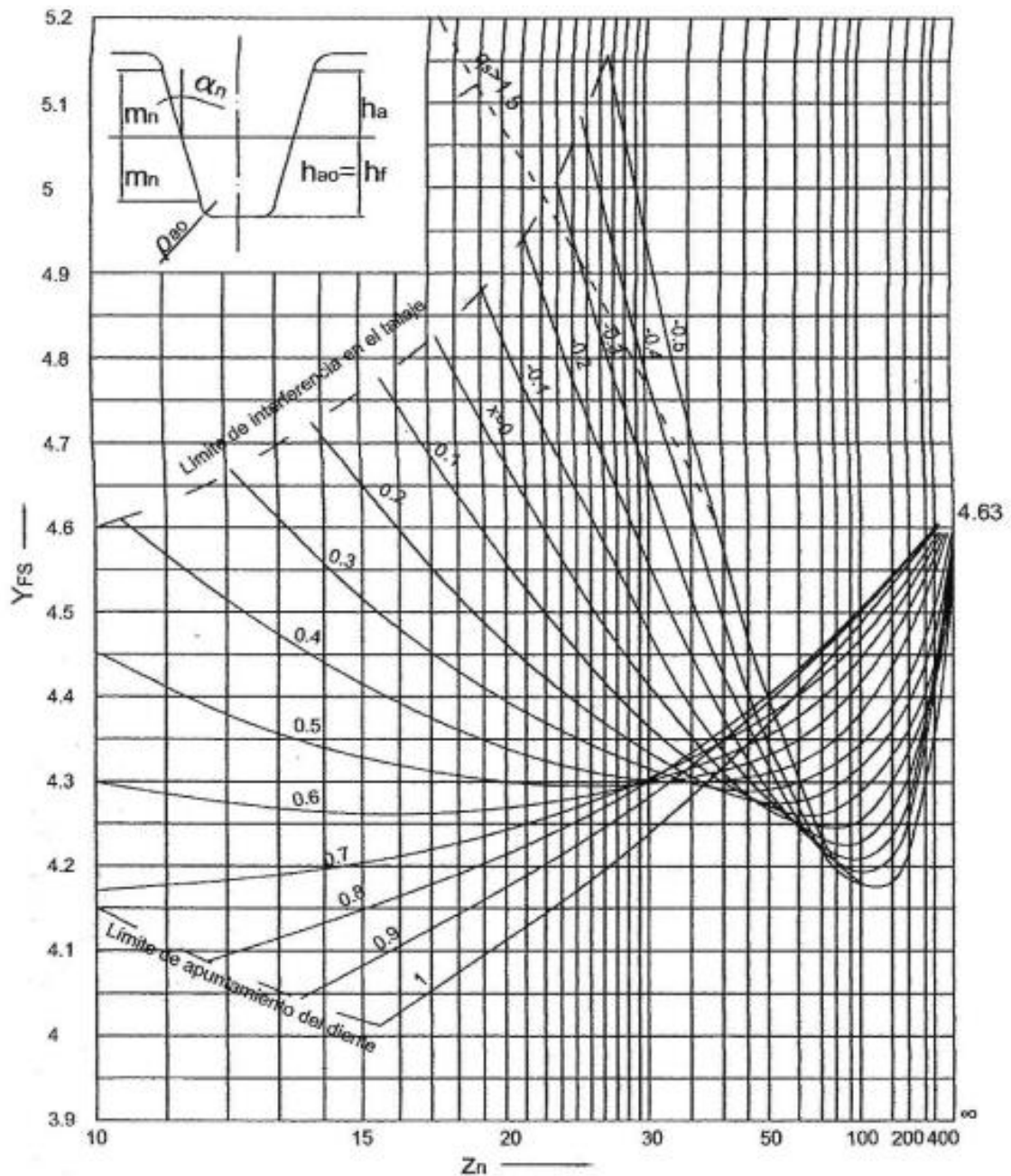


Ilustración 75. Gráfico para la obtención del factor de servicio.

El factor se muestra e el eje Y en el eje Z está  $Z_n$ , que se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Z_n = \frac{Z}{(\cos\beta)^3}$$

Conociendo este parámetro y el ángulo de presión se puede conocer el valor del factor de cabeza.

No obstante, el hecho de realizar esta simplificación implica tener que usar otro factor, el factor de conducción. Se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha n}}$$

Donde:

- $\varepsilon_{\alpha n}$  se calcula del siguiente modo:

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_\alpha}{(\cos\beta_b)^2}$$

Donde:

- $\varepsilon_\alpha$  es el grado de recubrimiento.
- $\beta_b$  es el ángulo de hélice base

#### 7.3.2.1.5.2 Factor de hélice $Y_\beta$

Tiene en cuenta el efecto de la hélice, que provoca que el momento flector sea distinto en la base del diente respecto a un engranaje recto.

Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$$

Donde:

- $\varepsilon_\beta$  es el grado de solapamiento.

Para calcular este factor hay que tener en cuenta dos premisas:

- El valor de  $\varepsilon_\beta$  máximo a introducir en la fórmula es de 1, en el caso de que se sobre pase este valor, habrá que usar 1.
- El valor máximo de  $\beta$  a introducir en la fórmula es de  $30^\circ$ , en el caso de que se sobrepase este valor, habrá que usar  $30^\circ$ .

#### 7.3.2.1.5.3 Factor de espesor $Y_B$

Este factor compensa a los espesores muy bajos ajustando la carga en la base. Se calcula a partir de la siguiente metodología:

Primero hay que distinguir entre engranajes internos y externos, para el caso de engranajes internos se dispone de tres posibles casos:

- Si  $S_R/h_t \geq 1.2$  entonces  $Y_B = 1$
- Si  $S_R/h_t > 0.5$  entonces  $Y_B = 1.6 \cdot \ln\left(2.242 \cdot \frac{h_t}{S_R}\right)$
- Si  $S_R/h_t \leq 0.5$  no se puede calcular.

Para engranajes externos, se distinguen otros tres casos:

- Si  $S_R/m_n \geq 3.5$  entonces  $Y_B = 1$
- Si  $S_R/m_n > 0.5$  y  $< 1.75$  entonces  $Y_B = 1.15 \cdot \ln\left(8.324 \cdot \frac{m_n}{S_R}\right)$
- Si  $S_R/m_n \leq 1.75$  no se puede calcular.

#### 7.3.2.1.5.4 Factor de profundidad del diente $Y_{DT}$

Solo es válido para engranajes con un grado de solapamiento comprendido entre 2 y 2.5, se encarga de corregir la tensión en la base del diente para engranajes con una lata precisión.

Se calcula siguiendo la metodología que se expone a continuación:

- Si  $\varepsilon_{\alpha n} \leq 2.5$  entonces  $Y_{DT} = 1$
- Si  $\varepsilon_{\alpha n} \leq 2.5$  y  $> 2.05$  entonces  $Y_{DT} = -0.66 \cdot \varepsilon_{\alpha n} + 2.366$
- Si  $\varepsilon_{\alpha n} > 2.5$  y el grado de precisión es menor a 4 entonces  $Y_{DT} = 0.7$

Con estos datos se puede calcular la tensión real a la que está sometida el engranaje, a continuación se procede a explicar la última parte de la explicación del cálculo de engranajes, la tensión admisible de flexión.

### 7.3.2.2 Tensión máxima admisible de flexión $\sigma_{FG}$

Esta tensión representa el valor máximo que es capaz de soportar el engranaje antes de que se produzca un fallo por rotura del diente.

Para hallar su valor se ha de hacer uso de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relt} Y_{RrelT} Y_X$$

Donde:

- $\sigma_{Flim}$  es el valor de la tensión de flexión admisible en condiciones ideales.
- $Y_{ST}$  es el factor corrector de tensión.
- $Y_{NT}$  es el factor de vida.
- $Y_{\delta relt}$  es el factor de sensibilidad relativa a la entalladura.
- $Y_{RrelT}$  es el factor de superficie.
- $Y_X$  es el factor de tamaño.

#### 7.3.2.2.1 Tensión admisible de flexión en condiciones ideales $\sigma_{Flim}$

Este factor representa la tensión que es capaz de soportar el engranaje en condiciones ideales, pero en este proyecto, por razones obvias, no se encuentra en condiciones ideales.

Depende del material y se ha anteriormente se ha hallado su valor, en el apartado de selección del material.

Su valor es 480 Mpa.

#### 7.3.2.2.2 Factor corrector de tensión $Y_{ST}$

Este factor adopta un valor constante y proviene de los ensayos realizados a los engranajes. Toma un valor de:

$$Y_{ST} = 2$$

#### 7.3.2.2.3 Factor de vida $Y_{NT}$

Este factor es similar a  $Z_N$ , por tanto, tiene en cuenta que para una vida limitada el valor de  $\sigma_{Flim}$  puede ser superado.

Depende del material y del número de ciclos.

Se distinguen cuatro grupos de materiales:

1. St, V, GGG, GTS (aceros bonificados y fundiciones)
2. Eh, If (aceros cementados y templados)
3. GG, GGG, NT, NV (aceros nitrurados, fundiciones grises)
4. NV (aceros nitrurados por baño)

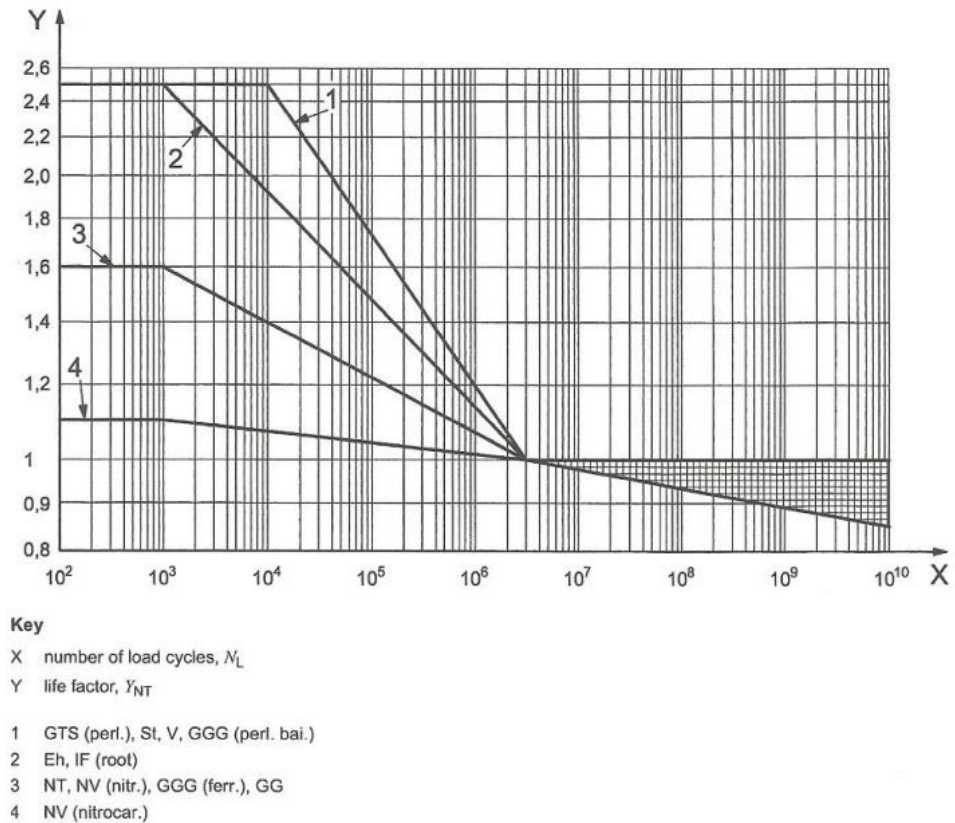


Ilustración 76. Gráfico para calcular el factor de vida  $Y_{nt}$

A partir de este gráfico, sabiendo el valor del número de ciclos y que el grupo de materiales a escoger es el 2, se dispone de tres opciones:

- $N_L \leq 10^3$   $Y_{NT} = 2.5$
- $10^3 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$   $Y_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L}\right)^{0.115}$
- $N_L > 3 \cdot 10^6$   $Y_{NT} = 1$

#### 7.3.2.2.4 Factor de sensibilidad relativa a la entalladura $Y_{\delta relT}$

Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X_t^*}}$$

Donde:

- $X^*$  es el gradiente relativo de tensión y se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$X^* = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2qs)$$



- $\rho'$  es el espesor de la capa de deslizamiento, y se obtiene mediante la siguiente tabla:

Table 2 — Values for slip-layer thickness  $\rho'$

Item	Material <sup>a</sup>	$\rho'$ [mm]
1	GG $\sigma_B = 150 \text{ N/mm}^2$	0,312 4
2	GG, GGG (ferr.); $\sigma_B = 300 \text{ N/mm}^2$	0,309 5
3	NT, NV; for all hardness	0,100 5
4	St; $\sigma_S = 300 \text{ N/mm}^2$	0,083 3
5	St; $\sigma_S = 400 \text{ N/mm}^2$	0,044 5
6	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 500 \text{ N/mm}^2$	0,028 1
7	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 600 \text{ N/mm}^2$	0,019 4
8	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0,006 4
9	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ N/mm}^2$	0,001 4
10	Eh, IF (root); for all hardness	0,003 0

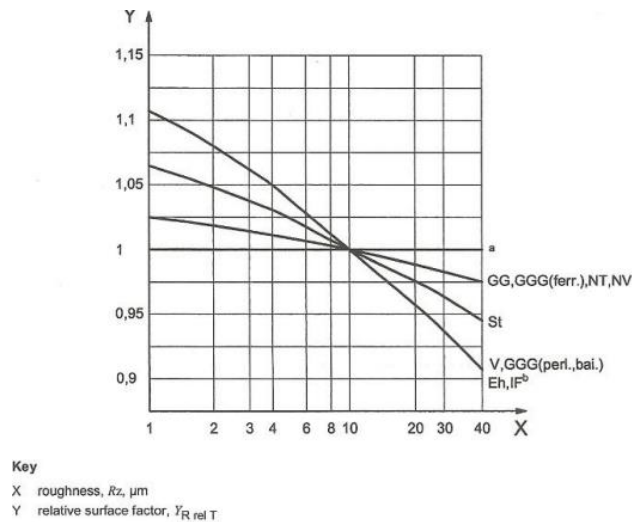
<sup>a</sup> See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

Il·lustraci3n 77. Valor de  $p$  para calcular el factor de sensibilidad relativa a la entalladura.

#### 7.3.2.2.5 Factor de superficie $Y_{RelT}$

Este factor compensa el efecto que provoca el hecho de tener una rugosidad elevada o una rugosidad baja.

Sabiendo la rugosidad del engranaje, se calcula a partir de la siguiente tabla:

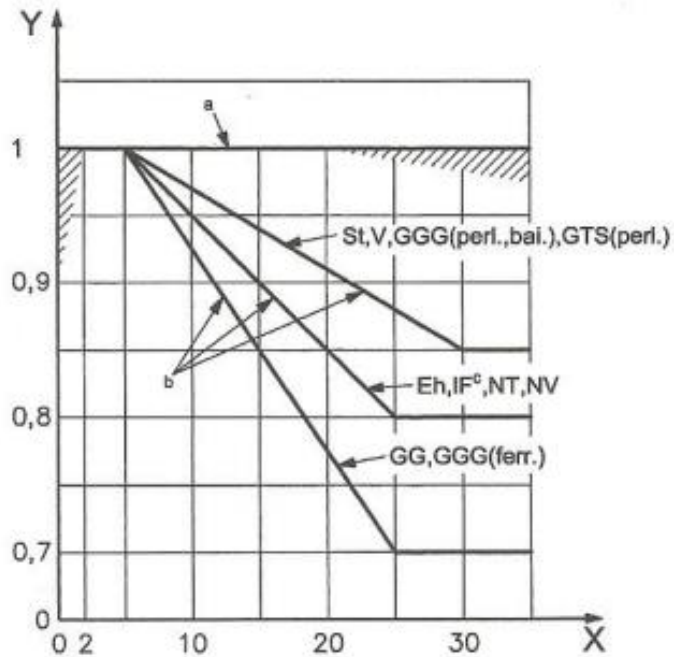


Il·lustraci3n 78. Gráfico para la obtenci3n del factor de superficie.

### 7.3.2.2.6 Factor de tamaño $Y_x$

Este factor tiene en cuenta la influencia del tamaño del diente en la base respecto a la aplicación de la carga.

Su valor se extrae de la siguiente tabla y depende del módulo del engranaje y del material.



#### Key

X normal module,  $m_n$ , mm

Y size factor,  $Y_x$

NOTE 1 See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

NOTE 2 Shaded area is in the range of scatter for static stress.

a Static stress (all materials).

b Reference stress.

c (root).

Ilustración 79. Gráfico para calcular el factor de tamaño.

En el eje X se encuentra el módulo, y la línea que se ha de mirar es la del medio, la de aceros cementados.

## 7.4 Hipótesis de cálculo y resultados

En este apartado se muestra la aplicación de la explicación anterior a este proyecto.

El procedimiento que se va a aplicar es un procedimiento iterativo, es decir, hay que suponer las variables de cálculo para realizar una primera iteración, y posteriormente, mediante una hoja de cálculo, ajustar las variables hasta estar lo más cerca posible del resultado deseado.

El cálculo se va a realizar sobre el caso más desfavorable, sabiendo que los demás engranajes tendrán como mínimo los mismos coeficientes de seguridad. El caso más desfavorable es el de la primera marcha, ya que es la más reductora y además tiene el engranaje más pequeño.

Las cuatro variables de las que depende el proceso de cálculo son las siguientes: el módulo ( $m$ ), el ancho del diente ( $b$ ), el ángulo de hélice ( $\beta$ ) y el ángulo de presión ( $\alpha$ ).

El módulo que se ha escogido para realizar la primera iteración ha sido de 2.5, ya que los engranajes van a estar en una caja de cambios y no pueden ser de tamaño muy elevado, aunque la principal razón de la elección de este módulo es que los engranajes de la caja original tienen el mismo módulo.

En cuanto al ángulo de hélice y al ángulo normal, ambos adoptarán un valor de  $20^\circ$ , esto se debe a que se ha elegido usar ruedas normalizadas, para facilitar su posterior fabricación y compra.

El ancho del diente será de diez veces el módulo, de esta manera se consigue relacionarlos directamente. Es un multiplicador adecuado teniendo en cuenta las condiciones de carga de los engranajes.

El objetivo final de este cálculo es obtener unos coeficientes de seguridad a contacto y a fatiga mayores a 1.5.

A continuación se van a exponer las explicaciones para la obtención de cada uno de los parámetros necesarios para el cálculo, tanto para el coeficiente de seguridad a contacto como para el de fatiga.

Primero se muestra una tabla con los parámetros necesarios para empezar la primera iteración del cálculo.

<b>Módulo (<math>m</math>)</b>	2.5 mm
<b>Número de dientes (<math>Z_1</math>)</b>	16
<b>Multiplicador del módulo</b>	10
<b>Ancho de cara (<math>b</math>)</b>	25 mm
<b>Ángulo de hélice (<math>\beta</math>)</b>	$20^\circ$
<b>Ángulo de presión (<math>\alpha</math>)</b>	$20^\circ$
<b>Grado de recubrimiento (<math>\epsilon_\alpha</math>)</b>	1.35
<b>Grado de solapamiento (<math>\epsilon_\beta</math>)</b>	1.09
<b>Radio primitivo</b>	20
<b>Radio de cabeza</b>	21.23
<b>Radio de base</b>	16.17

Tabla 12. Parámetros para la primera iteración del cálculo.

Partiendo de los datos anteriores, se van a exponer una serie de tablas donde se justifican los parámetros necesarios para la obtención del coeficiente de seguridad a contacto.

Parámetro	Justificación			Valor	
$\sigma_h$	Mediante fórmula			<b>816.79 Mpa</b>	
$K_A$	Se ha considerado que tanto la rueda como el piñón experimentan choques de tipo ligero.			1.35	
$K_v$	$\epsilon\beta \geq 1$			1.30054	
	K1	calidad 6	13.3		
	K2	mediante tabla	0.087		
	K3	$\frac{v \cdot z1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0.2$	1.3288		
	v	mediante tabla	14.84		
$K_{H\beta}$	Si $b_{cal}/b > 1$ entonces $K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta\gamma} C_{\gamma}}{2F_m/b}$			2.19523	
	$F_{\beta\gamma}$	$F_{sh}=10, F_{ma}=11, B1=1, B2=1$	20.655		
	$C_{\gamma}$	por norma	20		
	$F_m$	mediante fórmula	4320.27		
$K_{H\alpha}$	$\epsilon\gamma > 2$			1.99380	
	$\epsilon\gamma$	mediante fórmula			2.483
	$C_{\gamma\alpha}$	$C_m$	Por norma		0.8
		$C_{th}$	mediante fórmula		43.16
		$C_R$	mediante fórmula		1.2
		$C_B$	mediante fórmula		1.1
	$F_{pb}$	mediante fórmula			9.71
	$Y_a$	mediante fórmula			0.72
$F_{th}$	Mediante fórmula		9484.04		

Tabla 13. Justificación de la tensión superficial de contacto.

Parámetro	Justificación		Valor
$\sigma_{Ho}$	mediante fórmula		<b>294.648 Mpa</b>
$Z_H$	mediante fórmula	$B_b = 0.3272 \text{ rad}$	2.371
$Z_E$	mediante fórmula	Coef. Poisson = 0.3	187.027
$Z_e$	mediante fórmula		0.329
$Z_{\beta}$	mediante fórmula		1.031
$F_t$	mediante fórmula		2460.67

Tabla 14. Justificación de la tensión superficial de contacto.

Con estos datos queda justificada la obtención de la tensión real de contacto a la que está sometida el engranaje.

Parámetro	Justificación	Valor
$\sigma_{HG}$	mediante fórmula	<b>1622.428 Mpa</b>
$\sigma_{Hlim}$	obtenido anteriormente	1630
$Z_{NT}$	mediante gráfico	1.15
$Z_L$	$\sigma_{Hlim} > 1200$	0.924
	Se ha escogido VG32 como viscosidad	
$Z_V$	Mediante fórmula	1.027
$Z_R$	$\sigma_{Hlim} > 1200$	0.911
	$R_z = 0.8 \mu\text{m}$	
$Z_W$	Dureza > 400 HB	1
$Z_X$	Módulo de 2.5 mm	1

Tabla 15. Justificación de la tensión admisible de contacto.

Con estos datos ya es posible obtener el valor de un coeficiente de seguridad a contacto, se procede a ello:

$$S_h = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} = \frac{1622.428}{816.79} = 1.986$$

Como se puede apreciar, con el mismo módulo que la caja original de 2.5mm y un multiplicador del ancho de cara de 10, se obtiene un coeficiente de seguridad a contacto de 1.98, el cual cumple de sobra el mínimo, que era 1.5.

No obstante, después de realizar el cálculo a flexión, se valorarán los resultados y si es posible se reducirá el módulo con objetivo de optimizar al máximo el ancho de cara respecto de los coeficientes.

En las siguientes páginas se va a llevar a cabo la misma explicación presentada para el coeficiente de seguridad a contacto, pero para el de flexión.

Parámetro	Justificación			Valor	
$\sigma_f$	Mediante fórmula			<b>313.94 Mpa</b>	
$K_A$	Se ha considerado que tanto la rueda como el piñón experimentan choques de tipo ligero.			1.35	
$K_v$	$\epsilon\beta \geq 1$			1.30054	
	K1	calidad 6	13.3		
	K2	mediante tabla	0.087		
	K3	$\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0.2$	1.3288		
	v	mediante tabla	14.84		
$K_{F\beta}$	mediante fórmula			1.92358	
$K_{F\alpha}$	$\epsilon\gamma > 2$			1.30919	
	$\epsilon\gamma$	mediante fórmula			2.483
	$C_{\gamma\alpha}$	$C_m$	Por norma		0.8
		$C_{th}$	mediante fórmula		43.16
		$C_R$	mediante fórmula		1.2
		$C_B$	mediante fórmula		1.1
	$F_{pb}$	mediante fórmula			9.71
	$Y_a$	mediante fórmula			0.72
$F_{th}$	Mediante fórmula		9484.04		

Tabla 16. Justificación de la tensión de flexión.

Parámetro	Justificación		Valor
$\sigma_{Fo}$	mediante fórmula		<b>71.002 Mpa</b>
$Y_F$	mediante gráfica		4.55
$Y_\epsilon$	mediante fórmula		
$Y_\beta$	mediante fórmula		
$Y_B$	$S_R/m_n \geq 3.5$	entonces $Y_B = 1$	1
$Y_{DT}$	$\epsilon_{\alpha n} \leq 2.5$	entonces $Y_{DT} = 1$	1
	$\epsilon_{\alpha n} = 1.51$		

Tabla 17. Justificación de la tensión de flexión.

Con estos datos queda justificada la obtención de la tensión real a la que está sometida el engranaje.

Parámetro	Justificación	Valor
$\sigma_{HF}$	mediante fórmula	<b>313.94 Mpa</b>
$\sigma_{Flim}$	Obtenido anteriormente	480
$Y_{ST}$	por norma	2
$Y_{NT}$	$N > 3 \cdot 10^6$	1
$Y_{\delta relT}$	familia de aceros cementados	0.978
	mediante gráfico	
$Y_{RrelT}$	para p: familia de aceros cementados	1.03
	mediante gráfico	
$Y_x$	familia de aceros cementados	1
	mediante gráfico	

Tabla 18. Justificación de la tensión admisible de flexión.

Con estos datos ya es posible obtener el valor de un coeficiente de seguridad a contacto, se procede a ello:

$$S_h = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} = \frac{967.05}{313.94} = 3.08$$

Como se puede apreciar, con el mismo módulo que la caja original de 2.5mm y un multiplicador del ancho de cara de 10, se obtiene un coeficiente de seguridad a contacto de 3.08, el cual cumple de sobra el mínimo, que era 1.5.

Es un coeficiente bastante elevado, por lo que existe la posibilidad de reducir el módulo para optimizar el ancho de los engranajes.

A continuación se procede a optimizar los coeficientes reduciendo al máximo posible el módulo de los engranajes, para minimizar sus dimensiones pero manteniendo el ancho de cara. Por este motivo, a razón que se reduce el módulo habrá que aumentar el multiplicador de ancho de cara.

Para la siguiente iteración se ha supuesto un módulo de 2 mm, y el mismo multiplicador del ancho de cara, 12.5. A continuación se presentan los resultados:

$$S_f = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} = \frac{966.83}{416.56} = 2.32$$

$$S_h = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} = \frac{1612.8}{735.38} = 2.19$$

El módulo ya no puede ser más reducido, porque de lo contrario los engranajes pequeños no podrían ser atravesados por el eje, serían demasiado pequeños.

Teniendo en cuenta lo anterior, se puede llegar a la conclusión de que el coeficiente de flexión ha bajado de 3.08 a 2.32, una cifra más que válida. Sin embargo, el coeficiente de contacto ha aumentado de 1.98 a 2.19, esto se debe a que al aumentar el ancho de cara la tensión se reparte entre una superficie más grande, y por ende, la cara del diente sufre menos.

Por lo tanto, ya que los dos coeficientes sobrepasan el 1.5 que se necesitaba, el resultado final serán escoger un módulo de 2 mm con un multiplicador del ancho de cara de 12.5.

Para terminar con el estudio de engranajes, se va a exponer una tabla con las dimensiones finales de cada marcha.

Primera marcha	Rueda	Piñón
Número de dientes (Z)	16	29
Radio primitivo (mm)	16	29
Radio de cabeza (mm)	16.98	37.26
Radio de base (mm)	13.16	26.16
Radio de pie (mm)	0.6	0.6

Tabla 19. Datos de la primera marcha.

Segunda marcha	Rueda	Piñón
Número de dientes (Z)	18	27
Radio primitivo (mm)	18	27
Radio de cabeza (mm)	19.01	32.89
Radio de base (mm)	15.16	24.16
Radio de pie (mm)	0.6	0.6

Tabla 20. Datos de la segunda marcha.

Tercera marcha	Rueda	Piñón
Número de dientes (Z)	20	25
Radio primitivo (mm)	20	25
Radio de cabeza (mm)	21.05	29.32
Radio de base (mm)	17.16	22.16
Radio de pie (mm)	0.6	0.6

Tabla 21. Datos de la tercera marcha.

Cuarta marcha	Rueda	Piñón
Número de dientes (Z)	22	23
Radio primitivo (mm)	22	23
Radio de cabeza (mm)	23.10	26.24
Radio de base (mm)	19.16	20.16
Radio de pie (mm)	0.6	0.6

Tabla 22. Datos de la cuarta marcha.



Quinta marcha	Rueda	Piñón
<b>Número de dientes (Z)</b>	25	22
<b>Radio primitivo (mm)</b>	25	22
<b>Radio de cabeza (mm)</b>	29.32	23.10
<b>Radio de base (mm)</b>	22.16	19.16
<b>Radio de pie (mm)</b>	0.6	0.6

Tabla 23. Datos de la quinta marcha.

Sexta marcha	Rueda	Piñón
<b>Número de dientes (Z)</b>	26	20
<b>Radio primitivo (mm)</b>	26	20
<b>Radio de cabeza (mm)</b>	27.25	21.05
<b>Radio de base (mm)</b>	23.16	17.16
<b>Radio de pie (mm)</b>	0.6	0.6

Tabla 24. Datos de la sexta marcha.

### 7.5 Conclusiones sobre el cálculo de engranajes.

Los coeficientes de seguridad han aumentado a la vez que se ha reducido el módulo, esto significa que el nuevo dentado proporciona una mayor fiabilidad y eficiencia y que los engranajes helicoidales son una opción más inteligente a la hora de elegir el dentado de una motocicleta.

Además, se ha mantenido el ancho de cara, por lo que no será necesario ningún sistema de ajuste para los engranajes.

## 8. Cálculo a resistencia de los ejes.

En este apartado se va a realizar un cálculo a resistencia para comprobar si los ejes de la caja de cambios resisten los esfuerzos que genera el nuevo dentado. Se va a calcular el caso más desfavorable, que es también el mismo que para el cálculo de engranajes.

Existen diversos métodos para determinar la resistencia del árbol, a continuación se explican algunos de ellos:

- Teoría de la tensión normal máxima:  
Establece que cuando cualquier tensión es mayor al límite de fluencia aparece un fallo por rotura. Pero esta teoría es válida para materiales frágiles, no para dúctiles.
- Teoría de la energía de la distorsión:  
Esta teoría dice que la diferencia entre la energía total de deformación y la energía necesaria para que se produzca un cambio de volumen es la energía que produce distorsión angular. Es válida para materiales dúctiles.
- Teoría de la tensión de corte máxima:  
Establece que la tensión de corte máxima que se puede soportar es igual a la tensión de corte máxima obtenida en un ensayo. Es válida para materiales dúctiles y es la teoría que se va a utilizar en este caso.

La teoría de tensión cortante máxima establece la siguiente expresión:

$$\tau_{max} \leq S_{sd}$$

Donde:

- $S_{sd}$  es el valor que determina el esfuerzo cortante permisible y se obtiene de la siguiente forma:
  - $S_{sd} = 0.3S_y$
  - $S_{sd} = 0.18S_u$El valor se obtiene escogiendo el menor número de los dos.

Sabiendo el valor de  $S_y$  y de  $S_u$  se puede obtener el valor de  $S_{sd}$  que es 93.6 Mpa.

Este valor hay que multiplicarlo por 0.75 para contrarrestar el efecto concentrador de tensiones que generan los chaveteros y los estriados.

Por tanto, el valor de la tensión cortante máxima admisible es de 70.2 Mpa.

- $\tau_{max}$  es la tensión cortante máxima y se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d_0^3 (1-k^4)} \sqrt{\left[ \left( \frac{\alpha \times F_A \times d_0 (1+k^2)}{8} + C_m \times M \right)^2 + (C_t \times T)^2 \right]}$$

Ilustración 80. Fórmula de la tensión cortante máxima.

Donde:

- $F_A$  es la carga axial
- $T$  es el par torsor
- $M$  es el momento flector
- $D_0$  es el diámetro externo del eje
- $K$  es la relación de diámetros externo e interno.
- $C_m$  es el factor del momento flector y se explica a continuación.
- $C_t$  es el factor del momento torsor y se explica a continuación.

A continuación se explica la obtención del valor de cada parámetro.

#### Carga axial $F_A$

La carga axial que genera un engranaje helicoidal se calcula mediante la siguiente expresión:

$$F_A = F \cdot \cos\theta \cdot \operatorname{sen}\varphi$$

Donde:

- $F$  es la fuerza total.
- $\theta$  es el ángulo de presión normal.
- $\varphi$  es el ángulo de hélice.

$F$  se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$F = \frac{F_t}{\cos\theta \cdot \cos\varphi}$$

Por lo tanto, la fórmula para obtener la fuerza axial queda la siguiente manera

$$F_A = \frac{F_t \cdot \operatorname{sen}\varphi}{\cos\varphi}$$

Conociendo las variables de la ecuación calculadas anteriormente, se obtiene un valor de carga axial de 617.66 N.

### Par torsor T

El par torsor es lo mismo que el torque máximo que se va a generar durante el servicio, y este tiene un valor de 49 Nm.

### Momento flector M

El momento flector que se va a tener en cuenta es el mayor posible, el que generará el engranaje más grande. Para ello se va a multiplicar la fuerza total mostrada anteriormente por la distancia desde el eje hasta el centro del diente del engranaje (radio primitivo).

$$M = F \cdot r_{prim}$$

Con esta expresión se puede determinar el valor del momento flector, que es 55.73 Nm

### Diámetro externo D<sub>0</sub>

El diámetro externo del eje, según información fidedigna obtenida de KTM, es de 25mm en su parte más extensa, sin contar los estriados.

### Relación de diámetros K

Este parámetro será un 0 en la ecuación ya que el eje utilizado en este caso es macizo, no tiene diámetro interno.

### Coefficientes del momento flector y torsor C<sub>m</sub> y C<sub>t</sub>

El valor de estos coeficientes se obtiene de una tabla que presta la ASME.

	TIPO DE CARGA	C <sub>m</sub>	C <sub>t</sub>
Eje estacionario	Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
	Carga súbitamente aplicada	1.5-2.0	1.5-2.0
Eje giratorio	Carga constante o gradualmente aplicada	1.5	1.0
	Carga súbitamente aplicada con choques menores	1.5-2.0	1.0-1.5
	Carga súbitamente aplicada con choques mayores	2.0-3.0	1.5-3.0

Ilustración 81. Ayuda para el cálculo de los coeficientes C<sub>m</sub> y C<sub>t</sub>.

El eje usado en este caso es giratorio y la carga se aplica con choques mayores. Por lo tanto C<sub>m</sub> será 2.5 y C<sub>t</sub> 2.

Conociendo todas las variables para calcular la tensión cortante de trabajo, se procede a calcularla y expresar su valor, que es 38.23 Mpa.

Debido a que la metodología de cálculo empleada para la comprobación del eje no es del todo exacta, se va a mayorar la tensión de trabajo con un coeficiente de 1.5, para aumentar la seguridad del cálculo.

Finalmente la tensión de trabajo es de 57.345 Mpa.

$$\tau_{max} \leq S_{sd}$$
$$57.45 \text{ Mpa} \leq 70.2 \text{ Mpa}$$

El cálculo se ha realizado sobre el eje secundario, el eje primario no se va a calcular porque también tiene un diámetro exterior de 25mm y las exigencias axiales son menores que en el secundario.

Queda finalizado el cálculo de ejes. Cabe destacar que no ha sido un cálculo muy exhaustivo debido a que las cargas axiales que generan los engranajes son bajas, por tanto no se ha considerado necesario redimensionar y calcular un nuevo eje, se ha considerado realizar una breve comprobación.

## 9. Selección de los nuevos rodamientos.

Para la elección de los nuevos rodamientos se va a utilizar una calculadora que proporciona la marca SKF, por tanto los nuevos rodamientos van a ser de esa marca.

Es una herramienta muy útil, ya que te permite seleccionar rodamientos en función de tus necesidades dentro de un amplio rango de aplicaciones.

Primero se van a seleccionar los rodamientos del eje primario, y seguidamente los del secundario.

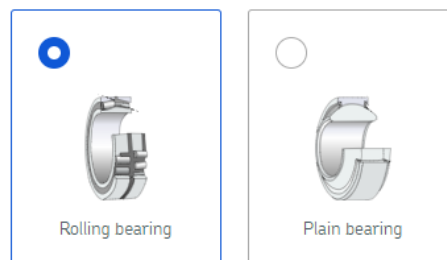
Cabe destacar que en la selección de rodamientos se han de cumplir las mismas premisas que para el cálculo de engranajes, es decir, se ha de mantener el ancho de los rodamientos para que el montaje se pueda realizar exitosamente, de lo contrario habría que añadir algún sistema de sujeción o no sería posible el funcionamiento.

### 9.1 Selección de rodamientos del eje primario.

Para explicar la metodología con la que se van a seleccionar los rodamientos, se van a introducir fotografías de cada paso para documentar el proceso correctamente.

## Bearing type & arrangement

### Rolling or plain bearing



### Single or 2 bearings on a shaft

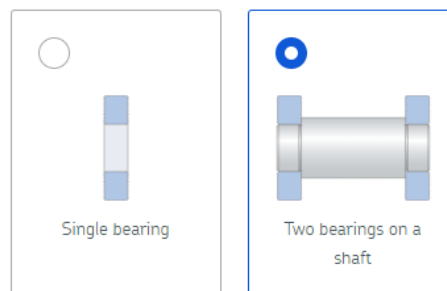
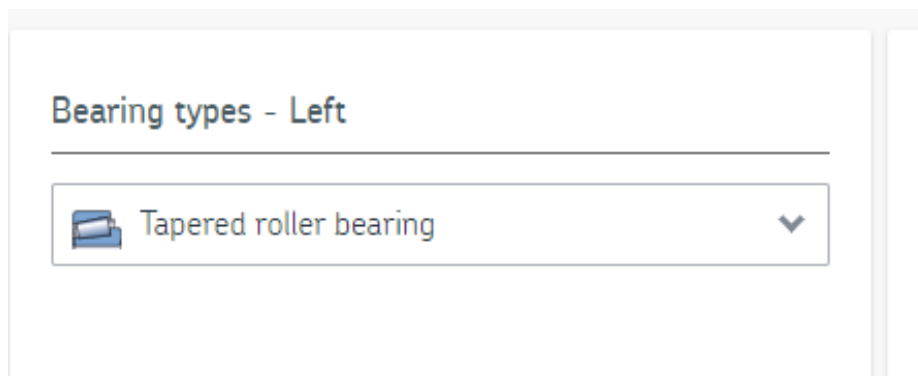


Ilustración 82. Ayuda para la selección de rodamientos.

Lo primero que la calculadora de rodamientos exige es definir si es un rodamiento liso o no. Se ha escogido la opción de rodamiento normal.

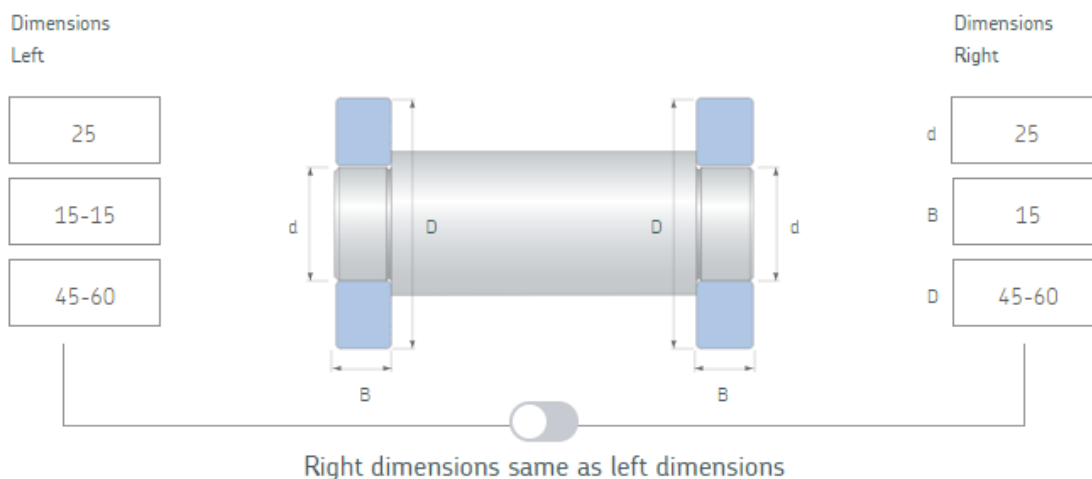
A continuación hay que determinar si se trata de un rodamiento solo o si se trata de dos rodamientos en un árbol. La segunda opción es la correcta.



Il·lustració 83. Elecció del tipus de rodamient en la calculadora SKF.

Para ambos rodamientos se ha de seleccionar el tipo, en este caso los dos rodamientos van a ser de rodillos cónicos.

Los rodamientos de rodillos cónicos son perfectos para aplicaciones en las que hay que soportar cargas radiales y axiales simultáneamente. Esto se debe a la posición oblicua de los rodillos. Por este motivo, son los candidatos para este caso.



Il·lustració 84. Determinació de dimensions en la calculadora SKF.

Los siguientes datos que hay que introducir son las dimensiones.

El diámetro interior ha de ser obligatoriamente 25 mm, que es el diámetro exterior del árbol. El diámetro exterior se ha determinado que puede estar en un rango entre 45 y 60 mm, ya que el engranaje más grande tiene 64 mm de diámetro de cabeza.

En cuanto al espesor, los dos son de 15 mm porque los rodamientos que iban originalmente en sus posiciones tienen esos espesores.

Para ambos casos la calculadora solo encuentra una solución, un rodamiento de las siguientes características:

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C <sub>0</sub> (kN)	
25	47	15	33.2	32.5	☆ ■ 32005 X

Ilustración 85. Ayuda para la selección de rodamientos.

Después de haber introducido las dimensiones, se procede a comprobar si el rodamiento propuesto cumple las exigencias de cargas.

La siguiente información que el programa obliga a rellenar es la disposición de los rodamientos:



Ilustración 86. Disposición de los rodamientos.

El árbol se encuentra en orientación horizontal y se ha elegido la disposición cara a cara para afrontar mejor las cargas axiales.

El siguiente paso es determinar la distancia entre centros, esta medida se ha obtenido de forma experimental en la caja original, es de 170 mm.

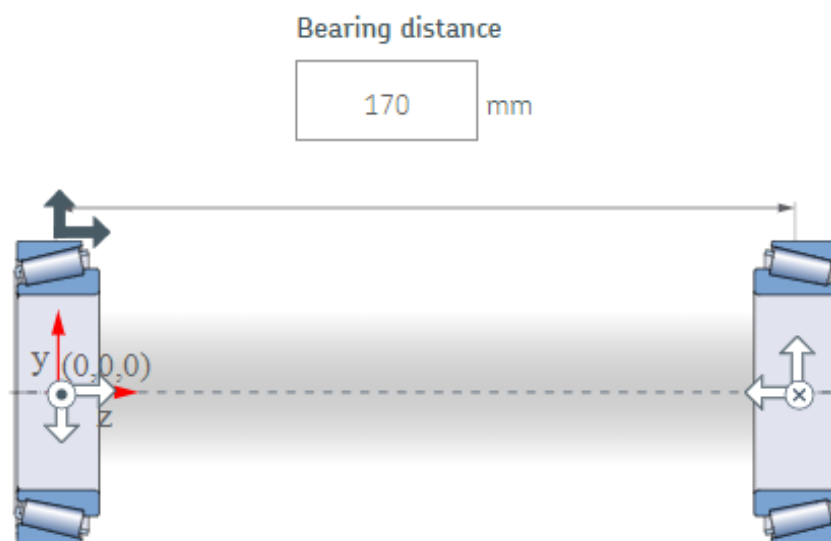


Ilustración 87. Distancia entre centros de rodamientos.



A continuación, hay que definir la posición y la magnitud de las cargas que tiene el árbol, la velocidad a la que está girando, y la temperatura de ambos rodamientos.

**Load case**

Coordinates system <u>Cart (x,y)   Polar (r,θ)</u>	Coordinates			Forces			Speed r/min	Temperature <sup>①</sup> °C	
	x r mm	y θ mm/deg	z mm	Ex Fr kN	Fy Fθ	Fz		Left	Right
+ F1 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	26	20	82	0	1.697	0.618	5000	Inner ring 90	
								Outer ring 90	

Ilustración 88. Posición y magnitud de la carga en rodamientos.

La posición x de la carga es la distancia vertical, por tanto adopta el valor del radio del engranaje. El valor de y es el ángulo de hélice, y el de z la posición del engranaje en el ensamblaje, la cual se ha obtenido de manera experimental.

Los valores de las fuerzas se han obtenido mediante las fórmulas expresadas en apartados anteriores, se trata de la fuerza tangencial en y, y la fuerza axial en z. Están calculadas a partir de el engranaje de la sexta marcha de 26 dientes, el caso más desfavorable.

La velocidad será de 5000 rpm, una velocidad moderada teniendo en cuenta el tipo de motor que es.

La temperatura es de 90 grados para ambos rodamientos, aproximadamente la temperatura de trabajo de un motor y una caja de cambios.

El último paso antes de realizar el cálculo es determinar el tipo de lubricación.

**Lubrication & contamination**

Left	Oil without filter	Viscosity @40°C & 100°C = 110 & 11 mm <sup>2</sup> /s	ISO 4406 -/13/10
Right	Oil without filter	Viscosity @40°C & 100°C = 110 & 11 mm <sup>2</sup> /s	ISO 4406 -/13/10

Ilustración 89. Tipo de lubricación de los rodamientos.

El tipo de lubricación que presentan los rodamientos es aceite sin filtro.

Una vez están determinados todos estos datos, se procede a realizar el cálculo y a analizar si los resultados son válidos.

## Calculation results

Unfold all

**Bearing Properties** 32005 X 32005 X

**Minimum load**  $F_{rm}$ : Left: 0.564 kN Right: 0.564 kN  $F_{am}$ : Left: 0.278 kN Right: 0.212 kN

**Viscosity**  $\kappa$ : Left: 1.6 Right: 1.6

**Bearing loads** C/P: Left: 34.14 Right: 19.01

**Adjusted reference speed**  $n_{ar}$ : Left: 9460 r/min Right: 9390 r/min

**Static safety factor**  $S_0$ : Left: > 20 Right: > 20

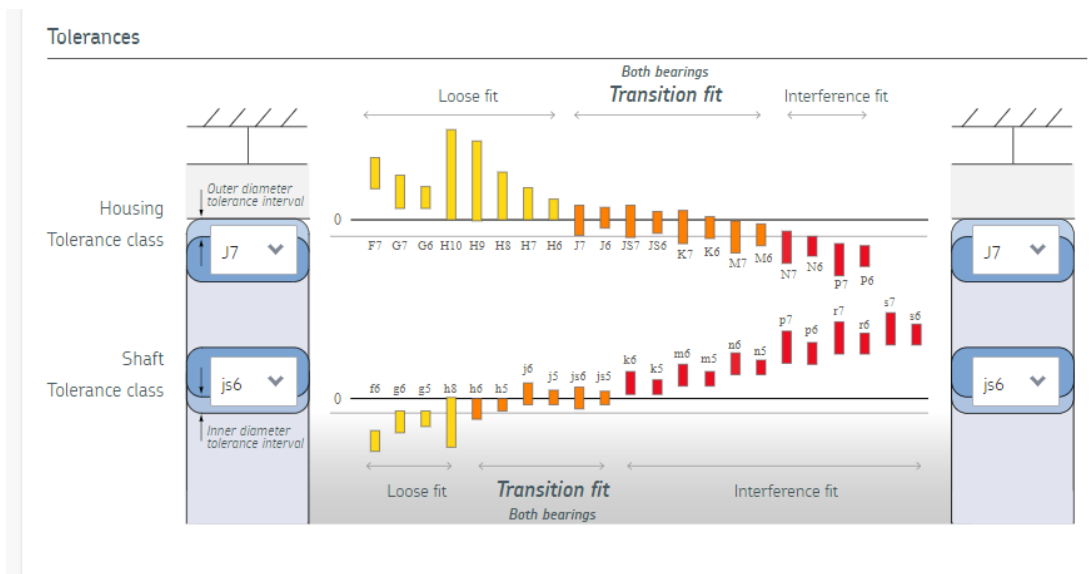
**Bearing rating life**  $L_{10h}$ : Left: >  $2 \times 10^5$  h Right: 61100 h  $L_{10mh}$ : Left: >  $2 \times 10^5$  h Right: >  $2 \times 10^5$  h

Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF	$a_{skf}$	$\eta_c$
	$L_{10h}$ (h)	$L_{10mh}$ (h)		
Left ☆ ■ 32005 X	> $2 \times 10^5$	> $2 \times 10^5$	50	0.68
Right ☆ ■ 32005 X	61100	> $2 \times 10^5$	50	0.68

Il·lustració 90. Resultados eje primario.

Como se puede apreciar, la vida media de los rodamientos cumple holgadamente con las exigencias y los coeficientes de seguridad sobre pasan las 20 unidades. Por tanto, la solución propuesta por la propia calculadora es válida.

Por último se va a elegir el tipo de ajuste y ya estará terminada la selección de rodamientos del eje primario.



Il·lustració 91. Tipo de ajuste del eje primario.

Se ha escogido el tipo de ajuste J7 y js6, que deja un intervalo de movimiento de  $25\ \mu\text{m}$ , siendo  $-11\ \mu\text{m}$  el apriete máximo y  $14\ \mu\text{m}$  el juego máximo.



*Ilustración 92. Rodamiento del eje primario.*

En esta imagen se muestra el rodamiento de rodillos cónicos escogido para el árbol primario, tanto el izquierdo como el derecho.

Se trata del rodamiento **SKF 32005 X**.

## 9.2 Selección de rodamientos del eje secundario.

Para explicar la metodología con la que se van a seleccionar los rodamientos, se van a introducir fotografías de cada paso para documentar el proceso correctamente.

Cabe destacar que este eje tiene tres rodamientos, pero el del centro no se va a sustituir, ya que se trata de un rodamiento de agujas, el cual soporta bien las nuevas cargas axiales además de encontrarse en buen estado.

De esta manera la pareja restante de rodamientos quedará sobredimensionada, debido a que el cálculo se realizará teniendo en cuenta que toda la carga se reparte entre estos dos rodamientos, sin contar el tercero.

Los rodamientos del primer árbol también están sobredimensionados, esto se debe a que los rodamientos originales estaban en mal estado al abrir la caja, además de que el vehículo no tiene un kilometraje muy elevado. Por lo que se busca una mayor seguridad en los rodamientos sabiendo que el precio va a ser muy parecido.

### Bearing type & arrangement

#### Rolling or plain bearing



#### Single or 2 bearings on a shaft

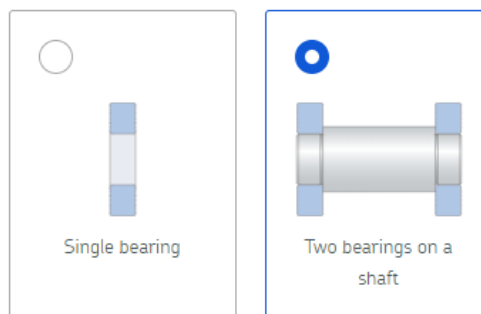
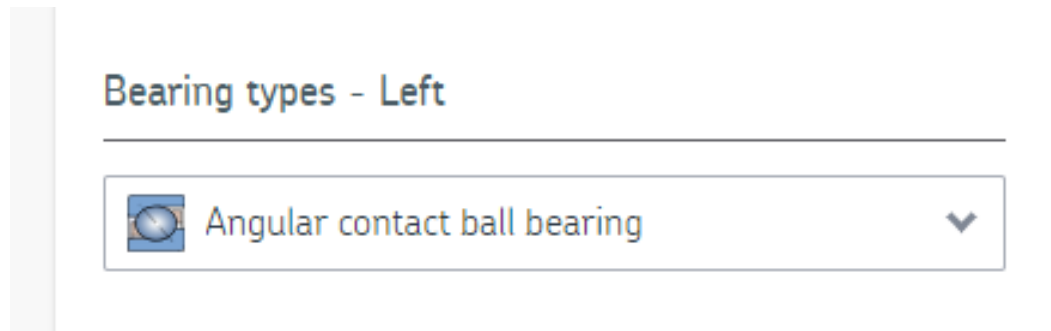


Ilustración 93. Ayuda para la selección de rodamientos.

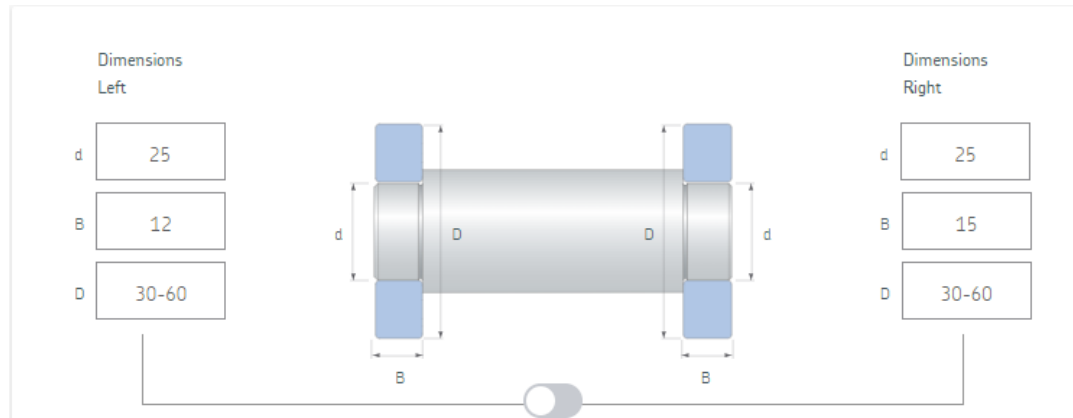
Por el motivo que se acaba de explicar, se va a elegir la disposición de dos rodamientos en un eje, y rodamientos normales, igual que en el eje primario.



Il·lustració 94. Elección del tipo de rodamiento con la calculadora SKF.

En este caso los dos rodamientos van a ser del mismo tipo.

Los rodamientos de bolas de contacto angular son perfectos para aplicaciones en las que hay que soportar cargas radiales y axiales simultáneamente. Por esta razón, los rodamientos en este caso serán de esta familia.



Il·lustració 95. Dimensiones de los rodamientos del eje secundario.

El diámetro interior ha de ser obligatoriamente 25 mm en el derecho, que es el diámetro exterior del árbol. El diámetro exterior se ha determinado que puede estar en un rango entre 30 y 60 mm, ya que el engranaje más grande tiene 64 mm de diámetro de cabeza.

En cuanto al espesor, tiene 12 mm que es el que tiene el rodamiento al que va a sustituir.

El rodamiento derecho tiene las mismas medidas, a diferencia del espesor, que es de 15 mm, porque el rodamiento al que va a sustituir también es de 15 mm.

La calculadora encuentra una gran cantidad de soluciones para el rodamiento izquierdo, pero se va a escoger el que presenta mejores ratios de carga, un rodamiento de las siguientes características:

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C <sub>0</sub> (kN)	
25	47	12	9.23	5	7005 ACD/HCP4A

Ilustración 96. Ayuda para la selección de rodamientos.

La calculadora también encuentra una gran cantidad de soluciones para el rodamiento derecho, pero se va a escoger el que presenta mejores ratios de carga, un rodamiento de las siguientes características:

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C <sub>0</sub> (kN)	
25	52	15	18	11.4	■ 7205 ACCBM

Ilustración 97. Ayuda para la selección de rodamientos.

Después de haber introducido las dimensiones, se procede a comprobar si los rodamientos propuestos cumple las exigencias de cargas.

La siguiente información que el programa obliga a rellenar es sobre que rodamiento va a soportar la carga axial.

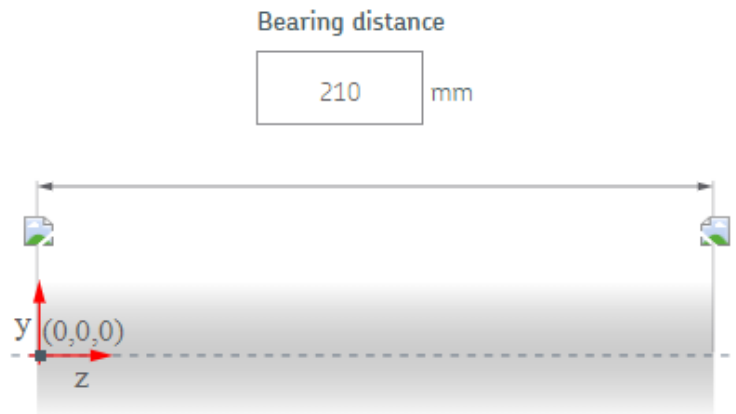
### Bearing supporting the axial load ⓘ

Left
  Right
  None (axial load ignored)

Ilustración 98. Disposición de la carga en los rodamientos.

El rodamiento que va a soportar la carga axial es el izquierdo, que es el que está mas cerca de la misma.

El siguiente paso es determinar la distancia entre centros, esta medida se ha obtenido de forma experimental en la caja original, es de 210 mm.



Il·lustraci3n 99. Distancia entre centros de rodamientos.

A continuaci3n, hay que definir la posici3n y la magnitud de las cargas que tiene el 3rbol, la velocidad a la que est3 girando, y la temperatura de ambos rodamientos.

Load case

Coordinates system <a href="#">Cart (x,y)</a>   <a href="#">Polar (r,θ)</a>	Coordinates			Forces			Speed	Temperature <sup>①</sup>	
	x r mm	y θ mm/deg	z mm	Fx Fr kN	Fy Fθ	Fz	r/min	Left °C	Right
<input checked="" type="radio"/> F1 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	29	20	43	0	1.892	0.689	5000	Inner ring 90	
								Outer ring 90	

Il·lustraci3n 100. Posici3n y magnitud de la carga en rodamientos.

La posici3n x de la carga es la distancia vertical, por tanto adopta el valor del radio del engranaje. El valor de y es el 3ngulo de h3lice, y el de z la posici3n del engranaje en el ensamblaje, la cual se ha obtenido de manera experimental.

Los valores de las fuerzas se han obtenido mediante las f3rmulas expresadas en apartados anteriores, se trata de la fuerza tangencial en y, y la fuerza axial en z. Est3n calculadas a partir de el engranaje de la primera marcha de 29 dientes, el caso m3s desfavorable.

La velocidad ser3 de 5000 rpm, una velocidad moderada teniendo en cuenta el tipo de motor que es.

La temperatura es de 90 grados para ambos rodamientos, aproximadamente la temperatura de trabajo de un motor y una caja de cambios.

El 3ltimo paso antes de realizar el c3lculo es determinar el tipo de lubricaci3n.


 Lubrication & contamination			
Left	Oil without filter	Viscosity @40°C & 100°C = 110 & 11 mm <sup>2</sup> /s	ISO 4406 -/13/10
Right	Oil without filter	Viscosity @40°C & 100°C = 110 & 11 mm <sup>2</sup> /s	ISO 4406 -/13/10

Ilustración 101. Tipo de lubricación de los rodamientos.

El tipo de lubricación que presentan los rodamientos es aceite sin filtro.

Una vez están determinados todos estos datos, se procede a realizar el cálculo y a analizar si los resultados son válidos.







	<b>Minimum load</b>	$F_{rm}$ : Left: 0.564 kN Right: 0.564 kN $F_{am}$ : Left: 0.443 kN Right: 0.161 kN
	<b>Viscosity</b>	$\kappa$ : Left: 1.6 Right: 1.6
	<b>Bearing loads</b>	C/P: Left: 18.83
	<b>Grease life and relubrication interval</b>	$t_f$ : Left: 1260 h
	<b>Adjusted reference speed</b>	$n_{ar}$ : Left: 11800 r/min
	<b>Static safety factor</b>	$S_0$ : Left: > 20 Right: > 20
	<b>Bearing rating life</b>	$L_{10h}$ : Left: 59200 h $L_{10mh}$ : Left: > 2x10 <sup>5</sup> h
	<b>Frequencies</b>	Please unfold to see results
	<b>Friction</b>	M: Left: 122 Nmm

Ilustración 102. Resultados eje secundario.

Como se puede apreciar, la vida media de los rodamientos cumple de sobra con las exigencias y los coeficientes de seguridad sobre pasan las 20 unidades. Por tanto, la solución propuesta por la propia calculadora es válida.

Este tipo de rodamientos no requiere la especificación del tipo de ajuste, por tanto, la selección ya estaría terminada.

En la siguiente página se muestra una imagen de cada uno de los dos rodamientos seleccionados para el árbol secundario.



En esta imagen se muestra el rodamiento de bolas de contacto angular izquierdo escogido para el árbol secundario.



*Ilustración 103. Rodamiento eje secundario.*

Se trata del rodamiento **SKF 7005 ACD/HCP4A**.

En esta imagen se muestra el rodamiento de bolas de contacto angular derecho escogido para el árbol secundario.



*Ilustración 104. Rodamiento del eje secundario.*

Se trata del rodamiento **SKF 7205 ACCBM**.

## 10. Fabricación

En este capítulo se va a explicar el proceso de fabricación de los engranajes y el montaje final con las demás piezas que conforman la caja de cambios.

### 10.1 Proceso de fabricación de los engranajes

Existen muchas opciones para llevar a cabo la fabricación de engranajes helicoidales, entre ellas la fundición, el mecanizado con torno y fresadora, la extrusión, la metalurgia de polvos y más.

Para este caso, el proceso de fabricación elegido es el mecanizado con torno y fresadora. Es un proceso rápido y muy preciso.

Pero el motivo principal de su elección es su accesibilidad y su bajo coste. El autor de este proyecto cuenta con un contacto directo en Hercor Metalworking SL, una empresa de carpintería metálica que se encuentra en L'Alcúdia. Esta empresa dispone de un torno y una fresadora, los cuales se especificarán a continuación, y están dispuestos a prestar sus servicios para que la realización de este proyecto sea posible.

Primero se explicará el proceso de fabricación, y después se expondrán algunos datos de la fresadora que se va a utilizar así como de las herramientas utilizadas en cada parte del proceso.

#### 10.1.1 Explicación del proceso

Una vez se dispone de la materia prima, una barra de acero 20MnCr5 de diámetro mínimo igual al diámetro de cabeza del engranaje más grande, el primer paso es cortar cilindros que tengan el ancho de cada engranaje, es decir, 25 mm, esto se realizará con una herramienta de corte en la fresadora que se mostrará posteriormente.

El segundo paso es colocar todos los pequeños cilindros en el torno y hacerle un cilindrado a cada uno, hasta dejarlos con un diámetro que será igual a su posterior diámetro de cabeza.

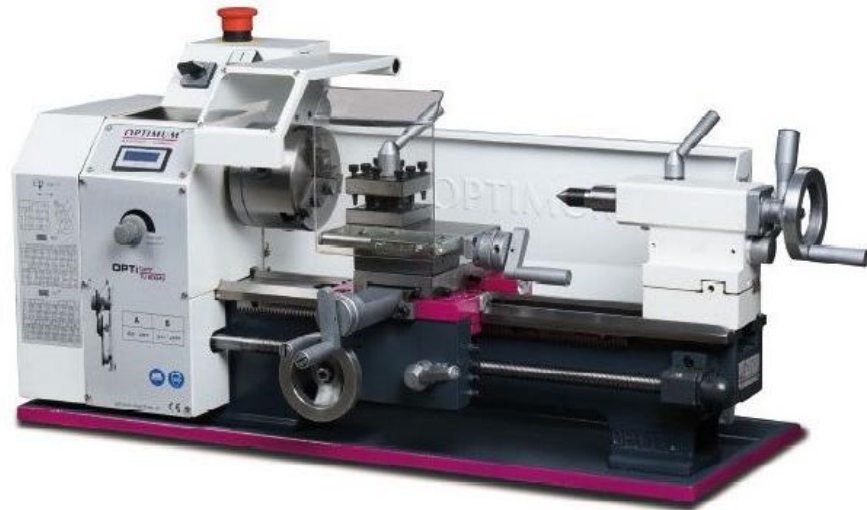
El torno que se va a utilizar es programable, pero debido a la sencillez de las operaciones a realizar con él, éstas se realizan de manera manual mediante un operario, es decir, un operario programará las operaciones desde el ordenador de la propia máquina.

El siguiente paso es colocar los cilindros en la fresadora, y realizarles un taladrado a cada uno, y un chavetero a los que sea necesario. Se especificará mediante planos.

El último paso para completar la fabricación de los engranajes es la realización del dentado, la cual se realizará mediante una broca muy pequeña que se muestra posteriormente. Es la parte más sencilla, ya que lo único que hay que hacer es diseñar un archivo en 3D de cada engranaje. Ese archivo pasará por un programa llamado Amada SheetWorks, el cual leerá el archivo y él solo realizará la programación necesaria a la fresadora para que esta lleve a cabo el recorrido adecuado para la obtención de la geometría deseada.

### 10.1.2 Descripción de las herramientas necesarias.

El torno que se va a utilizar es un Optimum TU2004V, con unas dimensiones de 830 X 425 X 360 mm. Es un torno pequeño que en la empresa nombrada se realiza para realizar pequeños mecanizados a piezas finales a modo de repaso.



*Ilustración 105. Torno para la fabricación de engranajes.*

En esta imagen se muestra el torno, como se puede deducir es un torno programable relativamente nuevo. Es un torno de sobre mesa con unas dimensiones perfectas para la realización de los engranajes.

La herramienta de corte que se va a utilizar para realizar los cilindrados es de la marca IZAR cutting tools y cuenta con unas dimensiones de 16 X 10 X 110 mm ( h x b x l) y está sujeta a la norma ISO 10 DIN 4975.



*Ilustración 106. Herramienta para los cilindrados.*

En cuanto a la fresadora, es la AMADA THV-430. Una fresadora de 3 ejes con unas dimensiones de mecanizado de 430 X 430 X 150 mm. Esta máquina tiene un papel más importante que el torno en la empresa donde se encuentra, ya que realiza una cantidad considerable de repasados y mecanizados diariamente.



*Ilustración 107. Imagen de la fresadora.*

El primer proceso a realizar en esta máquina es el corte de los cilindros de ancho de 25 mm. Para ello se va a utilizar una fresa planear de la marca Optimum modelo 3350216, con un diámetro de 63mm, y sujeta a la norma ISO 40 DIN 2080.



*Ilustración 108. Imagen de la fresa planear.*

El segundo proceso es el taladrado de los agujeros centrales. La broca que se va a utilizar para ambos ejes es la misma, a diferencia de que en el eje secundario se tendrá que realizar un breve repaso para dejar el agujero en 26mm de diámetro.

Se trata de una broca helicoidal de mango cónico de la marca RUKO modelo 204180, de 15.5 mm de diámetro. Está sujeta a la norma DIN 345.



*Ilustración 109. Imagen de la broca para el taladrado.*

Por último, la broca utilizada para el mecanizado del dentado es la siguiente:



*Ilustración 110. Imagen de la broca para el mecanizado del dentado.*

Es una broca helicoidal de la marca HSS modelo RS PRO, cuenta con un diámetro de 3mm y un largo de 61mm, es perfecta para aplicaciones como la de este caso, donde el paso entre dientes no supera los 4mm.

## 10.2 Montaje de la caja de cambios

El montaje de la caja de cambios se realizará una vez estén fabricados los engranajes y estén comprados los elementos necesarios para el ensamblaje. Se realizará en un taller de motocicletas localizado en Alberic (Valencia) llamado Motos Miralles.

## *Capítulo IV. Estudio económico.*

En este capítulo se llevará a cabo el estudio económico del proyecto, así como una comparación con la competencia.

## 11. Presupuesto

Para realizar el presupuesto, la tarea se va a dividir en dos partes, primero se va a realizar el presupuesto de los elementos normalizados que estaban deteriorados y se van a cambiar, o los elementos que se han tenido que sustituir por otros debido a la aparición de nuevas condiciones de contorno.

Después de eso, se realizará el presupuesto de los elementos que se han de fabricar, incluyendo en este el coste de fabricación, el del material y el de montaje.

Finalmente se elaborará el presupuesto final y se realizará una breve comparación con la caja original.

### 11.1 Presupuesto de elementos normalizados

Este apartado recoge el coste que van a suponer cada uno de los elementos que no se van a fabricar, pero que se han de comprar de nuevo ya que se encuentran en mal estado. A continuación se expone una tabla del eje primario con los elementos a sustituir y sus precios:

Elemento	Unidades	Coste por unidad (€)
Tornillo interior de cabeza plana M5X25 T25	1	1.74
Rodamiento de rodillos cónicos SKF 32005X	2	13.01
Casquillo del engranaje loco	1	19.38
Anillo de cierre 22X1	2	1.44

Tabla 25. Presupuesto de elementos normalizados.

Todos los elementos se han comprado de una casa oficial de repuestos de KTM que se encuentra en Girona, a excepción de los rodamientos, que se han comprado de una página llamada 123rodamiento.es

Con estos datos se puede llegar a la conclusión de que el coste de sustitución de elementos normalizados del eje primario es de 50.02€.

En la siguiente página se va a exponer una tabla de iguales características que la anterior pero del eje secundario. Una vez expuesta, ya estaría terminado el presupuesto de sustitución de elementos normalizados.



Elemento	Unidades	Coste por unidad (€)
Tornillo interior de cabeza plana M5X25 T25	1	1.74
Anillo de seguridad WS24	3	1.02
Anillo de seguridad DIN 0471-17X1	1	1.02
Rodamiento de bolas de contacto angular SKF 7005 ACD/HCP4A	1	120.81
Rodamiento de bolas de contacto angular SKF 7205 ACCBM	1	20.98
Anillo en O 2X30X1	1	1.02

Tabla 26. Presupuesto de elementos normalizados.

Todos los elementos se han comprado de la misma página de recambios de KTM que los elementos del eje primario, a diferencia de los rodamientos, que se han comprado de una página llamada SP Recambios.

Con estos datos se puede llegar a la conclusión de que el coste de sustituir los elementos del eje secundario es de 148.63€.

Por tanto, el coste total de la sustitución de elementos normalizados es de 198.65€.

## 11.2 Presupuesto de los elementos a fabricar

En este apartado se va a realizar el estudio económico de la fabricación de los engranajes, ya que estos son los únicos elementos que se van a fabricar.

Primero se expondrán los costes de la materia prima necesaria, y después se mostrarán los costes de fabricación.

Los costes de fabricación van a depender del tiempo que se tarde en mecanizar las piezas, ya que se van a realizar mediante un torno y una fresadora y éstas máquinas realizan servicios atendiendo a tarifas de una cantidad de euros / hora. El precio de estas tarifas se ha sabido por información directa de Hercor Metalworking SL, la empresa que va a realizar la fabricación.

### 11.2.1 Coste de la materia prima

Como se ha comentado en el apartado de fabricación, la materia prima necesaria es una barra de acero 20MnCr5 de 75 mm de diámetro. El largo tiene que ser de 300mm mínimo, ya que se van a necesitar doce engranajes con un ancho de cara de 25 mm.

Por motivos de stock, se ha tenido que comprar una barra de 1000 mm de largo, ya que no había más pequeñas.



**1.7147 (20MnCr5) - Redondo 75 x 1.000 mm**  
 Acero redondo Artículo: 805211

**233,40 €**

Precio actual del suplemento de aleación por artículo: 6,07 €

Cantidad:  **Añadir al carrito**

+  
-

**Tolerancias**

Diámetro	Largo
bruto	aserrado
tol.: +1 / -1 mm (buscado)	tol.: +tol. / -0 mm

Ilustración 111. Compra de la materia prima.

Esta es la web de la empresa donde se va a comprar, se trata de Abrams Industries.

En total la materia prima tiene un coste de 233.40

### 11.2.2 Coste de fabricación

Para el coste de fabricación se van a tener en cuenta las tarifas del torno y la fresadora y el tiempo que se tarda en realizar cada uno de los procesos necesarios, para ello se expone la siguiente tabla:

Proceso	Tarifa (€/h)	Tiempo (min)
Corte de cilindros (fresadora)	47.50	5
Cilindrados (torno)	35	5
Taladrados (fresadora)	47.50	5
Mecanizado del dentado (fresadora)	47.50	42

Tabla 27. Presupuesto de la fabricación de engranajes.

El tiempo total empleado en el torno es de 5 minutos, pero la empresa estipula que no se pueden cobrar horas divididas, por lo que el coste de utilización del torno será de 35 euros.

La fresadora va a estar en marcha 52 minutos, así que por la misma razón que el torno, se cobrarán 47,50 euros, el precio de una hora.

Para concluir, el coste total de los elementos de fabricación será la suma de los costes de la materia prima más los costes de fabricación, una cifra que asciende a los 315.90€.

A continuación se presenta la última parte del presupuesto, el coste del montaje.

### 11.3 Coste del montaje

El coste del montaje se ha obtenido mediante información directa del taller donde se va a realizar, Motos Miralles.

El coste abarca el montaje completo de la caja de cambios y la sustitución de la misma en la motocicleta.

El mecánico ha estipulado un tiempo total de trabajo de 2.5 horas, a 32 euros la hora, el coste de montaje asciende a 80€.

### 11.4 Resumen del presupuesto

En este apartado se va a exponer una tabla con el coste total y el coste parcial de cada parte del presupuesto.

Parte del presupuesto	Coste (€)
Coste de los elementos normalizados	198.65
Coste de los elementos a fabricar	315.90
Coste del montaje	80

Tabla 28. Presupuesto final.

En conclusión, el coste total del proyecto asciende a 594.55 €.

### 11.5 Comparación con la caja original

Se ha realizado una comparación con la caja original, teniendo en cuenta que había que comprar todas las piezas y luego montarla.

El precio al que asciende la caja original si se compra por piezas es de 1429.44€, pero el mecánico nos ha facilitado la información de que si la compras ya montada está entorno a los 1150€.

Si se compran todas las piezas necesarias para el montaje de la nueva caja y se toma el precio de los nuevos rodamientos y engranajes, la nueva caja despiezada costaría 961.79.

Sumando el coste de montaje, que según el mecánico serían 32 euros ya que tardaría una hora, se obtiene un coste total de 993.79.

Una reducción de precio del 20% aproximadamente, teniendo en cuenta que las propiedades de la caja han mejorado y que el objetivo principal del proyecto no era abaratar costes, es un resultado excelente.

## *Capítulo V. Anejos.*

## *Anejo 1. Índice de ilustraciones*

<b>Ilustración 1. Imagen de un árbol de transmisión .....</b>	<b>13</b>
<b>Ilustración 2. Imagen de una caja de cambios.....</b>	<b>14</b>
<b>Ilustración 3. Explicación de la velocidad angular. ....</b>	<b>15</b>
<b>Ilustración 4. Régimen de giro óptimo.....</b>	<b>16</b>
<b>Ilustración 5. Caídas por cambio de marcha. ....</b>	<b>16</b>
<b>Ilustración 6. Caja de cambios de DaVinci.....</b>	<b>17</b>
<b>Ilustración 7. Modelo en T de Henry Ford.....</b>	<b>17</b>
<b>Ilustración 8. Caja automática de General Motors. ....</b>	<b>18</b>
<b>Ilustración 9. Primera caja de cinco velocidades. ....</b>	<b>18</b>
<b>Ilustración 10. Caja de cambios actual.....</b>	<b>18</b>
<b>Ilustración 11. Partes de una caja.....</b>	<b>19</b>
<b>Ilustración 12. Partes de una caja.....</b>	<b>19</b>
<b>Ilustración 13. Caja con convertidor de par.....</b>	<b>20</b>
<b>Ilustración 14. Convertidor de par.....</b>	<b>20</b>
<b>Ilustración 15. Caja de cambios CVT. ....</b>	<b>21</b>
<b>Ilustración 16. Caja de cambios pilotada. ....</b>	<b>21</b>
<b>Ilustración 17. Imagen de una carcasa.....</b>	<b>22</b>
<b>Ilustración 18. Imagen de una fresa cortando una rueda dentada. ....</b>	<b>23</b>
<b>Ilustración 19. Imagen de la caja original.....</b>	<b>24</b>
<b>Ilustración 20. Engranajes rectos.....</b>	<b>28</b>
<b>Ilustración 21. Engranajes helicoidales. ....</b>	<b>28</b>
<b>Ilustración 22. Imagen de un eje de transmisión.....</b>	<b>31</b>
<b>Ilustración 23. Rodamiento 1. ....</b>	<b>32</b>
<b>Ilustración 24. Rodamiento 2. ....</b>	<b>32</b>

<b>Ilustración 25. Rodamiento 3.</b> .....	<b>33</b>
<b>Ilustración 26. Rodamiento 4.</b> .....	<b>33</b>
<b>Ilustración 27. Despiece del eje primario.</b> .....	<b>35</b>
<b>Ilustración 28. Despiece del eje secundario.</b> .....	<b>38</b>
<b>Ilustración 29. Imagen de un engranaje gripado.</b> .....	<b>44</b>
<b>Ilustración 30. Selección del factor del material.</b> .....	<b>45</b>
<b>Ilustración 31. Selección del factor del material.</b> .....	<b>46</b>
<b>Ilustración 32. Imagen del modelo helicoidal en 3D.</b> .....	<b>47</b>
<b>Ilustración 33. Imagen de la aplicación de cargas al modelo 1.</b> .....	<b>48</b>
<b>Ilustración 34. Imagen de la aplicación de cargas al modelo 2.</b> .....	<b>49</b>
<b>Ilustración 35. Imagen de los resultados del estudio estático.</b> .....	<b>49</b>
<b>Ilustración 36. Probabilidad de fallo de los coeficientes.</b> .....	<b>50</b>
<b>Ilustración 37. Fórmula de la tensión de contacto.</b> .....	<b>51</b>
<b>Ilustración 38. Elección del factor de aplicación.</b> .....	<b>51</b>
<b>Ilustración 39. Ayuda para cálculo de <math>K_a</math>.</b> .....	<b>52</b>
<b>Ilustración 40. Ayuda para cálculo de <math>K_a</math>.</b> .....	<b>52</b>
<b>Ilustración 41. Fórmula del grado de solapamiento.</b> .....	<b>53</b>
<b>Ilustración 42. Fórmula del factor de distribución de carga.</b> .....	<b>54</b>
<b>Ilustración 43. Ayuda para calcular <math>K_v</math>.</b> .....	<b>54</b>
<b>Ilustración 44. Fórmula de <math>K_v</math>.</b> .....	<b>55</b>
<b>Ilustración 45. Cálculo del factor de carga.</b> .....	<b>55</b>
<b>Ilustración 46. Ayuda para cálculo de <math>K_v</math>.</b> .....	<b>56</b>
<b>Ilustración 47. Cálculo del factor de carga.</b> .....	<b>56</b>
<b>Ilustración 48. Ayuda para el cálculo de <math>K_v</math>.</b> .....	<b>57</b>
<b>Ilustración 49. Ayuda para cálculo de <math>K_{hb}</math>.</b> .....	<b>59</b>

<b>Ilustración 50. Fórmula de Fsh. ....</b>	<b>59</b>
<b>Ilustración 51. Fórmula 1 para Kha.....</b>	<b>60</b>
<b>Ilustración 52. Fórmula 2 para Kha.....</b>	<b>60</b>
<b>Ilustración 53. Fórmula del grado de recubrimiento. ....</b>	<b>60</b>
<b>Ilustración 54. Ayuda para el cálculo de Kha.....</b>	<b>61</b>
<b>Ilustración 55. Gráfico para el cálculo del factor de vida. ....</b>	<b>66</b>
<b>Ilustración 56. Parámetros de viscosidad.....</b>	<b>67</b>
<b>Ilustración 57. Gráfico de rugosidades.....</b>	<b>69</b>
<b>Ilustración 58. Ayuda para el cálculo del factor de endurecimiento superficial. ....</b>	<b>70</b>
<b>Ilustración 59. Gráfico para obtener el factor de tamaño. ....</b>	<b>70</b>
<b>Ilustración 60. Fórmula de la tensión superficial de flexión. ....</b>	<b>71</b>
<b>Ilustración 61. Cálculo del factor de aplicación de carga.....</b>	<b>71</b>
<b>Ilustración 62. Ayuda para el cálculo de Ka.....</b>	<b>72</b>
<b>Ilustración 63. Ayuda para el cálculo de Ka.....</b>	<b>72</b>
<b>Ilustración 64. Fórmula 1 para el factor de carga dinámica.....</b>	<b>73</b>
<b>Ilustración 65. Ayuda para el cálculo de Kv.....</b>	<b>74</b>
<b>Ilustración 66. Fórmula 2 para el factor de carga dinámica.....</b>	<b>74</b>
<b>Ilustración 67. Obtención del factor corrector de carga.....</b>	<b>75</b>
<b>Ilustración 68. Ayuda para el cálculo de Kv.....</b>	<b>75</b>
<b>Ilustración 69. Cálculo del factor de corrección de carga helicoidal. ....</b>	<b>76</b>
<b>Ilustración 70. Ayuda para el cálculo de Kv.....</b>	<b>76</b>
<b>Ilustración 71. fórmula 1 para Kfa. ....</b>	<b>77</b>
<b>Ilustración 72. Fórmula 2 para Kfa.....</b>	<b>78</b>
<b>Ilustración 73. Fórmula del grado de recubrimiento. ....</b>	<b>78</b>
<b>Ilustración 74. Ayuda para el cálculo de Kfa.....</b>	<b>79</b>

<b>Ilustración 75. Gráfico para la obtención del factor de servicio. ....</b>	<b>82</b>
<b>Ilustración 76. Gráfico para calcular el factor de vida Ynt.....</b>	<b>86</b>
<b>Ilustración 77. Valor de p para calcular el factor de sensibilidad relativa a la entalladura.....</b>	<b>87</b>
<b>Ilustración 78. Gráfico para la obtención del factor de superficie. ....</b>	<b>87</b>
<b>Ilustración 79. Gráfico para calcular el factor de tamaño. ....</b>	<b>88</b>
<b>Ilustración 80. Fórmula de la tensión cortante máxima.....</b>	<b>97</b>
<b>Ilustración 81. Ayuda para el cálculo de los coeficientes Cm y Ct.....</b>	<b>98</b>
<b>Ilustración 82. Ayuda para la selección de rodamientos.....</b>	<b>100</b>
<b>Ilustración 83. Elección del tipo de rodamiento en la calculadora SKF. ....</b>	<b>101</b>
<b>Ilustración 84. Determinación de dimensiones en la calculadora SKF. ....</b>	<b>101</b>
<b>Ilustración 85. Ayuda para la selección de rodamientos.....</b>	<b>102</b>
<b>Ilustración 86. Disposición de los rodamientos. ....</b>	<b>102</b>
<b>Ilustración 87. Distancia entre centros de rodamientos. ....</b>	<b>102</b>
<b>Ilustración 88. Posición y magnitud de la carga en rodamientos.....</b>	<b>103</b>
<b>Ilustración 89. Tipo de lubricación de los rodamientos.....</b>	<b>103</b>
<b>Ilustración 90. Resultados eje primario. ....</b>	<b>104</b>
<b>Ilustración 91. Tipo de ajuste del eje primario. ....</b>	<b>104</b>
<b>Ilustración 92. Rodamiento del eje primario.....</b>	<b>105</b>
<b>Ilustración 93. Ayuda para la selección de rodamientos.....</b>	<b>106</b>
<b>Ilustración 94. Elección del tipo de rodamiento con la calculadora SKF.....</b>	<b>107</b>
<b>Ilustración 95. Dimensiones de los rodamientos del eje secundario. ....</b>	<b>107</b>
<b>Ilustración 96. Ayuda para la selección de rodamientos.....</b>	<b>108</b>
<b>Ilustración 97. Ayuda para la selección de rodamientos.....</b>	<b>108</b>
<b>Ilustración 98. Disposición de la carga en los rodamientos. ....</b>	<b>108</b>
<b>Ilustración 99. Distancia entre centros de rodamientos. ....</b>	<b>109</b>



<b>Ilustración 100. Posición y magnitud de la carga en rodamientos.....</b>	<b>109</b>
<b>Ilustración 101. Tipo de lubricación de los rodamientos.....</b>	<b>110</b>
<b>Ilustración 102. Resultados eje secundario.....</b>	<b>110</b>
<b>Ilustración 103. Rodamiento eje secundario.....</b>	<b>111</b>
<b>Ilustración 104. Rodamiento del eje secundario. ....</b>	<b>111</b>
<b>Ilustración 105. Torno para la fabricación de engranajes. ....</b>	<b>113</b>
<b>Ilustración 106. Herramienta para los cilindrados.....</b>	<b>113</b>
<b>Ilustración 107. Imagen de la fresadora.....</b>	<b>114</b>
<b>Ilustración 108. Imagen de la fresa planear. ....</b>	<b>114</b>
<b>Ilustración 109. Imagen de la broca para el taladrado.....</b>	<b>115</b>
<b>Ilustración 110. Imagen de la broca para el mecanizado del dentado. ....</b>	<b>115</b>
<b>Ilustración 111. Compra de la materia prima.....</b>	<b>120</b>

## *Anejo 2. Índice de tablas*

<b>Tabla 1. Especificaciones técnicas de la caja original.....</b>	<b>24</b>
<b>Tabla 2. Ventajas y desventajas de los engranajes rectos.....</b>	<b>27</b>
<b>Tabla 3. Ventajas y desventajas de los engranajes helicoidales.....</b>	<b>28</b>
<b>Tabla 4. Datos de las marchas originales.....</b>	<b>29</b>
<b>Tabla 5. Datos de las marchas nuevas.....</b>	<b>30</b>
<b>Tabla 6. Especificaciones técnicas de la nueva caja.....</b>	<b>34</b>
<b>Tabla 7. Despiece del eje primario.....</b>	<b>36</b>
<b>Tabla 8. Clasificación de componentes del primario.....</b>	<b>37</b>
<b>Tabla 9. Despiece del eje secundario.....</b>	<b>40</b>
<b>Tabla 10. Clasificación de componentes del secundario.....</b>	<b>40</b>
<b>Tabla 11. Características de los aceros cementados.....</b>	<b>47</b>
<b>Tabla 12. Datos del engranaje modelo.....</b>	<b>47</b>
<b>Tabla 12. Parámetros para la primera iteración del cálculo.....</b>	<b>89</b>
<b>Tabla 13. Justificación de la tensión superficial de contacto.....</b>	<b>90</b>
<b>Tabla 14. Justificación de la tensión superficial de contacto.....</b>	<b>90</b>
<b>Tabla 15. Justificación de la tensión admisible de contacto.....</b>	<b>91</b>
<b>Tabla 16. Justificación de la tensión de flexión.....</b>	<b>92</b>

<b>Tabla 17. Justificación de la tensión de flexión.....</b>	<b>92</b>
<b>Tabla 18. Justificación de la tensión admisible de flexión.....</b>	<b>93</b>
<b>Tabla 19. Datos de la primera marcha.....</b>	<b>94</b>
<b>Tabla 20. Datos de la segunda marcha.....</b>	<b>94</b>
<b>Tabla 21. Datos de la tercera marcha.....</b>	<b>94</b>
<b>Tabla 22. Datos de la cuarta marcha.....</b>	<b>94</b>
<b>Tabla 23. Datos de la quinta marcha.....</b>	<b>95</b>
<b>Tabla 24. Datos de la sexta marcha.....</b>	<b>95</b>
<b>Tabla 25. Presupuesto de elementos normalizados.....</b>	<b>115</b>
<b>Tabla 26. Presupuesto de elementos normalizados.....</b>	<b>116</b>
<b>Tabla 27. Presupuesto de la fabricación de engranajes.....</b>	<b>117</b>
<b>Tabla 28. Presupuesto final.....</b>	<b>118</b>

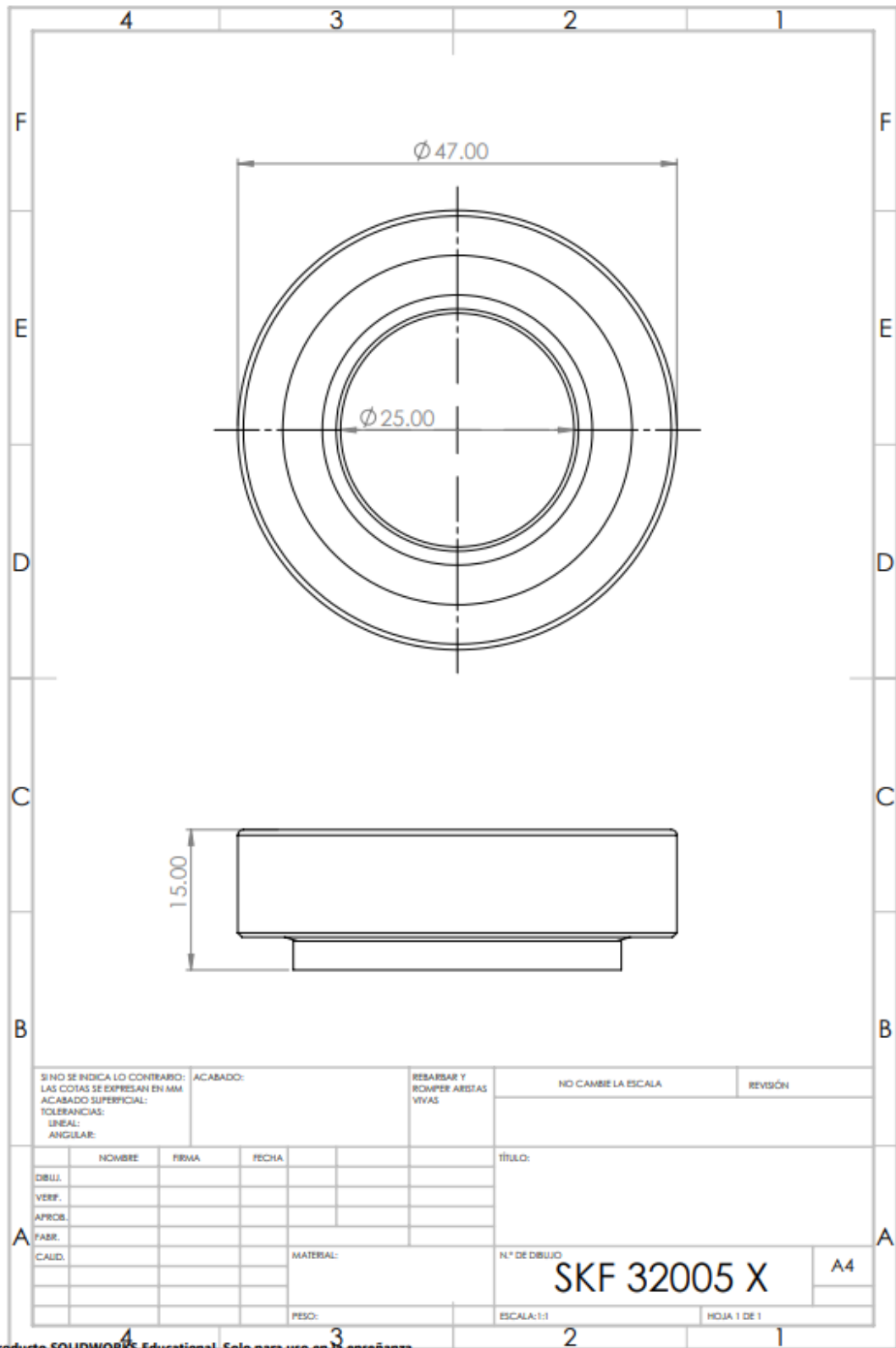
## *Anejo 3. Planos*

### Índice de planos

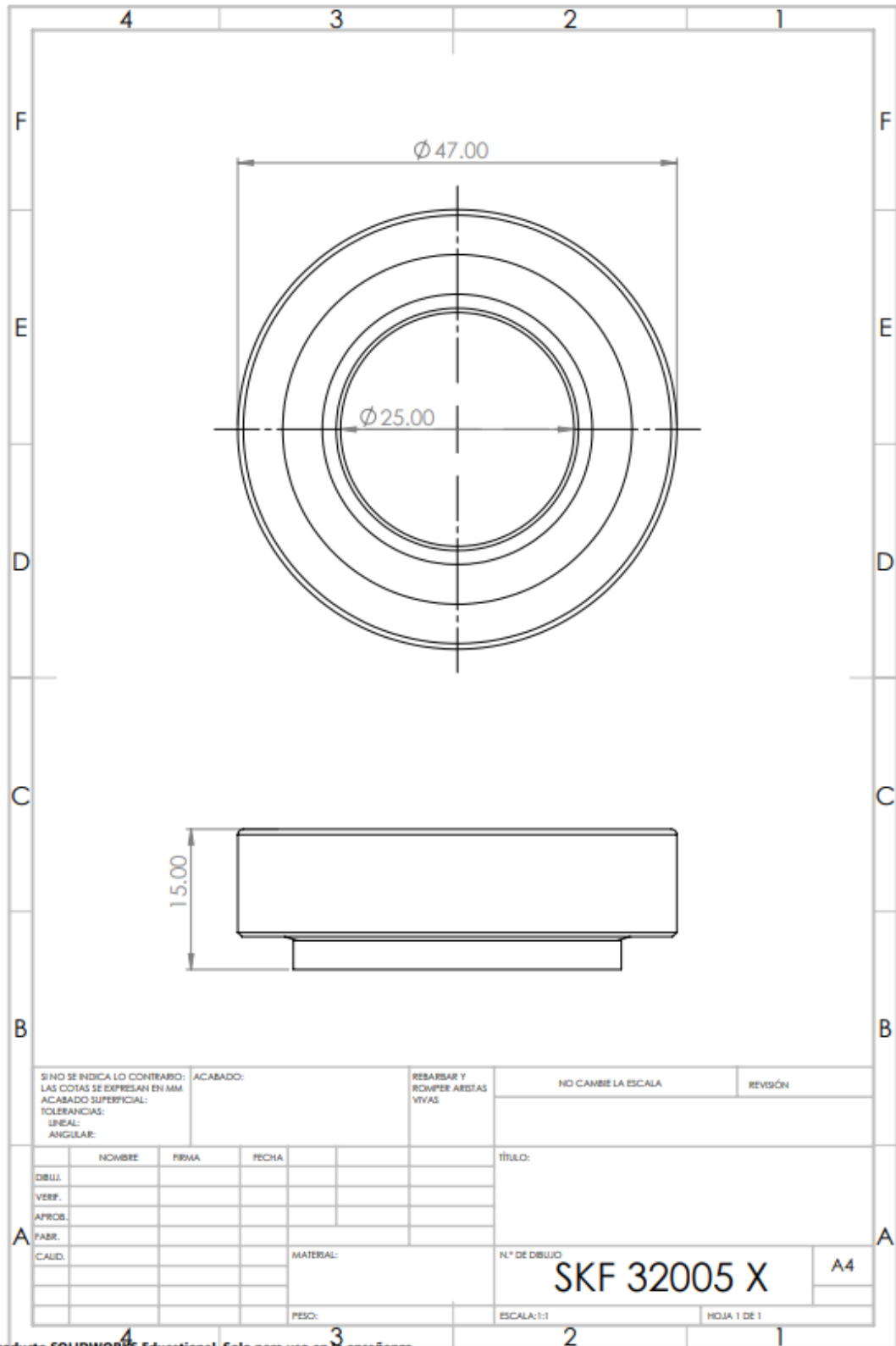
- Plano 1. Rodamiento izquierdo del eje primario**
- Plano 2. Rodamiento derecho del eje primario.**
- Plano 3. Rodamiento izquierdo del eje secundario.**
- Plano 4. Rodamiento central del eje secundario.**
- Plano 5. Rodamiento derecho del eje secundario.**
- Plano 6. Piñón de la primera marcha. Z29**
- Plano 7. Rueda de la primera marcha.**
- Plano 8. Piñón de la segunda marcha.**
- Plano 9. Rueda de la segunda marcha.**
- Plano 10. Piñón de la tercera marcha.**
- Plano 11. Rueda de la tercera marcha.**
- Plano 12. Piñón de la cuarta marcha.**
- Plano 13. Rueda de la cuarta marcha.**
- Plano 14. Piñón de la quinta marcha.**
- Plano 15. Rueda de la quinta marcha.**
- Plano 16. Piñón de la sexta marcha.**
- Plano 17. Rueda de la sexta marcha.**

**Nota: No se adjunta plano de conjunto porque muchos de los components no han sido diseñados y no pueden realizarse con solid works, por tanto, el conjunto quedaría incompleto.**

## Plano 1.

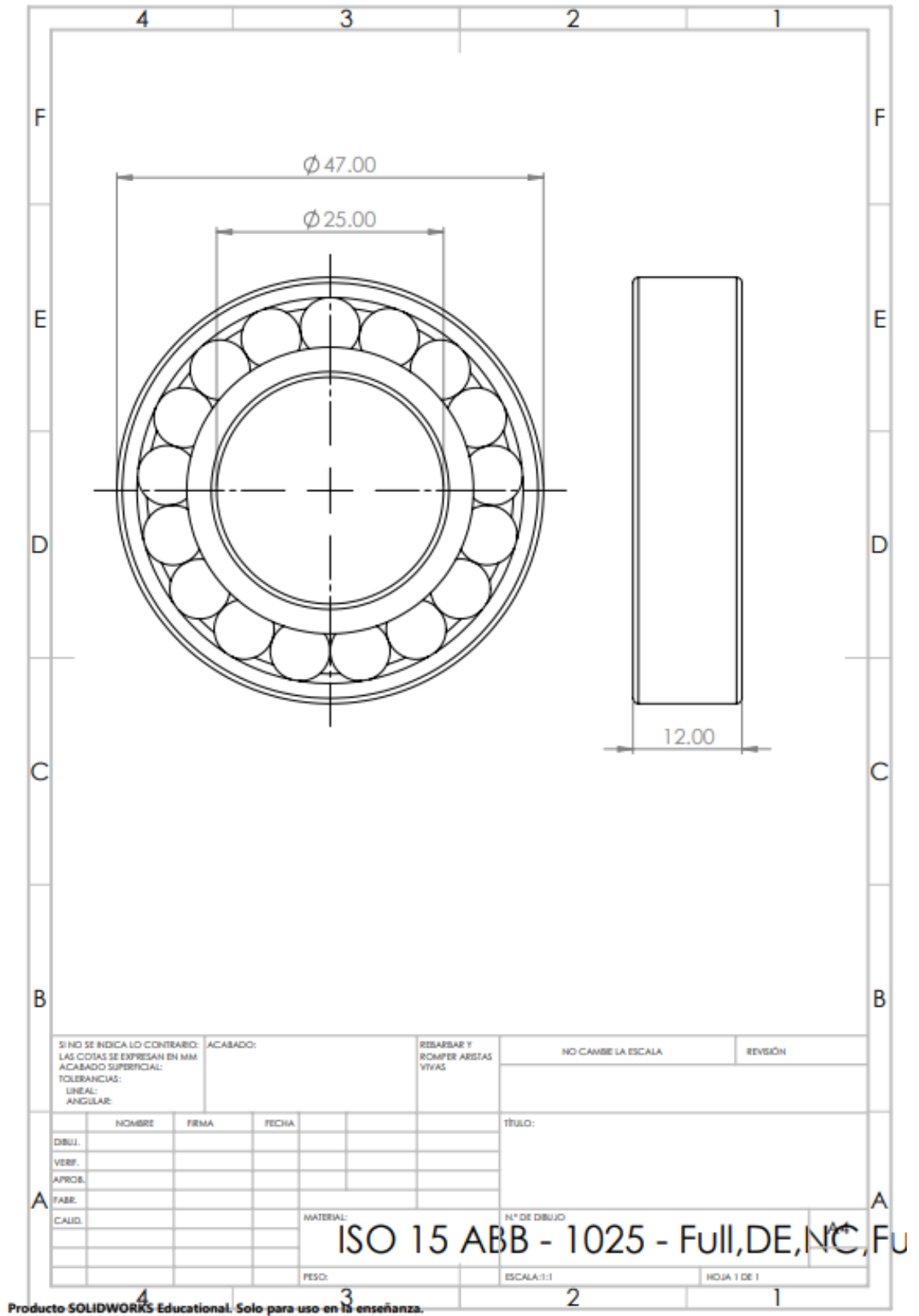


## Plano 2.



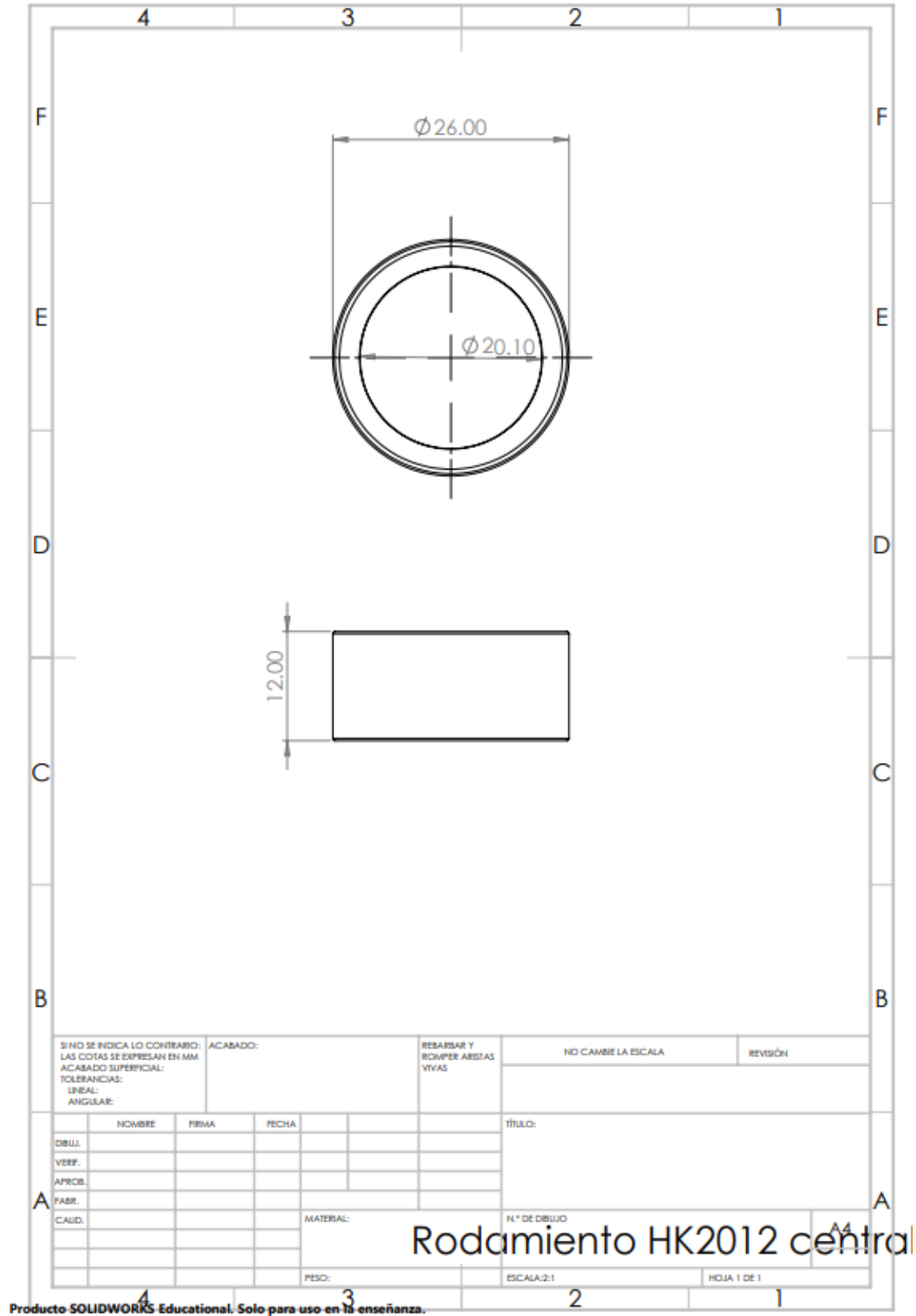
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

### Plano 3.



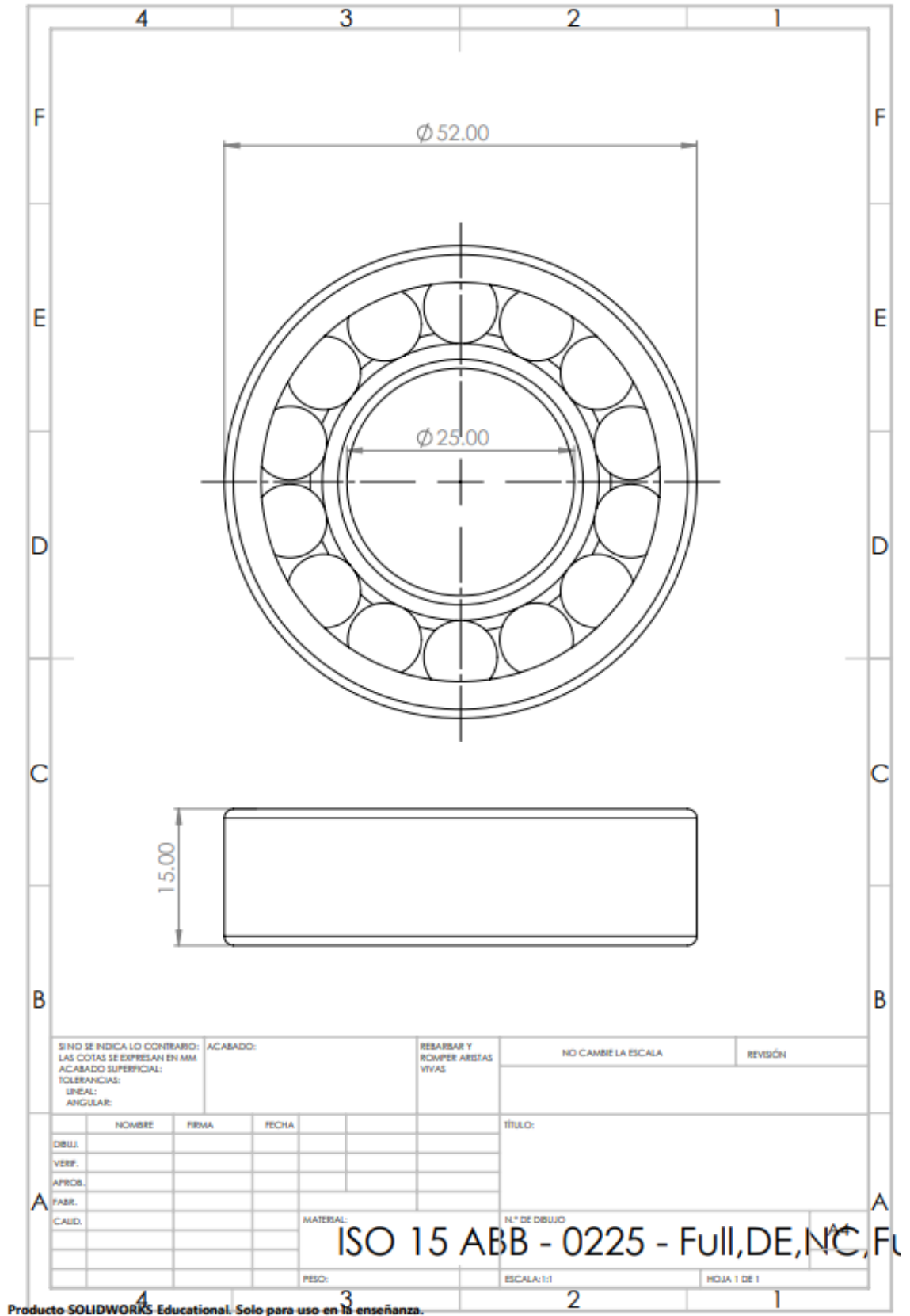
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 4.



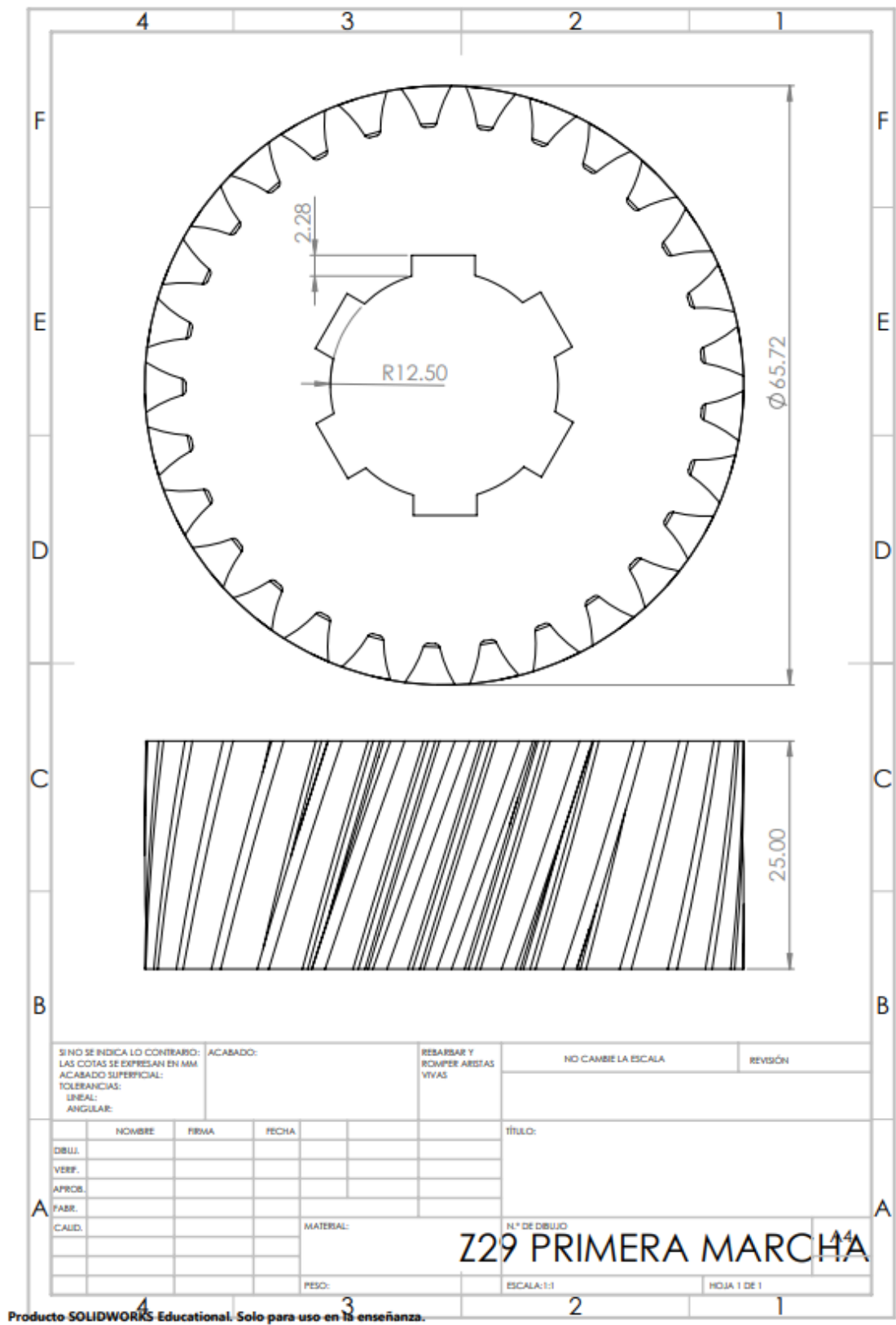


## Plano 5.



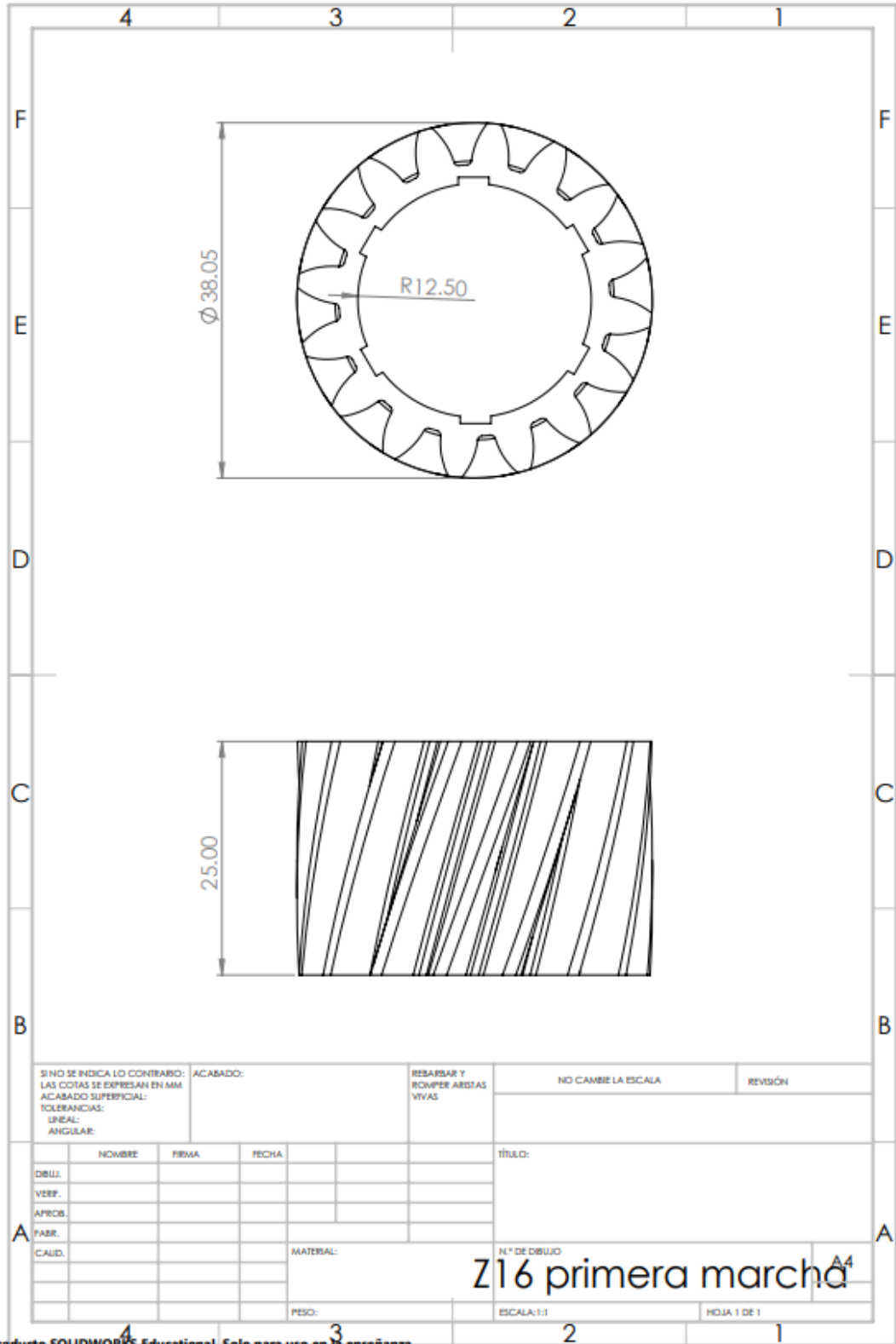
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 6.



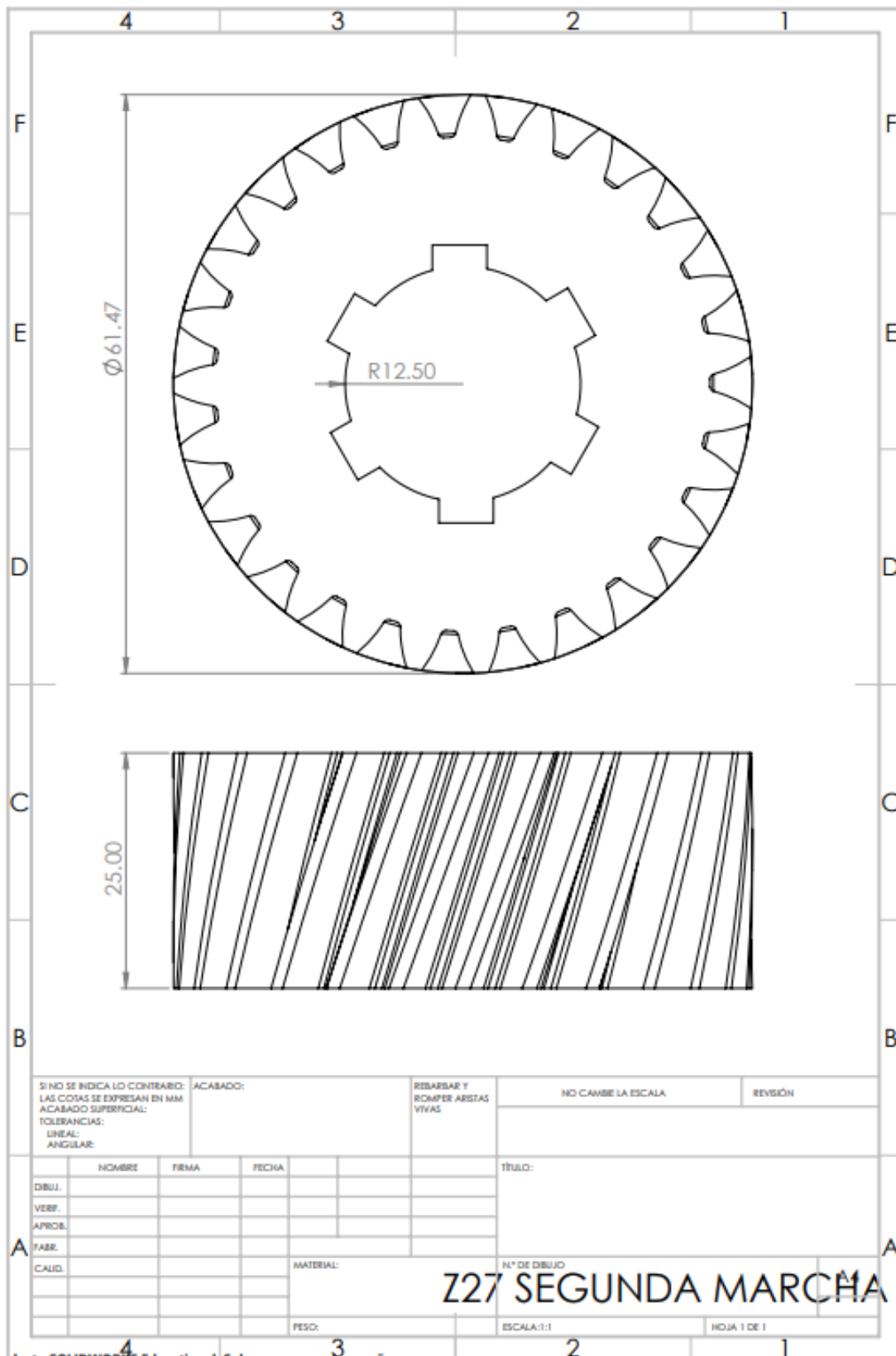
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 7.



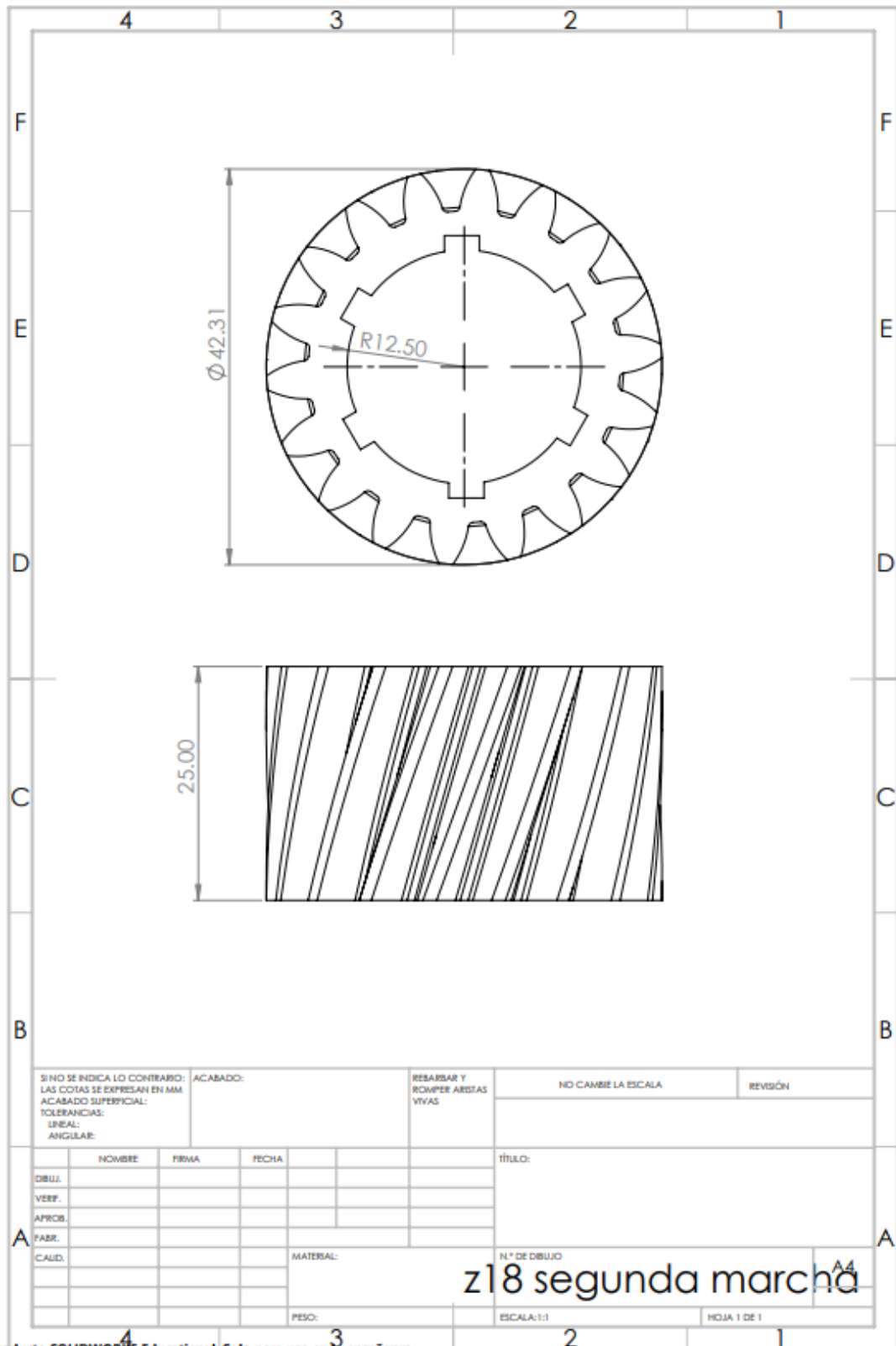
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 8.



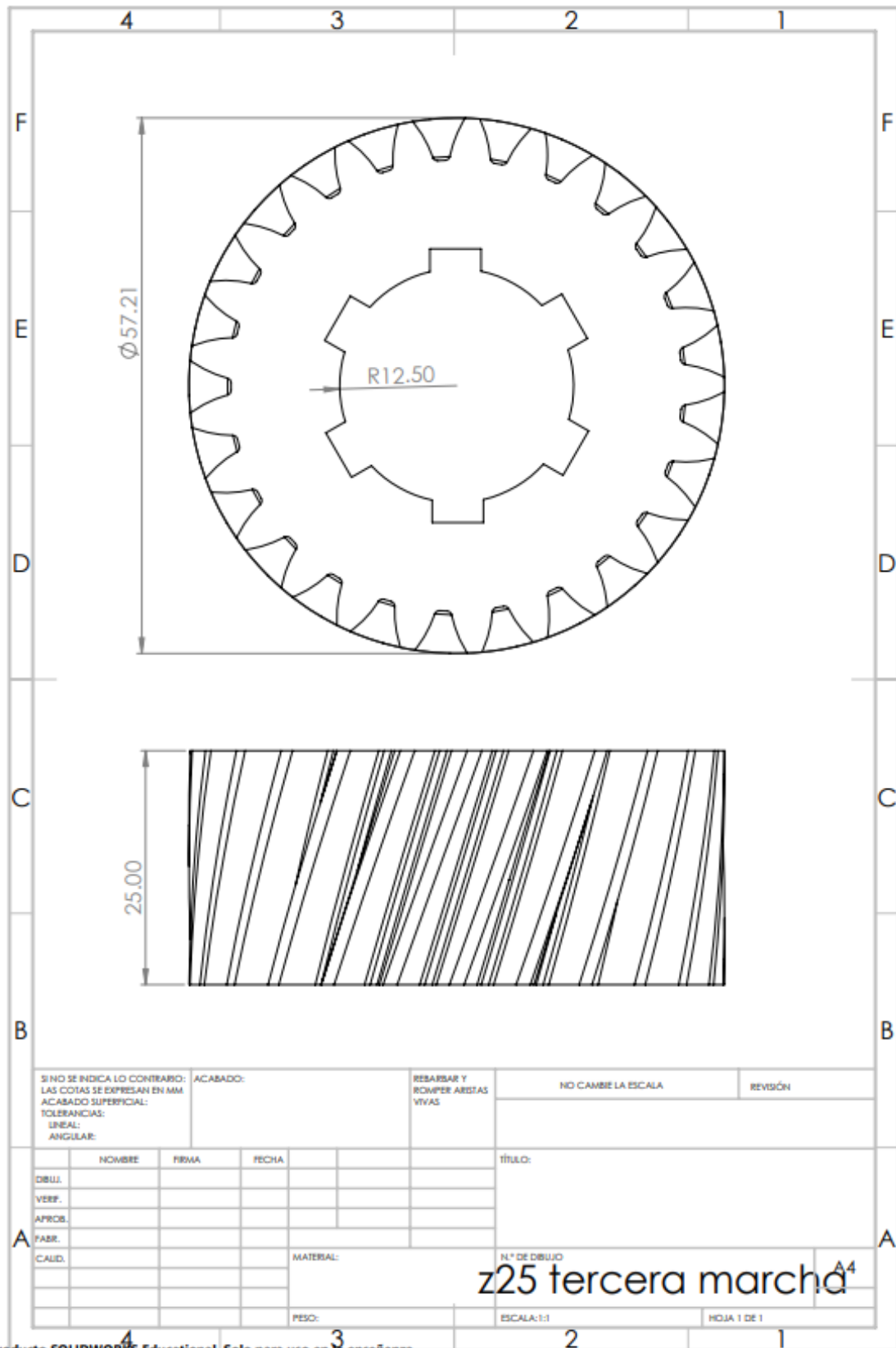
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 9.



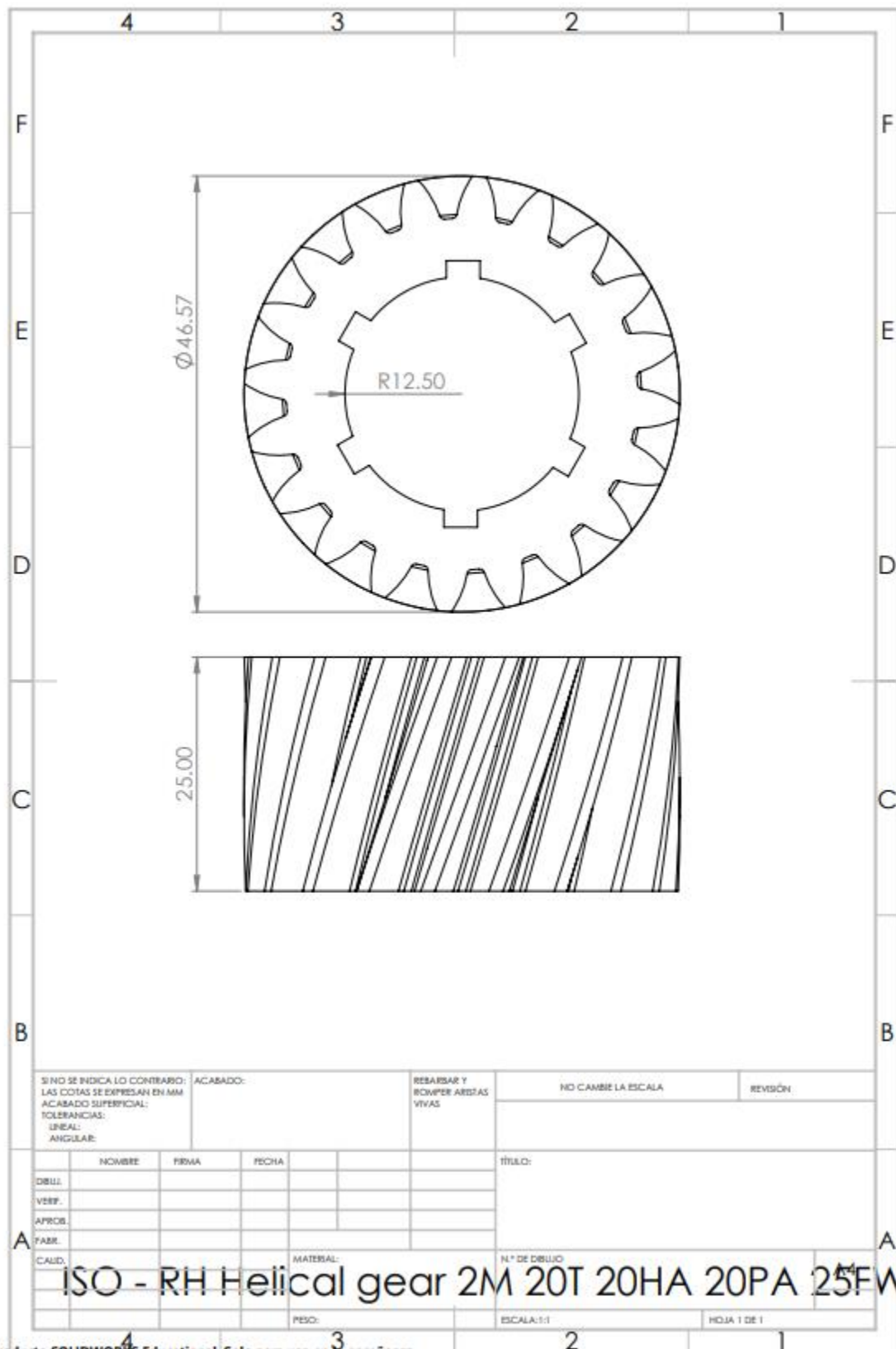
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 10.



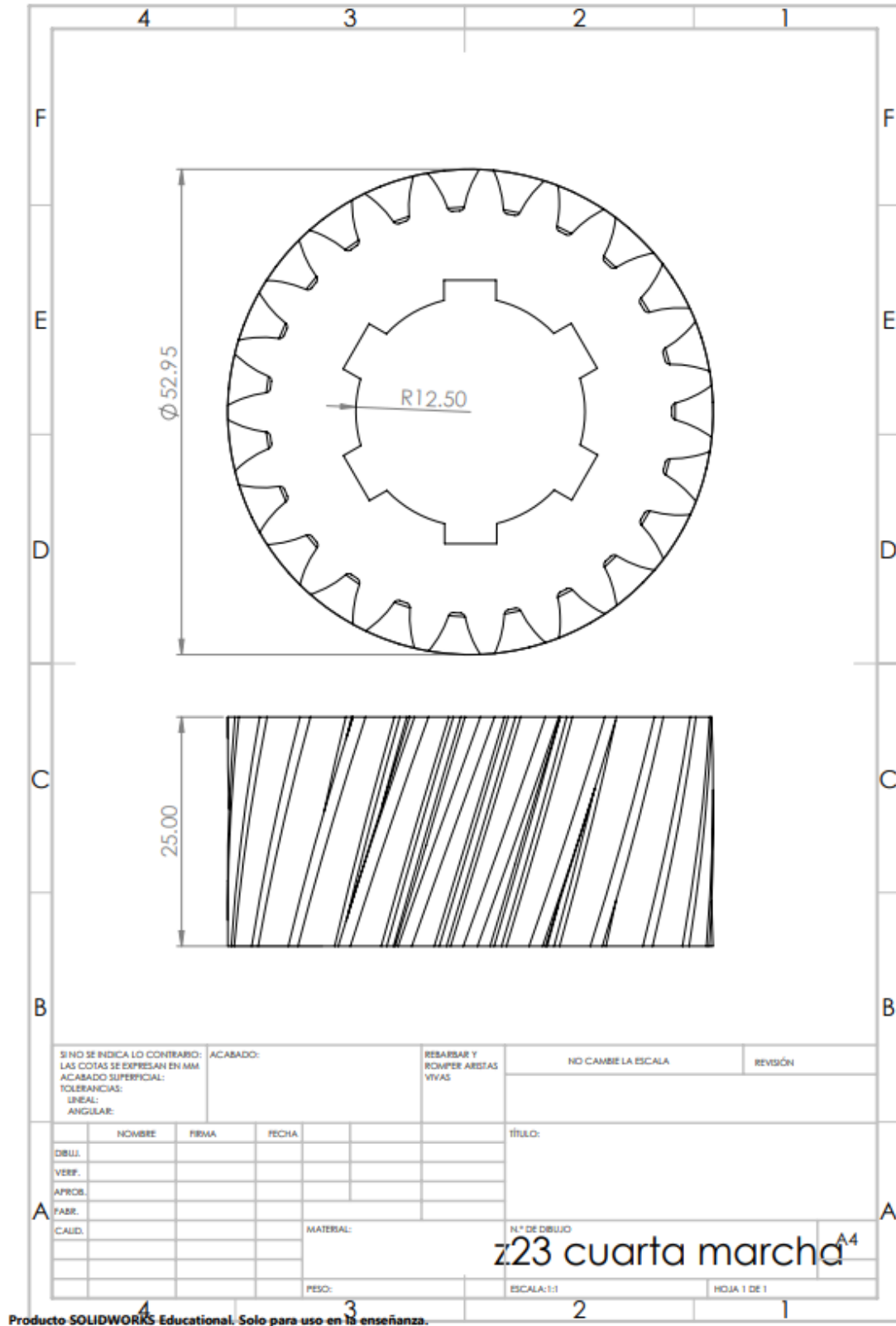
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 11.



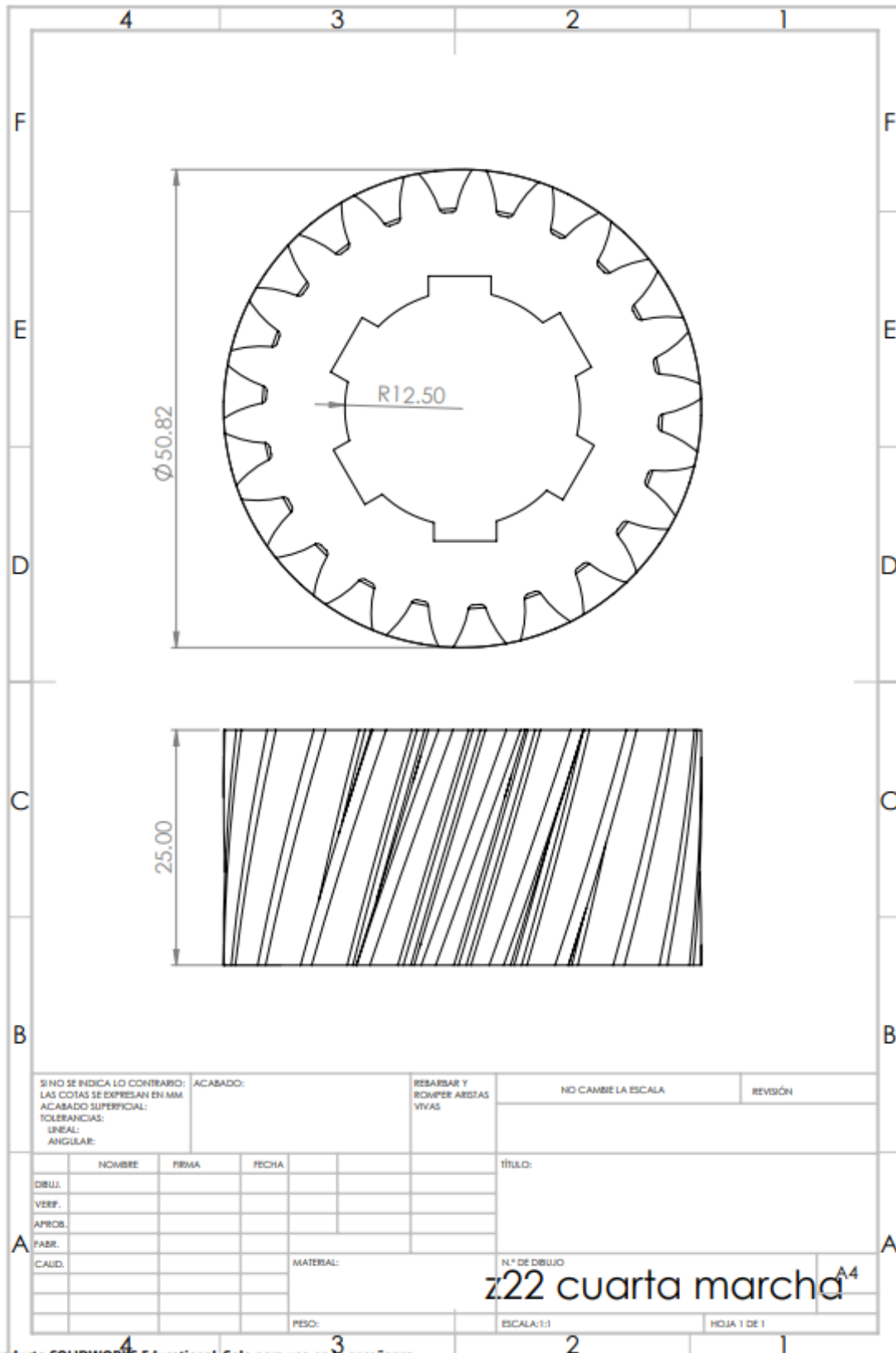
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 12.



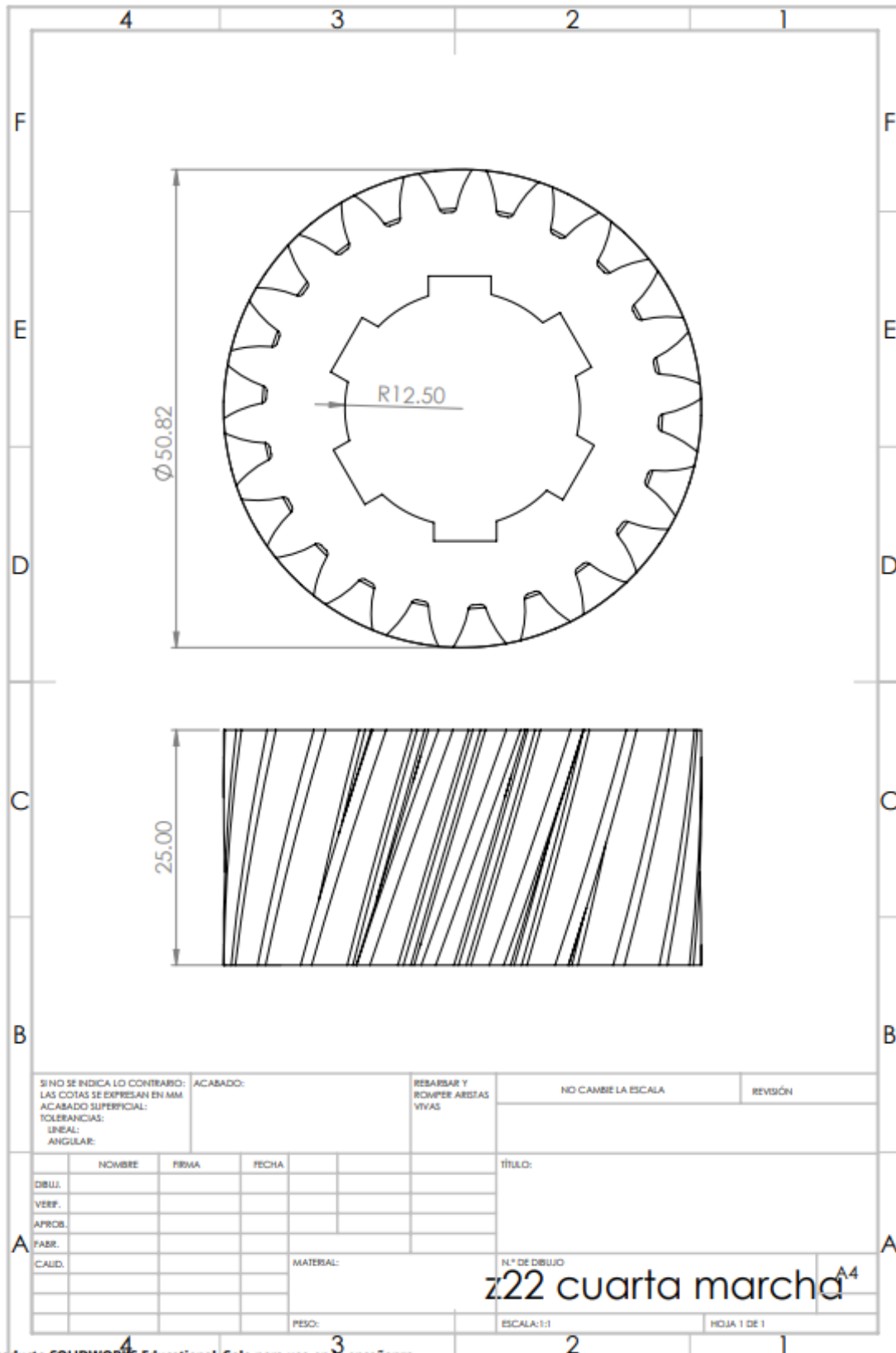


## Plano 13.



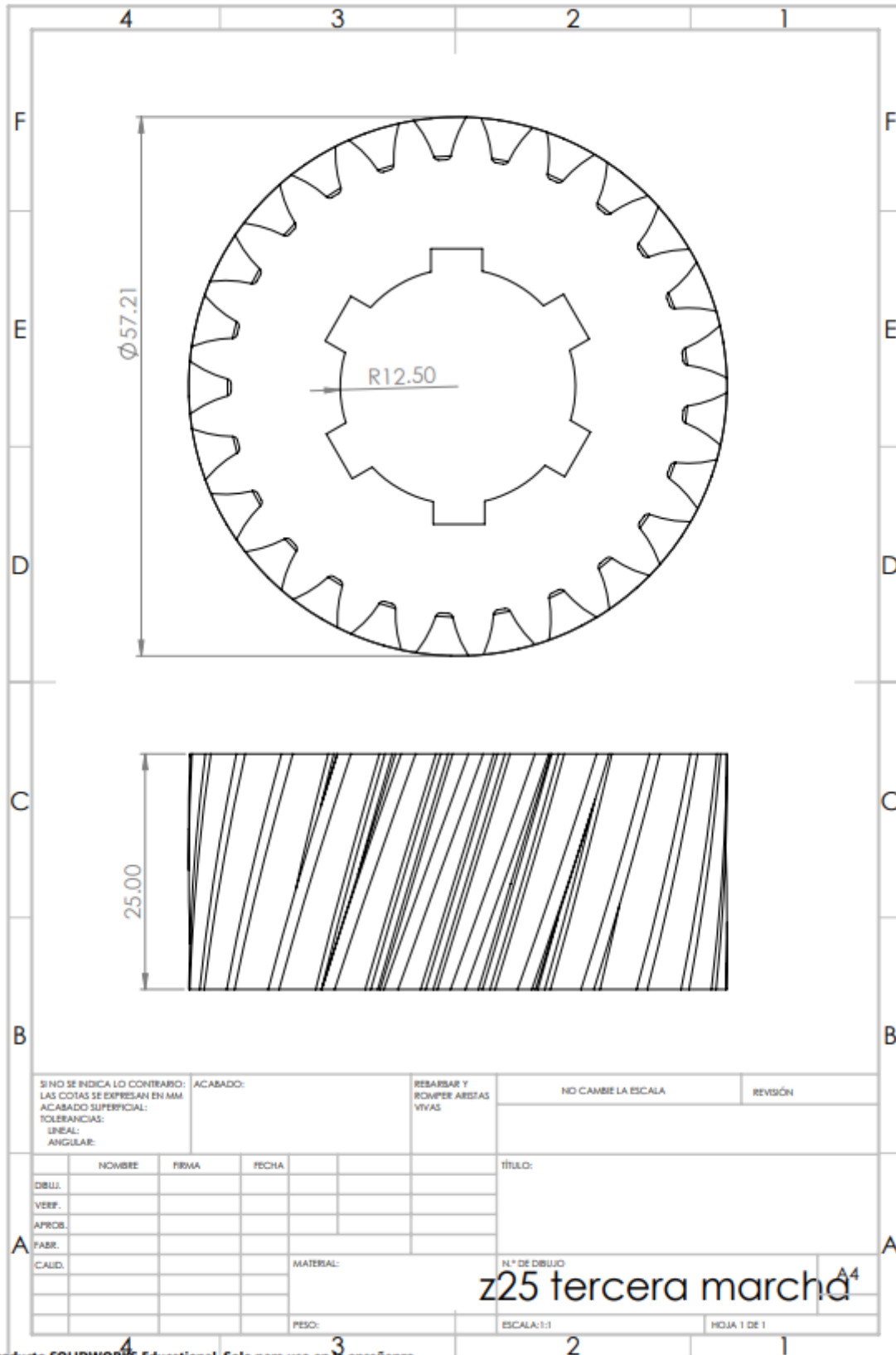
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 14.



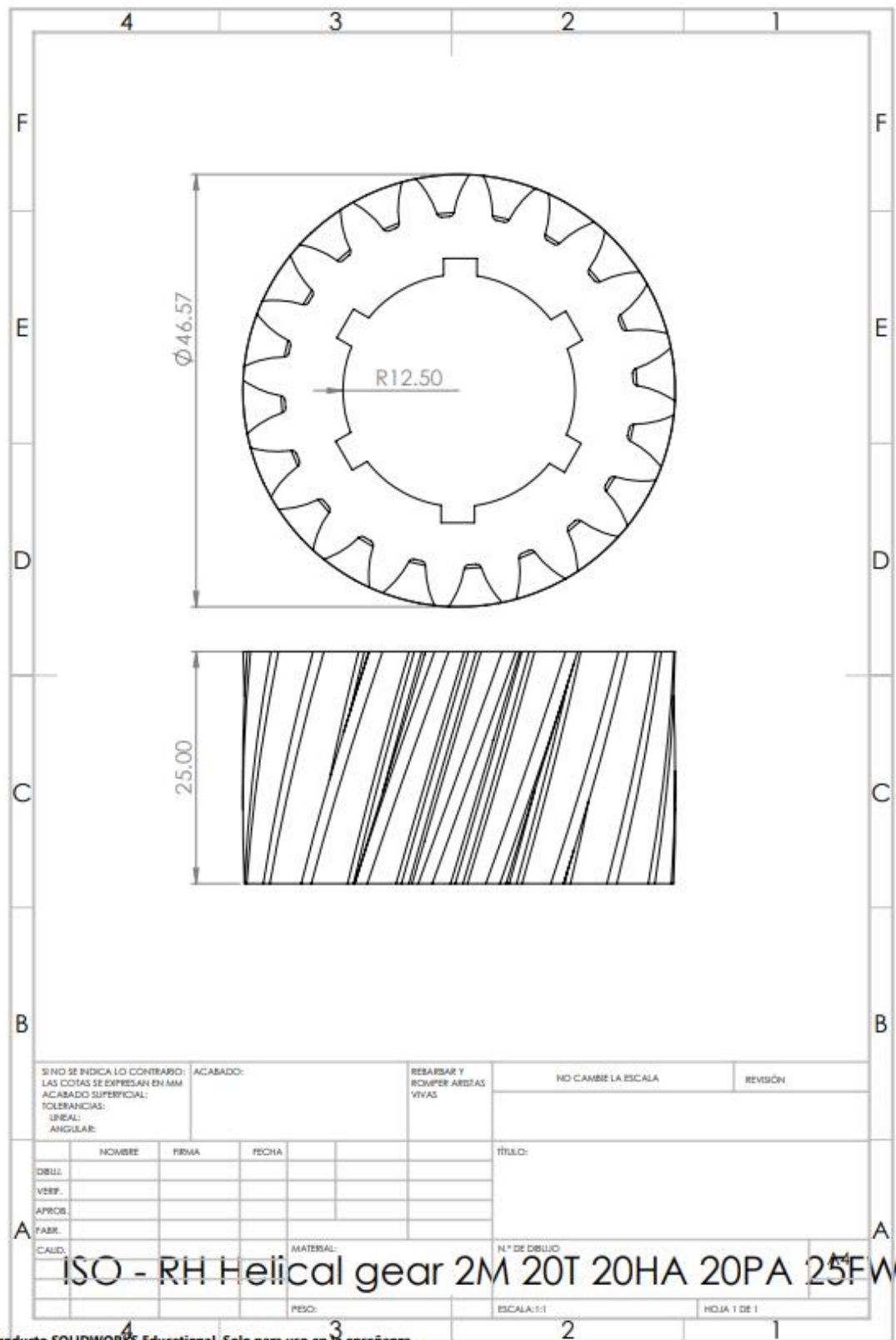
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 15.

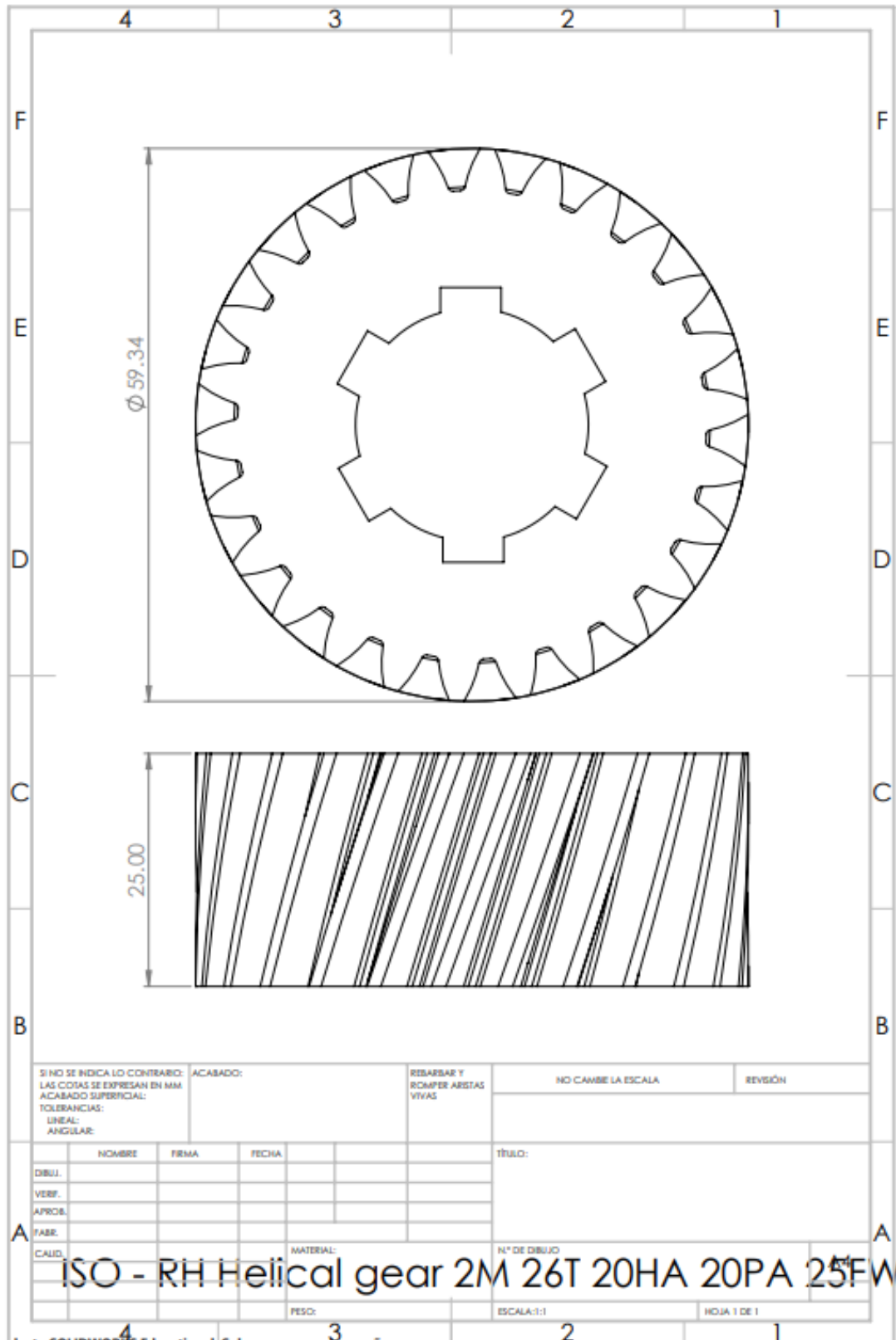


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## Plano 16.



## Plano 17.



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

## *Anejo 4. Normativa aplicada*

La siguiente norma se ha utilizado para el cálculo de engranajes:

***ISO 6336-1. Cálculo de la capacidad de carga de engranajes rectos y helicoidales***

La calculadora de SKF ha utilizado la siguiente norma para realizar el cálculo de rodamientos de rodillos cónicos:

***UNE 18.088 (ISO 355-4). Dimensiones para rodamientos de rodillos cónicos***

La calculadora de SKF ha utilizado la siguiente norma para realizar el cálculo de rodamientos de bolas de contacto angular:

***ISO 15.***

El cilindrado realizado por el torno a los engranajes está sujeto a la siguiente norma:

***ISO 10 DIN 4975.***

El corte en doce cilindros al cilindro inicial realizado en la fresadora está sujeto a la siguiente norma:

***ISO 40 DIN 2080.***

La broca utilizada para el taladrado de los engranajes está sujeta a la siguiente norma:

***DIN 345.***

## Anejo 5. Referencias.

- Diseño de máquinas (1991). Robert L. Norton.
- Elementos de máquinas (1980). Karl H. Decker.
- Manual práctico del engranaje. Henriot
- La página de repuestos de KTM es la siguiente:  
([https://www.repuestos-ktm.es/ktm-motocicleta/250\\_MOTO/2018/EXC-F](https://www.repuestos-ktm.es/ktm-motocicleta/250_MOTO/2018/EXC-F) )
- Otra página de recambios: (<https://motoracingburgos.net/recambios-originales-ktm> )
- Proyecto Fin de Carrera. Desarrollo e la aplicación de diseño de engranajes DISENGRAIN (2010). Román Cortiñas Marcó.
- Diseño de una caja de cambios automática epicicloidial de 6 marchas. (2017). Jesús Mejías Blázquez.
- En la siguiente página se ha buscado información acerca de los aceros de cementación: (<https://www.biltra.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información sobre el material escogido para los engranajes: (<https://waldunsteel.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información sobre como actúan las fuerzas en los engranajes: (<https://elemaquina.webs.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información sobre geometría de engranajes:  
(<http://polamalu.50webs.com/> )
- Se ha utilizado el siguiente archivo para ayudar a realizar el cálculo de ejes:  
(159095822-Calculo-de-Ejes)
- Se ha utilizado el siguiente archivo para ayudar a realizar el cálculo de ejes:  
(318676878-tesis-de-diseno-calculo-de-ejes)

- Esta es la página del seleccionador de rodamientos de SKF:  
(<https://www.skfbearingselect.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca del material de los engranajes: (<https://metinvestholding.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca de rodamientos:  
(<https://nosoloherramientas.es/> )
- En la siguiente página se ha visto el precio de algunos rodamientos  
(<https://www.123rodamiento.es/> )
- En la siguiente página se ha visto el precio de algunos rodamientos:  
(<https://es.rs-online.com/> )
- En la siguiente página se ha visto el precio de algunos rodamientos:  
(<https://www.tme.eu/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca de rodamientos:  
(<https://www.skf.com/> )
- En la siguiente página se ha visto el precio de algunos rodamientos:  
(<https://www.manomano.es/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca del software Amada:  
(<https://www.3dcadportal.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca de la fresadora que se va a utilizar: (<https://www.directindustry.es/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca de herramientas:  
(<https://www.manomano.es/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca de herramientas:  
(<https://ferrete.com/> )





- En la siguiente página se ha buscado información acerca de herramientas:  
(<https://es.rs-online.com/> )
- En la siguiente página se ha buscado información acerca del precio de la materia prima: (<https://shop.premium-steel.eu/> )

Fin.