



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

*Aplicación de ingeniería inversa para el estudio, diseño y comprobación de una reductora de engranajes planetarios.*

---

**MEMORIA PRESENTADA POR:**  
*Carlos Javier Jeacock Cana*

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: Julio, 2019.

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**  
**ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

**CAMPUS D'ALCOI**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**“APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO,  
DISEÑO Y COMPROBACIÓN DE UNA REDUCTORA DE  
ENGRANAJES PLANETARIOS”**

**Autor:**

**CARLOS JAVIER JEACOCK CANA**

**Dirigido por:**

**Sergi Montava Jordà**

**Antonio Vicente Martínez Sanz**

**Julio, 2019**

# RESUMEN

## **“Aplicación de ingeniería inversa para el estudio, diseño y comprobación de una reductora de engranajes planetarios”**

El presente trabajo final de grado está enfocado en la aplicación de la ingeniería inversa, para el análisis y comprobación de las características mecánicas y de diseño de una reductora de engranajes planetarios.

En la primera parte del trabajo, se ha realizado un despiece e identificación de los distintos componentes que constituyen la reductora, para posteriormente haber sido modelados en 3D mediante el software de diseño CAD SolidWorks. A continuación, se han realizado los planos de fabricación de los componentes que constituyen la cadena cinemática y los planos de ensamblajes de toda la máquina.

La segunda parte del trabajo se ha enfocado en el estudio y análisis dinámico de la cadena cinemática de la reductora, localizando y estudiando las partes críticas de los componentes que constituyen esta cadena. Para la realización de los cálculos se han empleado los softwares de cálculo y diseño KISSsoft y KISSsys.

Para facilitar el entendimiento de los cálculos, se ha realizado un análisis por elementos finitos de los árboles de entrada y salida de la reductora, empleando el software de diseño CAD SolidWorks. Esto ha podido mostrar de forma gráfica las partes críticas de cada componente.

Por último, se ha realizado un estudio económico de toda la máquina, realizando un presupuesto completo que incluye el coste de compra de los componentes normalizados y el coste de fabricación y de la materia prima de los árboles, carcasa y engranajes.

A través de los cálculos realizados, se ha podido verificar las condiciones máximas de funcionamiento de la reductora que el fabricante indica en su respectiva ficha técnica.



# SUMMARY

## **“Applying reverse engineering for the study, design and testing of a planetary gearbox”**

The present final degree project will focus on applying reverse engineering to a planetary gearbox, for the subsequent analysis and verification of its mechanical and design characteristics.

First, the machine has been dismantled and all the mechanical components have been identified and 3D modelled using SolidWorks CAD software.

Fabrication and assembly drawings have been created for the main parts of the planetary gearbox, such as: Input and output shafts, gearbox housing, gears and support plate.

The second part of the project has focused on analysing the dynamics of the gearbox. Critical sections of the parts that conform the kinematic chain of the machine have been located and analysed. KISSsoft and KISSsys design softwares have been used to simulate the gearbox.

To help understand the calculations, a finite elements analysis has been carried out on the input and output shafts using SolidWorks CAD software. The finite element analysis will show visually the stresses and displacements on each mechanical part.

Finally, an economic study of the complete planetary gearbox will be done, providing a detailed estimate of the materials, fabrication and parts cost of the machine.

The results obtained through the calculations coincide with the information provided by the gearbox manufacturer in the technical data sheet.



# RESUM

## **“Aplicació d'enginyeria inversa per a l'estudi, disseny i comprovació d'una reductora d'engranatges planetaris.”**

El present treball final de grau està enfocat en l'aplicació de l'enginyeria inversa, per a l'anàlisi i comprovació de les característiques mecàniques i de disseny d'una reductora d'engranatges planetaris.

En la primera part del treball, s'ha realitzat un especejament i identificació dels distints components que constitueixen la reductora, per a posteriorment haver sigut modelats en 3D per mitjà del software de disseny CAD SolidWorks.

Amb els components identificats, s'han realitzat els plans de fabricació dels principals components, com són els arbres d'entrada i eixida, la carcassa, els engranatges del tren planetari i el suport de la reductora. També s'han realitzat els plans d'ensamblatge de tota la màquina.

La segona part del treball s'ha enfocat en l'estudi i anàlisi dinàmic de la cadena cinemàtica de la reductora, localitzant i estudiant les parts crítiques dels components que constitueixen esta cadena. Per a la realització dels càlculs s'han emprat els softwares de càlcul i disseny KISSsoft i KISSsys.

Per a facilitar l'enteniment dels càlculs, s'ha realitzat una anàlisi per elements finits dels arbres d'entrada i eixida de la reductora, emprant el programari de disseny CAD SolidWorks. Mostrant de forma gràfica les parts crítiques de cada component.

Finalment, s'ha realitzat un estudi econòmic de tota la màquina, realitzant un pressupost complet que inclou el cost de compra dels components normalitzats i el cost de fabricació i de la matèria primera dels arbres, carcassa i engranatges.

A través dels càlculs realitzats, s'ha pogut verificar les condicions màximes de funcionament de la reductora que el fabricant indica en la seua respectiva fitxa tècnica.





# Tabla de Contenidos

<b>RESUMEN .....</b>	<b>2</b>
<b>SUMMARY.....</b>	<b>4</b>
<b>RESUM .....</b>	<b>6</b>
<b>ABREVIATURAS .....</b>	<b>11</b>
<b>I. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>16</b>
<b>I.1. ANTECEDENTES.....</b>	<b>17</b>
I.1.1. Principio de funcionamiento del mecanismo de engranajes planetarios. ....	17
I.1.2. Definición de reductor planetario.....	21
I.1.3. Características de los reductores epicicloidales .....	23
I.1.4. Historia .....	25
I.1.5. Parámetros de un engranaje de dentado recto.....	27
I.1.6. Condiciones de engrane de un mecanismo de engranajes planetarios. ....	29
I.1.7. Materiales empleados en los reductores planetarios. ....	32
<b>I.2. JUSTIFICACIÓN. ....</b>	<b>33</b>
<b>II. OBJETIVOS .....</b>	<b>34</b>
<b>II.1. OBJETIVO GENERAL. ....</b>	<b>35</b>
<b>II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.....</b>	<b>36</b>
<b>III. DESARROLLO DEL TRABAJO .....</b>	<b>37</b>
<b>III.1. METODOLOGÍA DE TRABAJO. ....</b>	<b>38</b>
III.1.1. Secuenciación de actividades.....	38

III.1.2. Recursos y medios empleados en el desarrollo del TFG. ....	39
<b>III.2. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA REDUCTORA.....</b>	<b>41</b>
III.2.1. Placa identificatoria.....	43
III.2.2. Código de pedido.....	43
III.2.3. Datos técnicos.....	45
III.2.4. Geometría exterior.....	46
<b>III.3. DESPIECE. ....</b>	<b>48</b>
III.3.1. Proceso de despiece.....	48
III.3.2. Descripción del interior de la máquina. ....	52
<b>III.4. IDENTIFICACIÓN DE COMPONENTES. ....</b>	<b>54</b>
III.4.1. Identificación de componentes normalizados.....	54
III.4.2. Identificación del mecanismo de engranajes planetarios. ....	58
III.4.3. Identificación elementos restantes. ....	67
<b>III.5. NORMATIVA APLICABLE. ....</b>	<b>72</b>
<b>III.6. SELECCIÓN DE MATERIALES.....</b>	<b>73</b>
III.6.1. Selección y propiedades del material del árbol de entrada, el árbol de salida y la carcasa.....	73
III.6.2. Selección y propiedades del material del engranaje planeta y los engranajes satélites.....	75
III.6.3. Selección y propiedades del material del soporte-adaptador.....	77
III.6.4. Determinación de la dureza del árbol de entrada y salida.....	79
III.6.5. Determinación de la dureza del engranaje planeta y los engranajes satélites.....	83
<b>III.7. LISTADO DE COMPONENTES .....</b>	<b>86</b>
<b>III.8. CÁLCULOS.....</b>	<b>88</b>

III.8.1. Parámetros técnicos de la reductora. ....	88
III.8.2. Confiabilidad de la reductora. ....	90
III.8.3. Análisis del árbol de salida. ....	98
III.8.4. Análisis del árbol de entrada. ....	117
III.8.5. Análisis del eje portasatélites. ....	128
III.8.6. Análisis del dentado del tren epicicloidal. ....	137
III.8.7. Diagramas generales de esfuerzos y deformaciones. ....	143
<b>III.9. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS. ....</b>	<b>149</b>
III.9.1. Árbol de entrada. ....	150
III.9.2. Árbol de salida. ....	155
III.9.3. Comparativa de resultados. ....	165
<b>III.10. ESTUDIO ECONÓMICO. ....</b>	<b>167</b>
III.10.1. Presupuesto de componentes normalizados. ....	167
III.10.2. Presupuesto de los componentes a fabricar. ....	168
III.10.3. Presupuesto final. ....	170
<b>IV. CONCLUSIONES .....</b>	<b>171</b>
<b>V. APÉNDICES .....</b>	<b>175</b>
<b>VI.1. REFERENCIAS.....</b>	<b>176</b>
<b>VI.2. PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.....</b>	<b>179</b>
<b>VI.3. LISTADO DE NORMAS UTILIZADAS.....</b>	<b>180</b>
<b>VI.4. LISTADO DE FIGURAS .....</b>	<b>182</b>
<b>VI.5. LISTADO DE TABLAS .....</b>	<b>190</b>

# ABREVIATURAS

$a_1$	Factor de ajuste para la confiabilidad
$a_{ISO}$	Factor de limpieza y lubricación
$a_{p-s}$	Distancia entre centros del engranaje satélite al engranaje planeta
$a_{s-c}$	Distancia entre centros del engranaje satélite a la corona
$\alpha_t$	Coefficiente de dilatación térmica
$\alpha$	Angulo de presión del dentado
$b$	Ancho de diente
$\beta$	Angulo de hélice
CAD	Computer Aided Manufacturing (Fabricación Asistida por Ordenador)
$C_{CARGA}$	Factor de carga
$C_{CONFIABILIDAD}$	Factor de confiabilidad
$C_{TAMAÑO}$	Factor de tamaño,
$C_{TEMPERATURA}$	Factor de temperatura
$C_{t21}$	Rigidez torsional
$d_a$	Diámetro de addendum
$d_{a(s)}$	Diámetro de addendum del engranaje satélite
$d_b$	Diámetro base
$d_f$	Diámetro de dedendum

$d_p$	Diámetro primitivo
E	Módulo de elasticidad
$F_{AX}$	Fuerza axial
$F_{CARGA}$	Factor de carga
FEA	Finite Element Análisis (Análisis por Elementos Finitos)
FEM	Finite Element Method (Método de Elementos Finitos)
$F_m$	Fuerza media
$f_{pt}$	Factor de desviación del paso de diente individual
$F_R$	Fuerza radial
$F_{2A\text{Max}}$	Fuerza axial máxima
$F_{2R\text{Max}}$	Fuerza radial máxima
$h_a$	Altura de cabeza
$h_f$	Altura de pie
$i$	Relación de transmisión
$i_r$	Índice de reducción
$J_t$	Momento inercia
$j_{\text{tmax}}$	Juego torsional máximo
$K_f$	Factor de concentrador de tensiones
$K_t$	Factor de concentración de esfuerzos geométricos
$L_{\text{NMH}}$	Duración de vida modificada DIN ISO 281
$L_{10\text{H}}$	Duración de vida básica

$L_{PA}$	Ruido de funcionamiento
$L_h$	Vida útil
$m$	Modulo
$M_f$	Momento flector
NBR	Nitrilo Butadieno
$n_e$	Factor de seguridad a fatiga
$n_f$	Factor de seguridad a fluencia
$N_s$	Numero de satélites
$n_{1n}$	Velocidad de entrada media admisible
$n_{1max}$	Velocidad entrada máxima
$\eta$	Rendimiento a plena carga
$\sigma_a$	Tensión equivalente alternante
$\sigma_{bw}$	Resistencia a la flexión alternativa
$\sigma_{eq}$	Tensión equivalente
$\sigma_m$	Tensión equivalente media.
$\sigma_{zdW}$	Resistencia a la tracción/presión alternativa
$\theta_s$	Valor medio del ángulo entre dos engranajes satélites adyacentes
$p$	Paso Circular
$\rho$	Densidad
Q	Calidad del dentado
Rm	Resistencia a la tracción

$R_p$	Límite elástico
$s$	Grueso de diente
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga corregido
$S_e'$	Límite de resistencia a la fatiga sin corregir
$S_{e\text{ FLEXION}}$	Factor concentrador de tensiones para flexión
ST	Sección Transversal
$S_{ut}$	Resistencia a la rotura en tracción
$T_{2B}$	Par máximo de aceleración
$T_m$	Momento torsor medio
$T_{2N}$	Par nominal en la salida
$T_{2Not}$	Par de parada emergencia
$T_{012}$	Par de pérdida por fricción medio
$\tau_{tw}$	Resistencia a la torsión alternativa
$x$	Coefficiente de desplazamiento de dentado
$z_c$	Numero de dientes en la corona
$z_p$	Numero de dientes en el planeta
$z_s$	Numero de dientes en el satélite
$\varphi_{R1}$	Deflexión angular en el rodamiento 1
$\varphi_{R2}$	Deflexión angular en el rodamiento 2
$\varphi_{R3}$	Deflexión angular en el rodamiento 2





# I. INTRODUCCIÓN

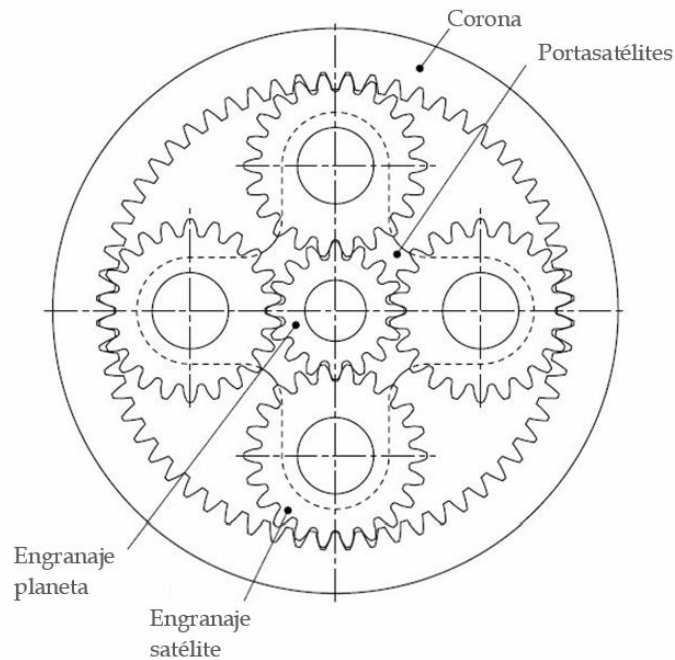
## I.1. ANTECEDENTES.

Este apartado se enfocará en presentar e introducir las características de diseño y funcionamiento que definen a la reductora de engranajes planetarios seleccionada para su análisis.

Se procederá a definir el principio de funcionamiento, características técnicas, historia y ámbito de aplicación de la reductora y su mecanismo para proporcionar un claro contexto y entendimiento teórico de la maquina previo al desarrollo del resto de las partes del proyecto.

### I.1.1. Principio de funcionamiento del mecanismo de engranajes planetarios.

Un sistema de engranajes planetarios es un mecanismo que se compone de cuatro elementos principales: el engranaje planeta, la corona, los engranajes satélites y el portasatélites.



**Figura 1.** Partes principales que componen un mecanismo básico de engranajes planetarios. [1]

# I. Introducción

---

El engranaje planeta se sitúa en el centro del mecanismo, mientras que el engranaje o engranajes satélite (según el número de estos) se colocan alrededor del planeta, girando alrededor de este. Tanto el planeta como los satélites son engranajes de dentado exterior.

Los engranajes satélites van acoplados al portasatélites, el cual se encarga de sostenerlos y mantenerlos en su correcta posición dentro del mecanismo.

El último elemento que compone el sistema es la corona, esta se trata de un engranaje de dentado interior que se monta de forma concéntrica al planeta y engrana directamente con los satélites.

Según los grados de libertad que tenga el mecanismo, este se denominara diferencial o tren epicicloidal.

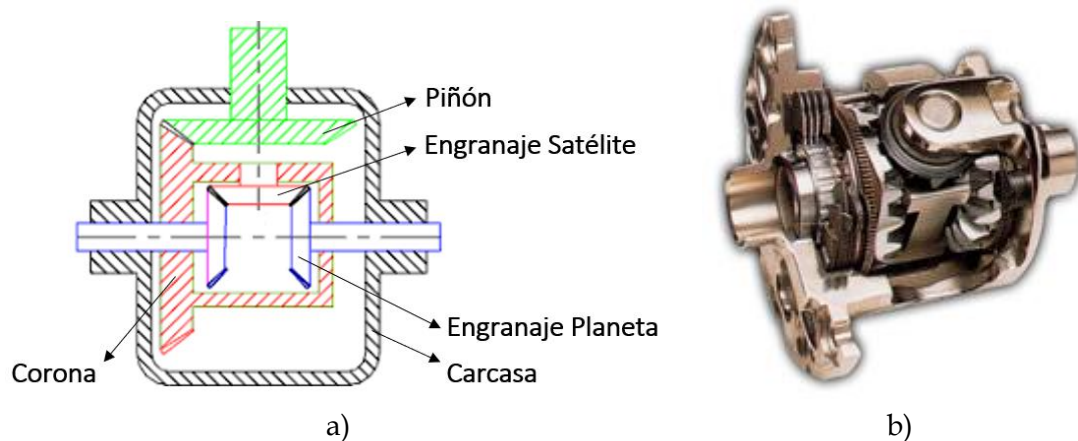
Se trata de un diferencial cuando el mecanismo tiene 2 grados de libertad, es decir, para su funcionamiento requiere de dos entradas o salidas de potencia individuales. En este caso, ninguno de los elementos que componen el mecanismo esta fijo.

Los mecanismos diferenciales se caracterizan por la capacidad de poder distribuir par y velocidad angular de forma no equitativa entre sus dos salidas.

Una de las aplicaciones más importantes de los mecanismos diferenciales está en la industria del automóvil. Estos sistemas se encuentran en múltiples partes de la transmisión de un vehículo, ya sea como elemento en la caja de cambios o de forma individual para permitir la correcta distribución de potencia en las ruedas motrices de este.

# I. Introducción

---



**Figura 2.** a) Esquema simplificado de un mecanismo diferencial y sus componentes principales, b) Ejemplo real de un mecanismo diferencial. [2]

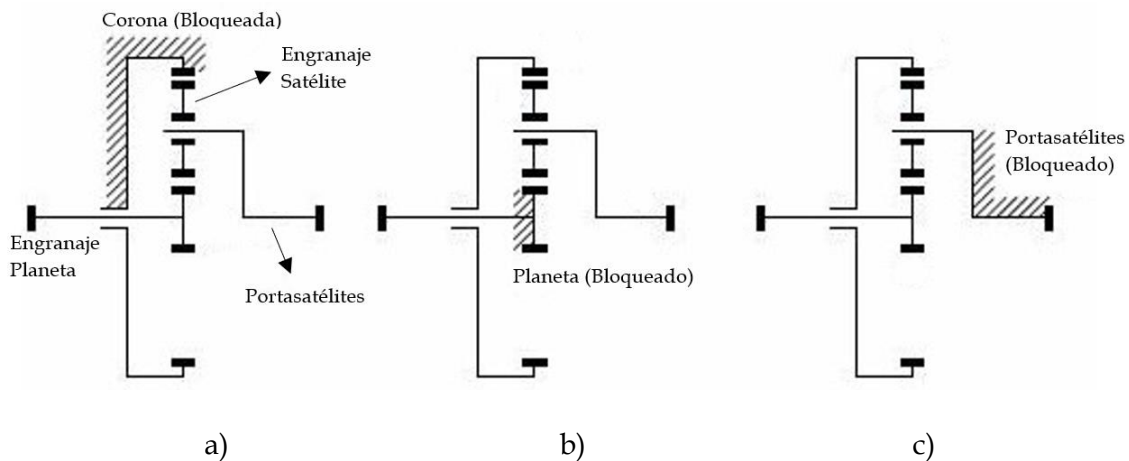
Si al mismo mecanismo mencionado previamente se le bloquea uno de los tres engranajes, pasa a tener un solo grado de libertad y se denomina tren epicycloidal. Los trenes epicycloidales solo requieren de una entrada y una salida de potencia por lo que el mecanismo se emplea como sistema de reducción o multiplicación de par y/o revoluciones.

La ratio de reducción o multiplicación dependerá del número de dientes de cada engranaje y de que componente permanece estacionario. Según que elemento se bloquee en el mecanismo, existen tres configuraciones distintas:

- **Corona bloqueada:** En este caso la corona se encuentra bloqueada y el engranaje planeta se emplea como la entrada de potencia. Los engranajes satélites reciben la potencia del planeta y la transmiten al portasatélites, haciéndolo girar a un régimen de revoluciones menor que el engranaje planeta. En esta configuración, el planeta y el portasatélites giran en el mismo sentido.
- **Planeta bloqueado:** El portasatélites se emplea como entrada de potencia, haciendo girar a los engranajes satélites, accionando la corona en el mismo sentido de giro que el portasatélites y a un régimen de revoluciones menor que este.

# I. Introducción

- **Portasatélites bloqueado:** La entrada de potencia se realiza a través del engranaje planeta, transmitiéndola por los satélites hasta la corona, que girara en sentido apuesto al giro del planeta. Esta configuración se suele emplear como inversor en cajas de cambio (marcha atrás).



**Figura 3.** a) Tren epicicoidal con corona bloqueada, b) Tren epicicoidal con engranaje planeta bloqueado, c) Tren epicicoidal con portasatélites bloqueado.

En la siguiente tabla se muestra la fórmula para el cálculo del índice de reducción de cada configuración mencionada.

**Tabla 1.** Formulas e indicaciones para el cálculo del índice de reducción de un tren epicicoidal según el componente bloqueado en el mecanismo. [1]

	Entrada de potencia	Salida de potencia	Elemento estacionario	Índice de reducción ( $i_r$ )
<b>Corona estacionaria</b>	Engranaje planeta	Portasatélites	Corona	$i_r = \frac{z_c}{z_p} + 1$
<b>Planeta estacionario</b>	Portasatélites	Corona	Engranajes Planeta	$i_r = \frac{z_p}{z_c} + 1$
<b>Portasatélites estacionario</b>	Engranaje planeta	Corona	Portasatélites	$i_r = \frac{z_c}{z_p}$

# I. Introducción

---

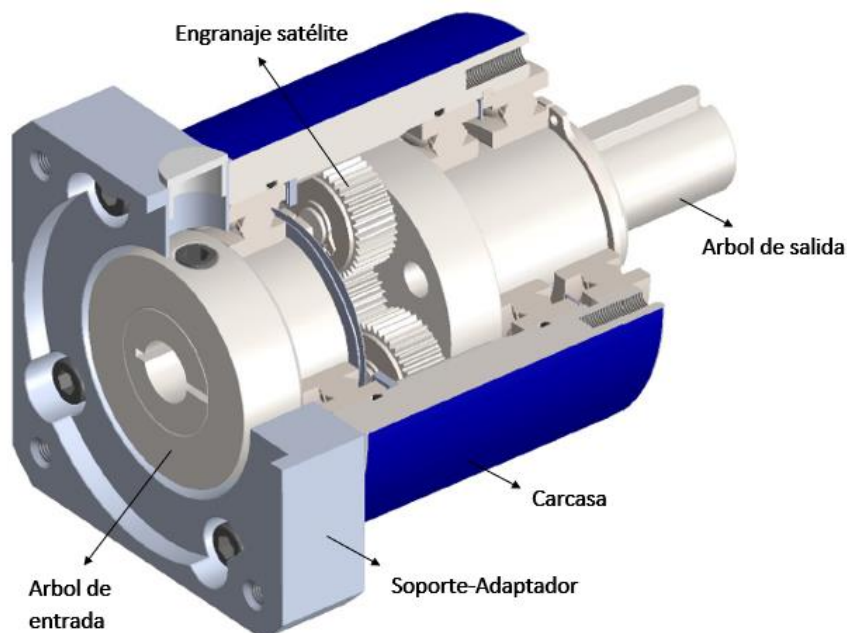
Respecto a la tipología de la reductora a analizar en este proyecto se trata de un tren epicycloide, con la corona como elemento estacionario, el engranaje planeta como entrada de potencia y el portasatélites como salida.

## I.1.2. Definición de reductor planetario.

Un reductor planetario o reductora de engranajes planetarios es un tipo de transmisión que emplea trenes epicycloidales para la transmisión de potencia. Suelen ser elementos que se acoplan a la salida motores hidráulicos y motores eléctricos para variar la velocidad de giro y las características de par a la salida.

Se les denomina reductores debido a que su uso más común se encuentra en el de reducir el régimen de giro del motor al que están acoplados, y como consecuencia aumentar el par a la salida.

Los reductores planetarios suelen componerse de un árbol de entrada, un árbol de salida, una carcasa, el tren epicycloidal, un soporte-adaptador para el motor y de los correspondientes elementos auxiliares como rodamientos, circlips, tonillos y arandelas.



**Figura 4.** Vista seccionada de un reductor de engranajes planetarios e indicación de sus componentes principales (Fuente propia).

# I. Introducción

---

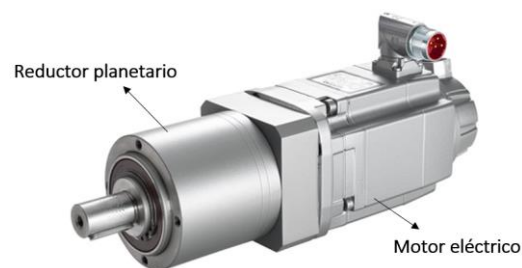
El árbol de entrada está conectado directamente al engranaje planeta, introduciendo la potencia proveniente del motor, en el tren epicicloidal.

El árbol de salida suele hacer la función de portasatélites en el sistema. Recibe la potencia del tren epicicloidal y la suministra con las características de par y revoluciones requeridas al siguiente elemento al que este acoplado, como una correa u otro engranaje.

La carcasa suele emplearse para albergar y sujetar todos los componentes que conforman la máquina. La corona del tren epicicloidal va acoplada a ella. Los rodamientos empleados para sostener a los árboles de entrada y salida del sistema van colocados en su interior con sus correspondientes elementos de sujeción.

El soporte-adaptador suele estar acoplado a la carcasa, y su función principal es la de sujetar la reductora al motor al que va acoplada. El motor suele encajar dentro del soporte.

Los reductores con múltiples etapas tendrán arboles intermedios para conectar los distintos trenes epicicloidales y mayor numero rodamientos y componentes auxiliares, haciendo el diseño más complejo.



**Figura 5.** Ejemplo de acoplamiento de un motor eléctrico y una reductora de engranajes planetarios a través del soporte- adaptador. [3]

# I. Introducción

---

Algunos ejemplos de su uso son: Motores a reacción, sistemas de rotación de antena, vehículos agrícolas, molinos de cereal, aerogeneradores, máquinas excavadoras, grúas, propulsión marina, maquinaria industrial, equipamiento médico, etc. Es un tipo de transmisión que se puede encontrar prácticamente en cualquier industria.



**Figura 6.** Reductora de engranajes planetarios empleada en el accionamiento de un molino industrial de azúcar. [4]

## I.1.3. Características de los reductores epicicloidales

Los reductores de engranajes planetarios presentan un gran número de ventajas frente a otro tipo de transmisiones de engranajes, estas son:

- **Elevada densidad de potencia:** Al distribuir la potencia recibida entre varios engranajes satélite, permite al sistema trasladar valores más elevados de potencia y par a través de este. Un mayor número de satélites implica mayor distribución de cargas entre ellos, aumentando la capacidad del sistema o la vida útil de este.



# I. Introducción

---

- **Índices de reducción y tamaño:** Debido a su configuración, los mecanismos de engranajes planetarios permiten obtener índices de reducción más elevados en comparación con otros mecanismos de transmisión del mismo tamaño, hasta un 50% más pequeños con las mismas prestaciones de potencia y par. Configurados en serie o múltiples etapas, pueden alcanzar índices de reducción de 100:1 sin prácticamente variar la longitud de la máquina, incluso más.
- **Rendimiento y configuración:** Las transmisiones de engranajes, suelen tener un elevado rendimiento en comparación con transmisiones hidráulicas o de correas. Los mecanismos de engranajes planetarios suelen tener rendimientos superiores al 95%.

La configuración concéntrica de los engranajes y la colocación paralela y colineal de los árboles de entrada y salida del sistema provocan que las cargas se distribuyan por todo el mecanismo equitativamente, reduciendo los esfuerzos de flexión sobre los componentes auxiliares como rodamientos.

Como resultado de este tipo de configuración, estos mecanismos suelen tener muy poco juego y elevada precisión.

- **Versatilidad:** Un mismo mecanismo, según que elemento se bloquee y accione puede tener múltiples índices de reducción, sentidos de giro, entradas y salidas de potencia y distintas funciones en la máquina donde está montada. No requiere desengranar los engranajes para variar su función, simplemente basta con frenar o accionar el componente deseado.

Los mecanismos de engranajes planetarios también presentan una serie de desventajas, estas son:

- **Elevado coste:** Suelen tener un coste mayor que otros sistemas debido a la complejidad del mecanismo, puesto que son más complicados de ensamblar y se debe hacer con mayor precisión.
- **Exactitud:** Cualquier error en la precisión de montaje y fabricación, puede llevar a desajustes en el funcionamiento del mecanismo, provocando vibraciones, ruido y desgaste irregular.

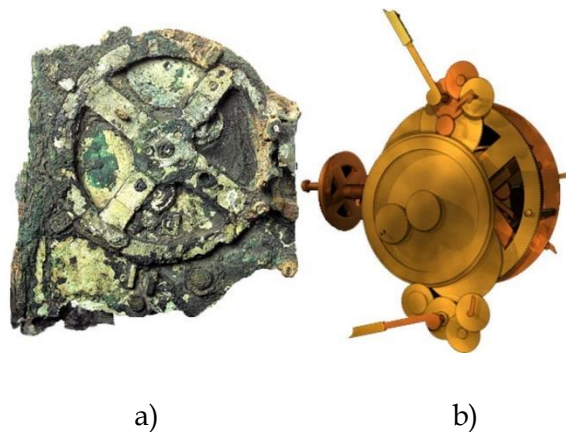
# I. Introducción

---

## I.1.4. Historia

Los primeros indicios del uso de mecanismos planetarios se encuentran en la Antigua Grecia, aproximadamente entre 500 AC y 150 AC, donde inicialmente se emplearon para modelar el movimiento de los planetas en forma de orbita y predecir posiciones astronómicas. De ahí el nombre de mecanismo planetario.

Este mecanismo se puede apreciar en el Mecanismo de Anticitera, un ordenador analógico hallado en 1901 en el Mar Egeo, que data de 150 AC y el cual se empleaba en la Antigua Grecia como artefacto para determinar fenómenos astrológicos y controlar fechas relacionadas con eventos importantes como los Juegos Olímpicos.



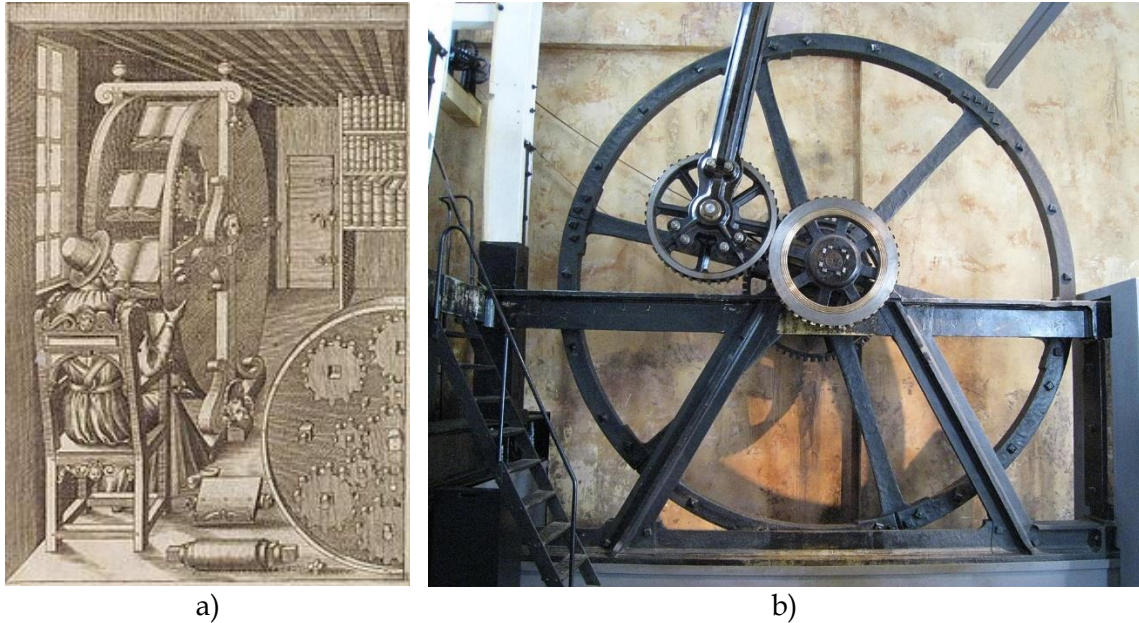
**Figura 7.** a) Restos del Mecanismo de Anticitera, b) Recreación virtual del Mecanismo de Anticitera. [5]

La segunda muestra del uso de este tipo de mecanismos data de 1588, cuando un ingeniero italiano llamado Agostino Ramelli diseñó una máquina llamada “rueda de libros” empleada como una librería rotatoria para permitir a una persona leer libros de gran tamaño sin la necesidad de transportarlos. El mecanismo de engranajes planetarios se empleaba para rotar la librería, además de mantener los libros almacenados en posición horizontal.

# I. Introducción

---

Sin embargo, no es hasta 1781 que el mecanismo se comienza a utilizar en aplicaciones industriales gracias a James Watt, un ingeniero mecánico británico que patentó un diseño básico de un tren epicicloidial que se emplearía más adelante en las máquinas de vapor de la revolución industrial.



**Figura 8.** a) Rueda de libros diseñada por Agostino Ramelli [6], b) Modelo original del mecanismo de engranajes planetarios patentado por James Watt (Powerhouse Museum, Sidney, Australia). [7]

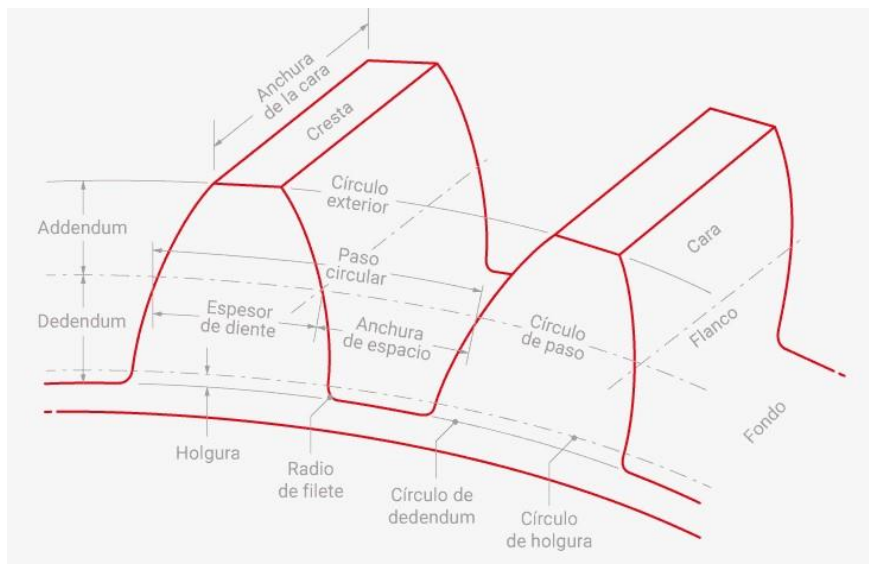
Su uso industrial en maquinaria no se popularizó hasta el siglo XX, cuando las técnicas de ensamblajes y fabricación mejoran y tiene lugar el desarrollo del automóvil y sector de la aviación.

# I. Introducción

## I.1.5. Parámetros de un engranaje de dentado recto.

Puesto que los trenes epicicloidales se componen de engranajes, es necesario mencionar los parámetros que definen las características de estos. Además, la información presentada será necesaria para la identificación de las características del tren epicicloidal de la reductora.

A continuación, se presentarán los principales parámetros que definen las proporciones del perfil de dentado de un engranaje de dentado recto, tanto exterior como interior. En el sistema métrico, estas proporciones están normalizadas según la norma ISO 53: 1998.



**Figura 9.** Parámetros que definen las dimensiones, proporciones y partes del dentado que conforma un engranaje de dentado recto. [8]

# I. Introducción

---

**Tabla 2.** Fórmulas para el cálculo de los parámetros de un engranaje de dentado exterior para perfil normalizado y modificado. [8]

ENGRANAJES EXTERNOS	Perfil normalizado ISO 53:1998 (Sin desplazamiento de dentado)	Perfil modificado (Con desplazamiento de dentado)
Diámetro primitivo ( $d_p$ )	$d_p = z m$	
Diámetro base ( $d_b$ )	$d_b = d_p \cos \alpha$	
Diámetro de addendum ( $d_a$ )	$d_a = d_p + 2 m$	$d_a = d_p + 2 h_a$
Diámetro de dedendum ( $d_f$ )	$d_f = d_p - 2,5 m$	$d_f = d_p - 2 h_f$
Paso Circular ( $p$ )	$p = \pi m$	
Altura de cabeza ( $h_a$ )	$h_a = m$	$h_a = m (1 + x)$
Altura de pie ( $h_f$ )	$h_f = 1,25 m$	$h_f = m (1,25 - x)$
Grueso de diente ( $s$ )	$s = 0,5 p$	$s = m \left( \frac{\pi}{2} + 2 x \tan \alpha \right)$

# I. Introducción

**Tabla 3.** Fórmulas para el cálculo de los parámetros de un engranaje de dentado interno para perfil normalizado y modificado. [8]

ENGRANAJES INTERNOS	Perfil normalizado ISO 53:1998 (Sin desplazamiento de dentado)	Perfil modificado (Con desplazamiento de dentado)
Diámetro primitivo ( $d_p$ )	$d_p = z m$	
Diámetro base ( $d_b$ )	$d_b = d_p \cos \alpha$	
Diámetro de addendum ( $d_a$ )	$d_a = d_p - 2,5 m$	$d_a = d_p - 2 h_a$
Diámetro de dedendum ( $d_f$ )	$d_f = d_p + 2m$	$d_f = d_a + 2 * 2,25 * m$
Paso Circular ( $p$ )	$p = \pi m$	
Altura de cabeza ( $h_a$ )	$h_a = m$	$h_a = m (1 + x)$
Altura de pie ( $h_f$ )	$h_f = 1,25 m$	$h_f = m (1,25 - x)$
Grueso de diente ( $s$ )	$s = 0,5 p$	$s = m \left( \frac{\pi}{2} + 2 x \tan \alpha \right)$

## I.1.6. Condiciones de engrane de un mecanismo de engranajes planetarios.

Para que un mecanismo de engranajes planetarios funcione correctamente y no se produzcan problemas de sincronización e interferencia entre el dentado de los satélites, el planeta y la corona, se deben de cumplir tres condiciones según la geometría, distribución y número de dientes de los distintos componentes del mecanismo.

# I. Introducción

**Tabla 4.** Condiciones de engrane necesarias para el correcto funcionamiento de un mecanismo de engranajes planetarios. [1]

Condición 1. Distancia entre centros.	Sin desplazamiento de dentado.	$z_c = z_p + 2 z_s$
	Con desplazamiento de dentado.	$a_{p-s} = a_{s-c}$
Condición 2. Distribución de los satélites.	Satélites distribuidos uniformemente.	$\frac{z_p + z_c}{N_s} = \text{Numero entero}$
	Satélites NO distribuidos uniformemente.	$\frac{(z_p + z_c) \theta_s}{180} = \text{Numero entero}$
Condición 3. Interferencia entre satélites.	Engranajes sin desplazamiento de dentado y satélites uniformemente distribuidos.	$z_s + 2 < (z_p + z_s) \sin \frac{180}{N_s}$
	Resto de casos de montajes.	$d_{a(s)} < 2 a_{p-s} \sin \theta$

La condición 1 se asegura que las distancias entre centro de los satélites, el planeta y la corona están bien colocados según las características del dentado en los engranajes.

Los engranajes con desplazamiento de dentado no pueden utilizar la misma fórmula que los engranajes sin desplazamiento, debido a que, al realizar un desplazamiento de dentado en un conjunto de engranajes, se puede llegar a variar el número de dientes que un sistema puede admitir y variar la distancia entre centros entre los componentes. La fórmula se volvería muy compleja.

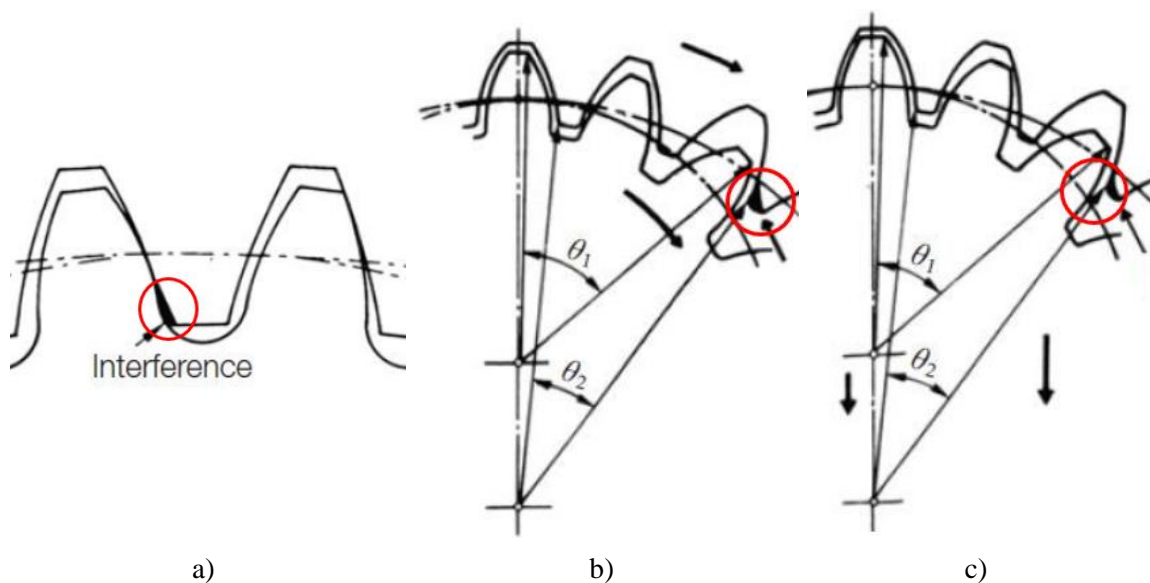
La condición 2 y 3 se aseguran de que los engranajes satélites están correctamente sincronizados el uno con el otro y de que no se van a bloquear, es decir, los dientes de cada uno de ellos deben engranar al mismo tiempo durante el giro del mecanismo.

# I. Introducción

Existen otra serie de condiciones vinculadas a la geometría de engranajes de dentado interno que también se deben mencionar. Los engranajes internos, debido al perfil de trocoide pueden presentar problemas de interferencia con engranajes externos de perfil de evolvente.

Existen tres tipos de interferencia que pueden ocurrir entre engranajes externos e internos, estas son:

- Interferencia de involuta: Se produce entre el addendum del engranaje interno y al dedendum del engranaje externo. Ocurre cuando el número de dientes del engranaje externo es pequeño.
- Interferencia de trocoide: Ocurre entre el adendum del engranaje externo y el dedendum del engranaje interno. Propenso a que ocurra cuando el número de dientes de ambos engranajes es muy similar. El engranaje externo entra en contacto con el engranaje externo en la zona superior del dentado interno.
- Interferencia de tallado: Es similar a la de trocoide, por el hecho de que la interferencia ocurre en el mismo lugar. En este caso es debido a la colocación radial de los engranajes.



**Figura 10.** a) Interferencia de involuta, b) Interferencia de trocoide, c) Interferencia de tallado. (Fuente propia).



# I. Introducción

---

Las tres interferencias mencionadas tienen su correspondiente fórmula de comprobación, pero no es necesaria su utilización puesto que no aportan datos adicionales sobre el dentado. Además, al tratarse de un proyecto de ingeniería inversa y no de diseño como tal, el engranaje a analizar ya existe por lo que no se requiere su comprobación.

Se ha hecho hincapié en las tres primeras condiciones puesto que sí que son útiles para averiguar ciertos parámetros del dentado del tren epicicloidal a analizar.

## I.1.7. Materiales empleados en los reductores planetarios.

Los materiales más empleados en la construcción de reductoras son acero y aluminio.

Los elementos transmisores de potencia como los árboles de entrada y salida suelen fabricarse de acero para temple y revenido, debido a sus características de resistencia y dureza. También se emplean aceros para cementación, pero debido a que su coste es mayor que los aceros de temple y revenido, solo se emplean en casos particulares donde los componentes funcionan bajo determinadas condiciones.

Los engranajes suelen fabricarse de aceros para cementación debido a sus características de dureza y resistencia al desgaste. La corona, en muchas ocasiones, al estar mecanizada sobre la misma carcasa, se suele hacer del mismo acero que los árboles. Esto se tendrá en cuenta en el diseño de la máquina, pero puede suponer un factor limitante en las prestaciones finales del producto.

Respecto a la carcasa, se suelen hacer del mismo tipo de acero que los árboles de entrada y salida, debido a las características del material y su coste. Algunas reductoras emplean aleaciones de aluminio para la carcasa, principalmente en reductoras de pequeño tamaño donde las prestaciones son bajas y priman otras características como el entorno o la industria en la que se emplean.

# I. Introducción

---

Para la industria alimentaria y entornos donde prima la higiene, las reductoras planetarias se fabrican completamente de acero inoxidable y sin pintura. Los aceros inoxidables más empleados en estas situaciones son el AISI 316 y AISI 430.

En robótica y electrónica, el uso de polímeros y materiales compuestos es bastante común para la fabricación de pequeños trenes epicicloidales.

## I.2. JUSTIFICACIÓN.

El trabajo final de grado es un proyecto de ámbito académico, cuya realización es obligatoria para la obtención del título de ingeniero mecánico por la UPV. La superación de este implica que el alumno es capaz de poner en uso los conocimientos adquiridos en las distintas asignaturas cursadas a lo largo del grado.

En el caso particular de este trabajo, la temática seleccionada por el alumno permite aplicar conocimientos de múltiples ramas de la ingeniería mecánica como son la teoría y diseño de máquinas para el análisis de los componentes de la máquina, la ingeniería de fabricación y producción para la identificación de las características de cada componente, dibujo técnico para la realización de planos, ingeniería de materiales para el análisis de la influencia de los materiales en el diseño de la reductor y por último, la rama económica para la realización del estudio económico.

Además, la ingeniería inversa permite mostrar una metodología de trabajo distinta a los proyectos enfocados tradicionalmente al diseño de productos, presentando nuevos métodos y problemáticas de trabajo.

## II. OBJETIVOS

## II. Objetivos

---

### II.1. OBJETIVO GENERAL.

Como indica el título del presente trabajo, el objetivo principal será la aplicación de ingeniería inversa para el estudio, diseño y comprobación de una reductora de engranajes planetarios.

La ingeniería inversa se define como el proceso en el que un objeto es desmontado para posteriormente obtener información de sus componentes relacionada con materiales, procesos de fabricación, funcionamiento, comportamiento en servicio, etc. Su finalidad será la de emplear la información obtenida para mejorar el producto existente.

La ingeniería inversa apareció en la segunda guerra mundial, desde entonces ha demostrado ser un método de investigación muy eficiente para la identificación de todo tipo de máquinas, objetos y tecnologías. Hoy en día es una práctica regulada en variedad de industrias a nivel mundial.

Respecto a este trabajo, se empleará el concepto de ingeniería inversa para estudiar las características de diseño y servicio de la reductora de engranajes planetarios seleccionada. La información obtenida se podrá entonces emplear en labores de investigación y desarrollo de maquinaria similar.

### II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.

Respecto a los objetivos particulares que se pretenden alcanzar con la realización del trabajo se encuentran:

- Conocer y comprender el funcionamiento de la reductora a analizar, su mecanismo, la influencia y función de cada componente y sus características particulares.
- Adquirir conocimientos de diseño y fabricación de los componentes que componen el mecanismo de la reductora, pudiendo ser útil en el futuro a la hora de diseñar maquinaria similar.
- Ampliar conocimientos en el campo de materiales, sus propiedades, métodos de selección y tratamientos aplicables.
- Profundizar y ampliar el conocimiento en el campo del análisis y diseño de maquinaria mediante el método de elementos finitos, a través de software de diseño como SolidWorks, KISSsoft y KISSsys.
- Mejorar en las técnicas de modelado, ensamblado de piezas y creación de planos mediante software de diseño.
- Aprender a realizar estudios económicos de maquinaria y productos.
- Adquirir y desarrollar nuevas metodologías de trabajo y métodos de búsqueda de información relacionadas con la ingeniería inversa y la reductora a analizar.

### III. DESARROLLO DEL TRABAJO

### III.1. METODOLOGÍA DE TRABAJO.

#### III.1.1. Secuenciación de actividades.

- 1) **Información técnica y teórica:** Previo a realizar el despiece de la reductora, se procederá a buscar información técnica relacionada con sus prestaciones, funcionamiento y geometría, a través de catálogos técnicos, manuales de mantenimiento y operación. Esta información será útil a la hora de realizar el despiece, puesto que permite tener un conocimiento previo de la maquina y características particulares que pueden ser importantes a tener en cuenta al desmontarla.
- 2) **Despiece:** Se procederá a realizar el despiece completo de la máquina, numerando, etiquetando y clasificando cada uno de los componentes.
- 3) **Identificación de componentes:** Se identificarán todas las características de los componentes de la reductora, esto incluirá materiales, dimensiones geométricas acabados, tolerancias y normas aplicables.

Se buscarán las normativas correspondientes a componentes normalizados como chavetas, anillos de retención, rodamientos, arandelas, tornillos, etc.

Se realizará un listado de componentes para facilitar la realización posterior de los planos de fabricación, planos de ensamblaje y el estudio economico.

- 4) **Modelado en SolidWorks y KISSsys:** Se realizará el modelado completo de la reductora empleando el software de diseño CAD SolidWorks. Este modelo se empleará entonces para la realización de los planos de fabricación y despiece. También se utilizará para la simulación mediante el método de elementos finitos (FEM).

También se modelará la reductora en el software KISSsys para el cálculo de las condiciones críticas y diseño de la reductora.

- 5) **Realización de planos:** Se procederá realizar los planos de fabricación de los componentes transmisores de potencia como son los árboles y los engranajes. También se realizarán los planos de ensamblaje de todos los componentes de la reductora.

### III. Desarrollo del trabajo

---

- 6) **Preparación de los cálculos y la simulación:** Se establecerán los criterios y metodologías a emplear en la simulación y análisis de la maquina en ambos softwares de diseño a emplear.
- 7) **Simulación:** Se realizarán las simulaciones y cálculos de acuerdo con los criterios establecidos previamente. Se extraerá la información necesaria para su análisis y realización de conclusiones.
- 8) **Análisis de resultados y conclusiones:** Se analizará la información extraída de la simulación y realizaran las conclusiones pertinentes. En el caso de identificar posibles mejoras en el modelo simulado, estas se mencionarán.
- 9) **Estudio economico:** Una vez realizadas las conclusiones y establecidos los cambios de diseño (en el caso de que hubiera), se realizara el estudio economico de la reductora.

#### III.1.2. Recursos y medios empleados en el desarrollo del TFG.

La gran mayoría de la información necesaria para la realización del trabajo se ha podido obtener a través de plataformas y recursos online. Para los componentes normalizados, la normativa correspondiente proporciona mucha información relacionada con la geometría y diseño de la pieza. Para componentes cuya geometría no está normalizada, la información se ha obtenido a través de catálogos técnicos y artículos científicos relacionados con algún componente en particular o aspecto técnico de la reductora.

Para realización del estudio y análisis dinámico de la reductora se han empleado los softwares KISSsys y KISSsoft. KISSsys se especializa en el diseño y cálculo de trenes de potencia, mientras que KISSsoft se enfoca en el diseño y cálculo de componentes mecánicos individuales. Ambos pertenecen a la misma empresa y se suele trabajar con ambos al mismo tiempo.



### III. Desarrollo del trabajo

---

Para el modelado de la reductora, se utilizará el software de diseño CAD, SolidWorks. Se ha optado por emplear este software frente a otros debido a su facilidad de uso, versatilidad y disponibilidad para el alumno.

El análisis empleando el método de elementos finitos (FEM) se realizará también a través de SolidWorks, utilizando un complemento de simulación que el propio programa lleva incluido.

Para establecer los criterios de cálculo y análisis, se han empleado como base otros trabajos académicos realizados por el alumno en asignaturas de grado. Apuntes de diversas asignaturas relacionadas con el diseño de maquinaria y fabricación se han empleado también como apoyo en la realización del trabajo.

Respecto a recursos materiales, se ha empleado un pie de rey para la verificación de ciertas dimensiones geométricas durante el proceso de despiece.

El proceso de despiece de la reductora no ha requerido de maquinaria especial para la extracción de componentes y se ha podido desmontar completamente mediante un martillo y alicates para circlips.

## III.2. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA REDUCTORA.

Previo al despiece de la máquina, en este apartado se presentarán las características técnicas de la reductora de engranajes planetarios que se va a analizar en el trabajo. Esta información proviene de catálogos técnicos que suministra el fabricante de la máquina y proporciona información relacionada con las prestaciones, geometría y condiciones de uso de la máquina.

El reductor planetario seleccionado está fabricado por la empresa alemana Wittenstein Alpha y se trata del modelo LP 090-MO1-5-111-000. Wittenstein Alpha es una empresa especializada en el diseño de reductores planetarios de bajo juego, servorreductores ortogonales y unidades de accionamiento para todo tipo de industrias.

El modelo LP 090-MO1-5-111-000 pertenece a la gama económica de reductores de Wittenstein Alpha. Se caracteriza por tener un juego torsional bajo y esta espacialmente diseñado para accionamientos por correa o cremalleras, tanto en aplicaciones en funcionamiento por ciclos o servicio continuo.

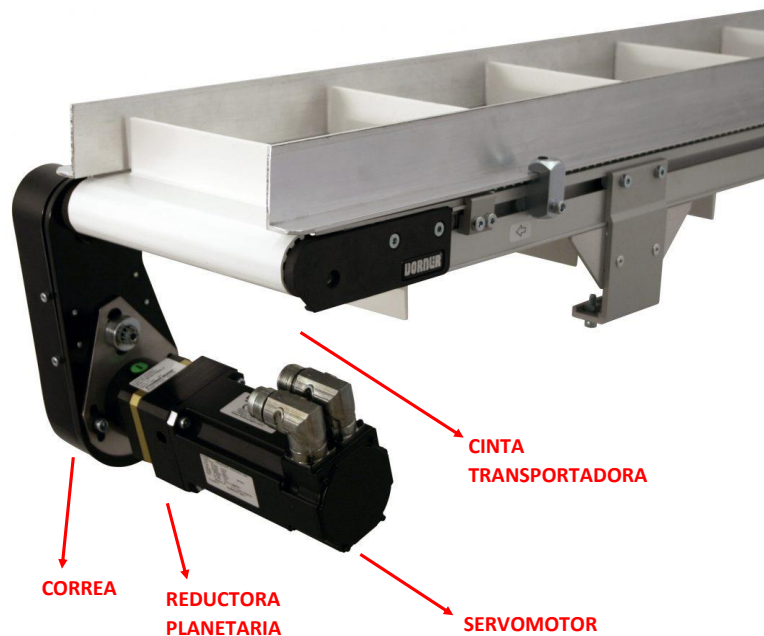


**Figura 11.** Modelo de reductora de engranajes planetarios Alpha LP-090-MO1-5-111-000 empleada para la realización del trabajo (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

Este modelo se emplea generalmente en trenes de accionamiento de maquinaria como pueden ser cintas transportadoras y maquinaria industrial de tamaño mediano como empaquetadoras. El reductor va acoplado a un motor eléctrico o hidráulico, encargado de accionarlo.



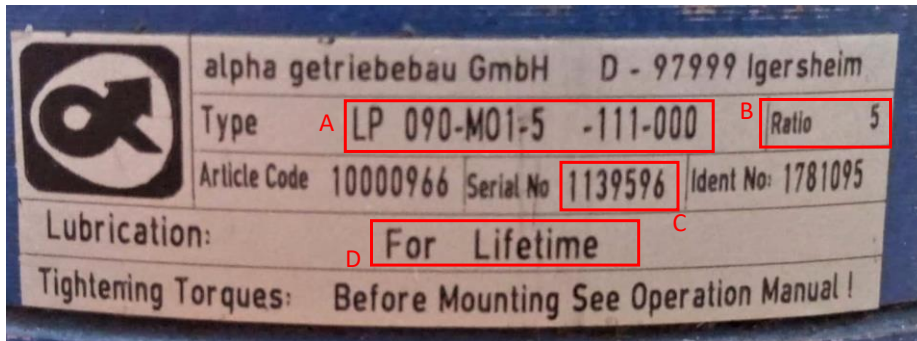
**Figura 12.** Sistema de accionamiento de una cinta transportadora de pequeño tamaño. Incluye un motor hidráulico, una reductora de engranajes planetarios y una correa de transmisión. Adaptado de [9].

Se trata de un reductor planetario de una etapa de reducción y una relación de transmisión o índice de reducción de 5, es decir, reduce en un índice de 5 el régimen de giro de entrada en la maquina y como consecuencia, multiplica por 5 el par en el árbol de salida.

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.2.1. Placa identificatoria.

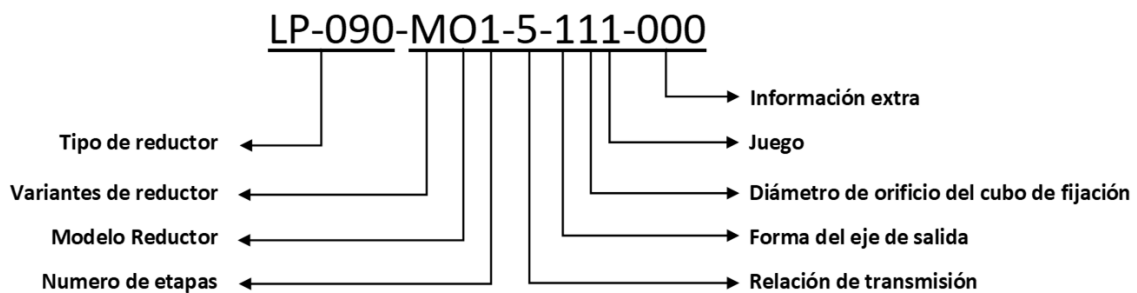
La placa identificatoria se encuentra sobre la carcasa del reductor y proporciona información básica acerca de su fabricación, tipo de lubricación e indicaciones de montaje.



- A: Código de pedido.
- B: Relación de transmisión.
- C: Número de serie.
- D: Características de lubricación.

**Figura 13.** Placa identificatoria de la reductora de engranajes planetarios Alpha LP-090-MO1-5-111-000 empleada para la realización del trabajo (Fuente propia).

#### III.2.2. Código de pedido.



**Figura 14.** Diagrama explicativo de los dígitos que componen el código de pedido de la reductora de engranajes planetarios Alpha LP-090-MO1-5-111-000. (Fuente propia)

El código de pedido es el código que identifica el modelo exacto de la reductora seleccionada, proporciona información relacionada con el tipo de acoplamiento en la entrada y salida del reductor y otra información básica como la relación de transmisión y el tipo de juego.

### III. Desarrollo del trabajo

---

“LP 090” indica el tipo de reductor. “LP” es la designación del fabricante para la gama de reductores, mientras que “090” indica la dimensión principal de este, que en este caso es el diámetro de la carcasa con un valor de 90 milímetros.

La “M” indica que se trata de un reductor que debe acoplarse directamente sobre el motor que lo acciona, como se puede observar en Figura 5 y Figura 12.

La “O” indica que se trata del modelo estándar de uso industrial dentro de la gama que ofrece Wittenstein. Esto quiere decir que no es un diseño especial para cierto ambiente de trabajo determinado. En el caso de que se tratara, por ejemplo, de una reductora para la industria alimentaria, esta debería cumplir determinadas condiciones de diseño y no se podría emplear este modelo.

El número “1” después de la “O” indica el número de etapas de reducción que contiene la reductora en su interior. El número “5”, indica la relación de transmisión de la reductora.

Los tres penúltimos dígitos del código, en este caso los tres tienen el número 1, indican el tipo de acoplamiento a la entrada y salida del reductor y el juego que tiene este. El primero indica que se trata de una salida de potencia mediante una chaveta DIN 6885 Tipo A. El segundo dígito, indica el diámetro interno del casquillo adaptador en la entrada de la reductora. En este caso el número “1” se corresponde a 10 milímetros de diámetro. El tercer dígito indica que se trata de un modelo de reductora de juego estándar dentro de la gama de reductores que ofrece Wittenstein.

Los tres últimos dígitos se emplean para indicar alguna característica especial del producto, en este caso no tiene por lo que se indica con un 0.

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.2.3. Datos técnicos.

Los datos técnicos proporcionan las características de funcionamiento de la reductora. Estos los suministra el fabricante en su catálogo de productos.

**Tabla 5.** Datos técnicos de la reductora de engranajes planetarios LP-090-MO1-5-111-000. Tabla proveniente del catálogo técnico de reductores Alpha. Adaptado de [10].

Datos técnicos LP-090-MO1-5-111-000			
Numero de etapas	-	-	1
Relación de transmisión	i	-	5
Par máximo de aceleración (máximo 1000 ciclos/hora)	T <sub>2B</sub>	Nm	100
Par nominal en la salida (n <sub>1n</sub> )	T <sub>2N</sub>	Nm	50
Par de parada emergencia (máximo 1000 veces/vida)	T <sub>2Not</sub>	Nm	190
Velocidad de entrada media admisible (T <sub>2N</sub> y 20°C)	n <sub>1n</sub>	rpm	3400
Velocidad entrada máxima	n <sub>1max</sub>	rpm	6000
Par de perdida por fricción medio (a n <sub>1</sub> =3000 rpm y 20°C temperatura reductor)	T <sub>012</sub>	Nm	0,6
Juego torsional máximo	j <sub>t</sub>	arcmin	≤ 8
Rigidez torsional	C <sub>t21</sub>	Nm/arcmin	9,5
Fuerza axial máxima (en el centro del eje de salida a n <sub>2</sub> =100 rpm)	F <sub>2AMax</sub>	N	1900
Fuerza radial máxima (en el centro del eje de salida a n <sub>2</sub> =100 rpm)	F <sub>2RMax</sub>	N	2400
Rendimiento a plena carga	η	%	>97
Vida útil	L <sub>h</sub>	h	>20000
Peso (adaptador estándar)	m	kg	4
Ruido de funcionamiento	L <sub>PA</sub>	dB(A)	≤ 66
Temperatura máxima admisible de la carcasa	-	°C	90
Temperatura ambiente	-	°C	-15 a +40
Momento inercia (referido a la entrada)	J <sub>t</sub>	kgcm <sup>2</sup>	1,6
Diámetro de orificio del cubo de fijación (mm)	J <sub>t</sub>	kgcm <sup>2</sup>	1,9
Lubricación	Lubricación de por vida		
Pintura	Azul RAL 5002		
Sentido de rotación	Mismo sentido de entrada y salida		
Clase de protección	IP 64		

### III. Desarrollo del trabajo

La información mostrada en la tabla anterior se empleará más adelante para realizar los análisis correspondientes de la reductora.

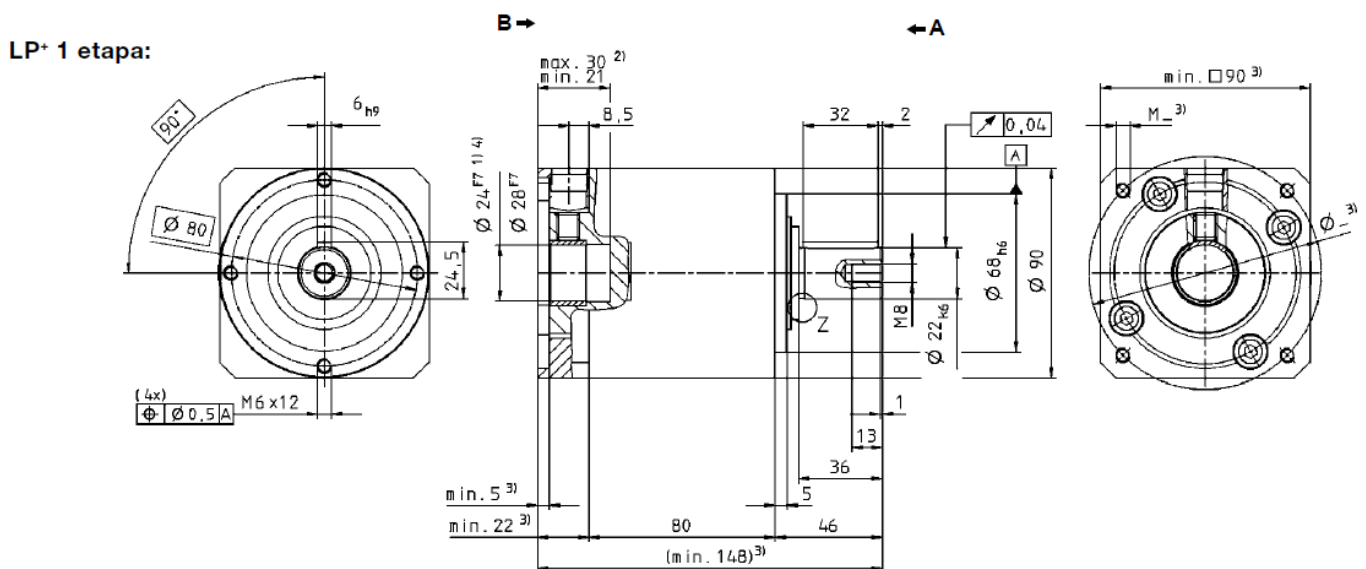
Respecto a las velocidades de giro de la reductora, no se superará la velocidad máxima admisible en operaciones cíclicas ( $n_{1max}$ ), mientras que en operaciones continuas no se superará la velocidad nominal ( $n_{1n}$ ).

Respecto a la vida útil indicada en la tabla, esta es un valor orientativo que de las horas que puede llegar a alcanzar la reductora bajo determinadas condiciones de trabajo ideales. La vida útil variara según las cargas a las que está sometida la reductora y se deberán calcular para cada caso particular.

La clase de protección IP 64 indica que la reductora está completamente protegida frente a la entrada de polvo y frente a chorros de agua a 1 bar de presión máximo.

#### III.2.4. Geometría exterior

El fabricante pone a disposición las dimensiones y tolerancias exteriores de la reductora, para facilitar el dimensionado de la maquina donde vaya acoplada.



**Figura 15.** Dimensiones exteriores de la reductora de engranajes planetarios LP-090-MO1-5-111-000. Adaptado de [10].

### III. Desarrollo del trabajo

---

El acoplamiento en la entrada de la reductora emplea un casquillo adaptador para conectar el árbol de salida del motor. Este se puede variar su tamaño según el diámetro del árbol de entrada del motor. En este caso, la reductora seleccionada ya viene con el predeterminado de 10 milímetros de diámetro interior.

La entrada y salida de la reductoras tienen indicada las tolerancias de fabricación, estas serán necesarias a la hora de realizar el acoplamiento con los otros componentes que conforman la máquina.



### III.3. DESPIECE.

Este apartado se enfocará en describir el proceso de despiece de la reductora. Esto es necesario para poder realizar el modelado y análisis de la máquina, los planos de fabricación, planos de ensamblaje y el estudio económico de los distintos componentes.

#### III.3.1. Proceso de despiece.

Inicialmente, se parte de la reductora completamente montada. Esta consta exteriormente de una carcasa, un soporte-adaptador para la conexión del motor, un árbol de entrada con el casquillo adaptador montado y el árbol de salida con la chaveta montada en el extremo de este.

Se comienza por retirar el soporte-adaptador, el cual va atornillado con 4 tornillos a la carcasa de la reductora.



**Figura 16.** Fotografía del soporte-adaptador de la reductora LP 090-MO1-5-111-000 y su árbol de entrada con el casquillo montado en su interior. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

Una vez retirado, se puede acceder al árbol de entrada y su rodamiento. Estos se pueden extraer en conjunto aplicando un pequeño esfuerzo con una herramienta de mano. El engranaje planeta va montado sobre el árbol de entrada mediante un ajuste por interferencia.



**Figura 17.** Despiece del árbol de entrada, soporte-adaptador y elementos auxiliares de sujeción y ajuste. (Fuente propia).

Retirado el árbol de entrada y su rodamiento, se puede acceder al mecanismo de engranajes planetarios montado sobre el portasatélites del árbol de salida. Previo a la extracción del árbol de salida, se extraerán los engranajes satélites y sus componentes auxiliares. Estos están sujetos mediante un anillo circlip al eje portasatélites.

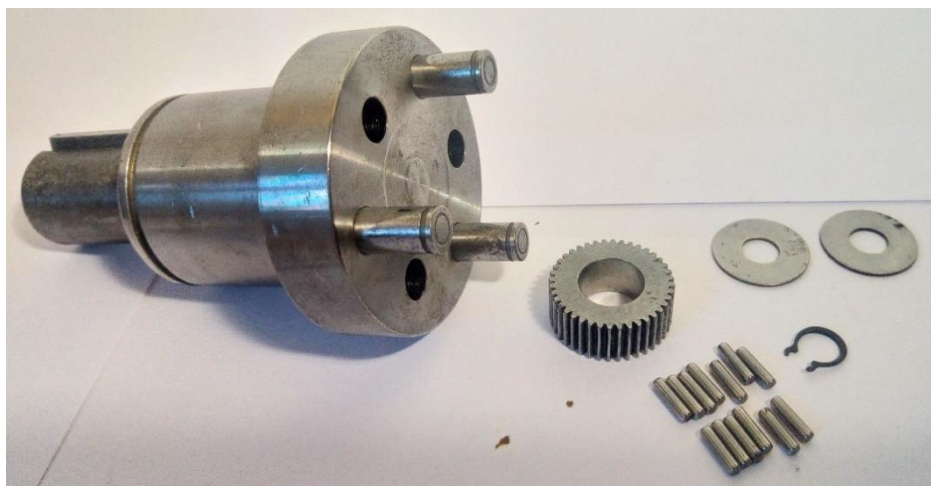
### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 18.** Interior del mecanismo de engranajes planetarios de la reductora. El engranaje inferior izquierdo puede apreciarse las agujas de rodamiento entre el engranaje satélite y el eje portasatélites. (Fuente propia).

Extraídos los engranajes planetarios, se procede a extraer el árbol de salida de los dos rodamientos donde va montado.



**Figura 19.** Despiece del engranaje satélite y sus componentes auxiliares. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

Para retirar los dos rodamientos que soportan el árbol de salida. El primero se puede extraer directamente con un martillo de mano. El segundo, es necesario retirar un anillo circlip interno montado en la carcasa, para luego extraer el rodamiento de la misma manera que el primero.

Por último, se acaba por retirar componentes auxiliares como arandelas y retenes que puedan quedar montados sobre la carcasa.

Respecto al árbol de entrada extraído al principio, hay varios componentes montados sobre él. Para retirar el rodamiento, se retirará el anillo circlip montado sobre el árbol para después extraerlo.



**Figura 20.** Despiece del árbol de entrada. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 21.** Despiece de toda la reductora. Se pueden apreciar todos los componentes principales de la máquina. (Fuente propia)

#### III.3.2. Descripción del interior de la máquina.

La potencia se introduce en la reductora a través del árbol de entrada, este lleva un casquillo adaptador acoplado en su interior mediante un prisionero.

El árbol de entrada se encuentra montado sobre un rodamiento de bolas. La pista interior de este está colocada contra el hombro del árbol y sujeta por el otro lado mediante una arandela ondulada de precarga y un anillo circlip. La pista exterior está colocada dentro de la carcasa, sujeta mediante el soporte-adaptador de la reductora y en el lado interior, sujeta mediante una arandela ondulada de precarga y una de ajuste.

El engranaje planeta va acoplado mediante un ajuste por interferencia al árbol de entrada e introduce la potencia al mecanismo de engranajes planetarios.

Respecto a los engranajes satélites, hay tres de ellos. Van acoplados al árbol de salida a través de unos ejes portasatélites. El giro de los engranajes se realiza a través de unas agujas de rodamiento directamente montadas entre los engranajes satélites y los ejes portasatélites, haciendo de pista exterior e interior respectivamente.

Los ejes portasatélites se encuentran acoplados al árbol de salida mediante un ajuste por interferencia.

### III. Desarrollo del trabajo

---

El árbol de salida se encuentra colocado dentro de la carcasa mediante dos rodamientos de bolas fijos. Sus pistas exteriores están colocadas contra un anillo circlip interno montado en la carcasa. Las pistas interiores se encuentran sujetas mediante el hombro del árbol y un anillo circlip en el exterior de la reductora.

Se emplean dos rodamientos en el árbol de salida, con el objetivo de proteger al mecanismo de engranajes planetarios frente a momentos flectores causados por fuerzas radiales en la salida del árbol. Estas fuerzas radiales se producen por la tensión de la correa de transmisión acopladas a la reductora.

El montaje exacto de la reductora se puede ver en el apartado de planos de ensamblaje.

## III.4. IDENTIFICACIÓN DE COMPONENTES.

Durante el proceso de despiece se han identificado 25 componentes distintos dentro de la reductora, que en total suman 82 piezas. En este apartado se procederá a identificarlos y proporcionar información acerca de sus funciones, características geométricas y de diseño.

Primero se identificarán todos los elementos cuya geometría está completamente normalizada, como son chavetas, anillos circlip, rodamientos, tornillos, juntas tóricas y arandelas.

Después se procederá a identificar las características geométricas del mecanismo de engranajes planetarios y de los engranajes que lo componen.

Por último, se identificarán el resto de las componentes como arboles de entrada y salida, carcasa y adaptador.

### III.4.1. Identificación de componentes normalizados.

#### III.4.1.1. Rodamientos.

La reductora tiene tres rodamientos rígidos de bolas de la marca SKF. El árbol de entrada lleva montado uno con la designación 6008-2Z, mientras que el árbol de salida lleva montados dos rodamientos fijos con la designación 6008-2RS1. Se trata del mismo modelo de rodamiento, pero varía el tipo de protección que llevan montados.

2Z significa que lleva una protección metálica en ambos lados, mientras que 2RS1 significa que está protegido por retenes de goma de nitrilo butadieno (NBR).

### III. Desarrollo del trabajo

---

Debido a que la reductora esta lubricada de por vida, los rodamientos deben de proteger frente a la entrada de agua y polvo al sistema. El motivo por el cual se ha empleado un rodamiento con protección metálica en el árbol de entrada es debido a que pueden soportar mayores velocidades que los de protección de reten de goma. Además, no necesita proporcionar tanta protección frente a suciedad puesto que la entrada va acoplada y sellada con el motor que acciona a la reductora.

El modelo SKF 6008 tiene un diámetro interno de 40 milímetros, un diámetro externo de 68 milímetros y una anchura de 15 milímetros. Están hechos de acero al cromo-carbono con un tratamiento de templado.

Por último, para permitir el giro de los engranajes satélites sobre los ejes portasatélites, se han empleado agujas de rodamientos DIN 5402-3 2,5x9,8 entre los engranajes y los ejes. No se han utilizado rodamientos, debido a la limitación de espacio dentro del mecanismo. El empleo de agujas además simplifica el diseño.

El catálogo de rodamientos de SKF proporciona información más detallada acerca de la geometría y las tolerancias de montaje que deben emplear para realizar los planos de fabricación de los árboles de entrada y salida.

#### III.4.1.2. Anillos circlip.

Los anillos circlip se emplean para sujetar componentes sobre árboles y ejes. Están normalizados según la norma DIN 471 para anillos exteriores y la norma DIN 472 para anillos interiores. En la reductora hay montados tres tipos distintos.

Para la sujeción de las pistas interiores de los rodamientos en el árbol de entrada y salida, hay dos anillos DIN 471 Tipo A 40 x 1,75.

En la carcasa hay un anillo circlip interno DIN 472 Tipo J 68 x 2.5 para la sujeción de las pistas exteriores de los dos rodamientos SKF 6008-RS1 montados sobre el árbol de salida.



### III. Desarrollo del trabajo

---

Para sujetar los engranajes satélites sobre los ejes porta satélites y sus componentes auxiliares, se han empleado tres anillos circlip externos DIN Tipo A 8 x 0.8. Todos los anillos circlip empleados en la reductora están hechos de acero para muelles.

#### III.4.1.3. Chavetas.

El árbol de salida lleva colocado en su extremo una chaveta DIN 6885 Tipo A 6x6x32 de acero C45. La normativa proporciona información más específica respecto a su montaje y tolerancias.

#### III.4.1.4. Tornillos.

Se han empleado cuatro tornillos de cabeza cilíndrica con hexágono interior DIN 912 M6x20 para la sujeción del soporte-adaptador a la carcasa de la reductora. Son de acero C45, tratamiento de pavonado y calidad 10.9.

Para la sujeción del casquillo adaptador en el árbol de entrada, se ha empleado un tornillo allen con hexágono interior DIN 913 M10x12 de acero C45, tratamiento de pavonado y calidad 14.9.

#### III.4.1.5. Arandelas.

Para precargar las pistas exteriores de los rodamientos se han empleado tres arandelas onduladas de presión DIN 1005 M-68 de 55 milímetros de diámetro interno, 68 milímetros de diámetro externo y 3 milímetros de espesor.

Se ha empleado una arandela de ajuste DIN 988 55x68x2 entre la carcasa y el rodamiento del árbol de entrada para que la arandela ondulada de presión pueda precargar correctamente la pista exterior del rodamiento.

En el árbol de entrada se ha empleado una arandela ondulada de presión DIN 1005 M-47 y una arandela de ajuste DIN 988 40x50x0,1 para precargar la pista interior del rodamiento montado sobre este.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Los engranajes satélites llevan montados en cada lado arandelas para rodamientos de agujas DIN 5405-3 AS 0821, en total seis. Estas se emplean para soportar las cargas axiales que se puedan producir sobre el engranaje, puesto que no hay un rodamiento montado como tal entre este y el eje.

Por último, se han empleado cuatro arandelas cónicas DIN 6796 M6 entre el soporte-adaptador y los tornillos que lo sujetan a la carcasa, con el objetivo de precargarlo y evitar que se suelten en servicio.

Las arandelas onduladas de presión están hechas de acero para muelles. Las arandelas empleadas en los engranajes están hechas del mismo acero empleado para rodamientos.

#### III.4.1.6. Juntas tóricas.

La carcasa lleva montada dos juntas tóricas de goma de diámetro interno 68 mm y diámetro de sección de 2 mm. Estas se encuentran colocadas en los extremos de la carcasa para evitar la entrada de contaminantes en el mecanismo planetario. Las dimensiones de las juntas tóricas empleadas, como de las ranuras normalizadas bajo la norma DIN 3771.

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.4.2. Identificación del mecanismo de engranajes planetarios.

La única información con la que se parte respecto a la geometría de los engranajes y el tren epicicloidal es el número de dientes de cada engranaje, sus diámetros de addendum, las fórmulas que normalizan el perfil de dentado (ver Tabla 2 y Tabla 3) y el número de satélites.

##### III.4.2.1. Características del tren epicicloidal.

El tren epicicloidal de la reductora a analizar es constituido por un engranaje planeta de dentado exterior de 27 dientes, tres engranajes satélites de 40 dientes cada uno y la corona con 108 dientes internos mecanizados directamente sobre la carcasa.

En la Tabla 4 se proporciona las condiciones que el tren epicicloidal debe cumplir para funcionar correctamente. Según las condiciones que cumpla o no, se podrá extraer información acerca de la configuración y geometría de los engranajes. Esta será útil en el proceso de identificación de las características del dentado.

Aplicando las condiciones mostradas en la Tabla 4, se llegan a los siguientes resultados:

**Tabla 6.** Cálculo de las condiciones de engrane del tren epicicloidal de la reductora.

Condición 1. Distancia entre centros.	Sin desplazamiento de dentado.	$108 \neq 27 + 2 \cdot 40 = 107$ $(z_c = z_p + 2 z_s)$	No cumple.
	Con desplazamiento de dentado.	$20,1 \text{ mm} = 20,1 \text{ mm}$ $(a_{p-s} = a_{s-c})$	Si cumple.
Condición 2. Distribución de los satélites.	Satélites distribuidos uniformemente.	$\frac{27 + 108}{3} = 45$ $(\frac{z_p + z_c}{N_s} = \text{Numero entero})$	Si cumple.
	Satélites NO distribuidos uniformemente.	$(\frac{z_p + z_c}{180}) \theta_s = \text{Numero entero}$	No cumple puesto que se cumple la condición anterior.

### III. Desarrollo del trabajo

Condición 3. Interferencia entre satélites.	Engranajes sin desplazamiento de dentado y satélites uniformemente distribuidos.	$40 + 2 < (27 + 40) \cdot \sin\left(\frac{180}{3}\right)$ $(z_s + 2 < (z_p + z_s) \sin \frac{180}{N_s})$	Si cumple.
	Resto de casos de montaje.	$25,2 < 2 \cdot 20,1 \cdot \sin(60) = 63,38$ $(d_{a(s)} < 2 a_{p-s} \sin \theta)$	Si cumple.

De los resultados obtenidos en la Tabla 6, se puede concluir que se trata de un tren epicicloidal con los engranajes satélites distribuidos equitativamente con un ángulo de  $120^\circ$  entre ellos y que todos los engranajes del mecanismo tienen desplazamiento de dentado. El valor de este se calculará en el apartado correspondiente.

Hay que mencionar que los engranajes del tren epicicloidal son de dentado recto. Estos se suelen emplear frente al dentado helicoidal, cuando no se requiere elevada precisión, los valores de par que tiene que transmitir no son elevados y el ruido que produce la máquina no es determinante para la aplicación en la que va a funcionar. Además, son más baratos de fabricar que los engranajes helicoidales.

#### III.4.2.2. Módulo de los engranajes.

Para averiguar el módulo de los engranajes, solo basta con combinar las fórmulas para calcular el diámetro primitivo y el diámetro de addendum de un engranaje y despejar el módulo.

$$d_p = z m$$

$$d_a = d_p + 2 m \quad \rightarrow \quad d_a = z m + 2 m \rightarrow m = \frac{d_a}{(z + 2)}$$

Mediante un pie de rey, se medirá el diámetro addendum del engranaje satélite y del engranaje planeta. Los diámetros de addendum son respectivamente 25,2 milímetros y 17,4 milímetros. Los engranajes satélites tienen 40 dientes y el planeta 27 dientes, por tanto:

### III. Desarrollo del trabajo

---

$$\text{Engranaje satelite} \rightarrow m = \frac{d_a}{(z + 2)} = \frac{25,2}{(40 + 2)} = 0,6$$

$$\text{Engranaje planeta} \rightarrow m = \frac{d_a}{(z + 2)} = \frac{17,4}{(27 + 2)} = 0,6$$

Conocido el módulo de los engranajes y el número de dientes, se puede calcular el resto de los parámetros que dependen del módulo y el diámetro primitivo.

El cálculo también se puede realizar sobre la corona, pero como se trata de un engranaje interno y el acceso con el pie de rey es más complicado. Se ha realizado sobre dos engranajes distintos para verificar los resultados.

#### III.4.2.3. Angulo de presión de los engranajes.

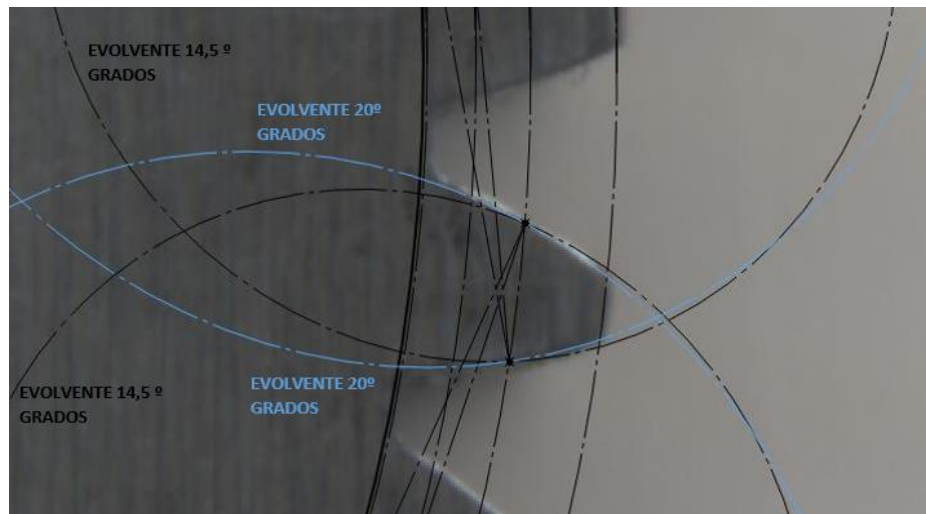
Los ángulos de presión más comunes son 14,5°, 20° y 25°. Hoy en día, prácticamente todos los engranajes se fabrican con un ángulo de presión de 20° puesto ha demostrado ser el valor que más favorece la resistencia del dentado.

Sin embargo, es conveniente asegurarse manualmente del ángulo de presión empleado en los engranajes de la reductora. Para ello se ha empleado un método gráfico, el cual consiste en realizar un escaneado en alta resolución de uno de los engranajes y dibujar sobre este el perfil de evolvente del diente para los dos ángulos de presión.

Al conocer la geometría básica del dentado, se calcula el diámetro base para ambos ángulos de presión y a continuación, se dibuja a través de ellos la circunferencia de evolvente. Aquella que se ajuste más al perfil de dentado de la imagen, será el ángulo de presión de los dientes del engranaje.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 22.** Cálculo del ángulo de presión de los engranajes. Se ha empleado el engranaje satélite para el cálculo. (Fuente propia).

En este caso como se puede observar en la Figura 22, los engranajes se han fabricado con un ángulo de presión de  $20^\circ$ .

#### III.4.2.4. Cálculo del desplazamiento de dentado de los engranajes.

El desplazamiento o corrección de dentado se aplica al dentado de los engranajes para mejorar su resistencia frente a cargas o reducir el deslizamiento específico entre engranajes. En trenes epicicloidales, también se emplea para conseguir ciertos índices de reducción en el mecanismo. Como se ha podido concluir de la Tabla 4, a los engranajes del tren epicicloidal se les ha realizado un desplazamiento de dentado.

El cálculo del factor de corrección de cada engranaje se ha realizado mediante el módulo de dimensionado de trenes epicicloidales de KISSsys. En el apartado de relacionado con la simulación de la reductora se proporcionará más información.

### III. Desarrollo del trabajo

---

El programa proporciona dos soluciones, la primera prioriza el deslizamiento específico (método de Henriot) y la segunda la resistencia del dentado (método de máxima resistencia). Puesto que el fabricante no proporciona información de los parámetros de fabricación de los engranajes, se ha optado por la solución que prioriza el deslizamiento mínimo, puesto que es la solución que el programa recomienda de las dos presentadas. Además, se reduce el desgaste de los engranajes, evitando pérdida de precisión y rendimiento en la máquina.

**Tabla 7.** Coeficientes de dentados empleados en el tren epicicloidal de la reductora.

	Engranaje planeta	Engranajes satélites	Corona
<b>Coeficiente de desplazamiento de perfil</b>	+0,1264	-0,1264	+0,5971

Como se puede observar se ha aplicado una corrección de dentado sin variación entre centros entre el engranaje planeta y los engranajes satélites. La corrección negativa no se ha aplicado al piñón puesto que, al tener menor número de dientes puede afectar al flanco del diente, estrechándolo y reduciendo su resistencia.

Se le ha aplicado una corrección positiva a la corona para compensar la corrección negativa aplicada a los engranajes satélites y así asegurarse que los dientes engranan en la zona correcta.

#### III.4.2.5. Calidad del dentado.

La calidad del dentado viene determinada por la norma ISO 1328, la cual mide la precisión de fabricación del dentado en una escala de 4 a 12, siendo el número 4 la calidad con mayor precisión. La resistencia del dentado se ve afectada directamente por la calidad utilizada, mejorando la resistencia y seguridad si se emplea dentado de mayor calidad. Cabe mencionar, que mayor la precisión deseada, el coste de fabricación aumenta.

### III. Desarrollo del trabajo

---

No hay un método exacto para seleccionar el grado de calidad de un engranaje y muchas ocasiones se aplica aquel que por experiencia se sabe que no va a fallar. Sin embargo, existen recomendaciones según el tipo de maquinaria donde se encuentran los engranajes montados.

**Tabla 8.** Grado de calidad del dentado según la aplicación. Adaptado de [11].

	<b>Grado de calidad ISO 1328</b>
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	12
Horno de cemento	10-12
Impulsores de laminadoras de acero	10-12
Cosechadora de granos	10-12
Grúas	10-12
Prensas de punzonado	10-12
Transportador de mina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	9-11
Mecanismo de medidores de gas	8-10
Taladro pequeño	8-10
Lavadora de ropa	6-9
Prensa de impresión	6-8
Mecanismo de computo	6-7
Transmisión automotriz	6-7
Accionamiento de antena de radar	5-7
Accionamiento de propulsión marina	5-10
Accionamiento de motor de avión	3-7
Giróscopo	2-4

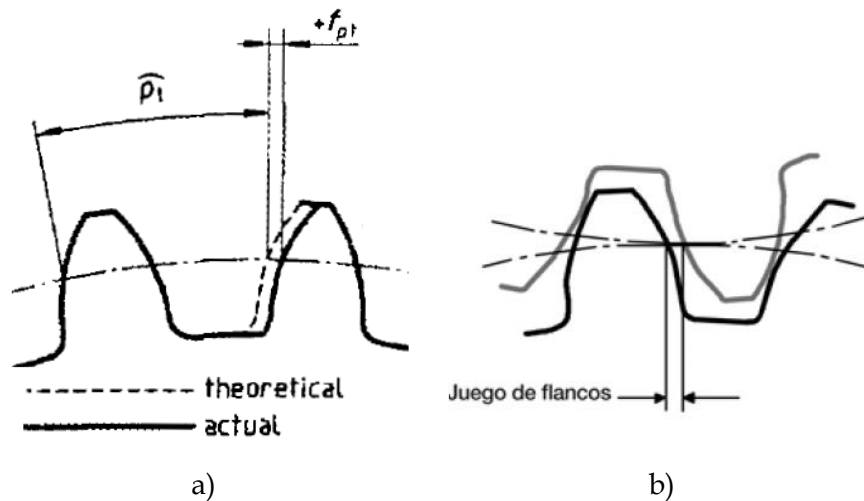
Por la tipología de la reductora, sus aplicaciones y bajo juego torsional, podría encontrarse entre la categoría de transmisión automotriz y accionamiento de motor de avión. La calidad de fabricación para estas aplicaciones está en torno a 5 y 7 en la escala ISO 1328.

Un criterio aplicable para obtener la calidad del dentado es la de fabricar el dentado con una tolerancia menor que el juego torsional que tiene la reductora. Según los datos técnicos de la reductora LP 090-MO1-5-111-00, tiene un juego torsional o circunferencial máximo ( $j_{tmax}$ ) de 8 arcmin. El juego circunferencial indica la distancia entre dos flancos de dientes.



### III. Desarrollo del trabajo

La tolerancia de fabricación viene especificada en la norma ISO 1328 bajo el coeficiente  $f_{pt}$ , el cual mide la desviación del paso de un diente individual. Este coeficiente se relaciona directamente con el grado de calidad del dentado en función del módulo de los engranajes.



**Figura 23.** a) Representación gráfica de coeficiente de desviación del paso individual  $f_{pt}$  [12], b) Representación gráfica del juego circunferencial entre los dientes de dos engranajes. [13]

Para realizar el cálculo, el valor de juego circunferencial se debe convertir de minutos de ángulo (arcmin) a milímetros. Para ello se utiliza el diámetro primitivo de engranaje planeta puesto que se trata de la entrada del mecanismo y es el engranaje que primero se mueve. Obtenido el valor lineal, este se puede dividir entre los dos engranajes y buscar aquel intervalo de tolerancia  $f_{pt}$  inmediatamente inferior al calculado. Este nos indicara la calidad de tolerancia que debemos aplicar a los engranajes.

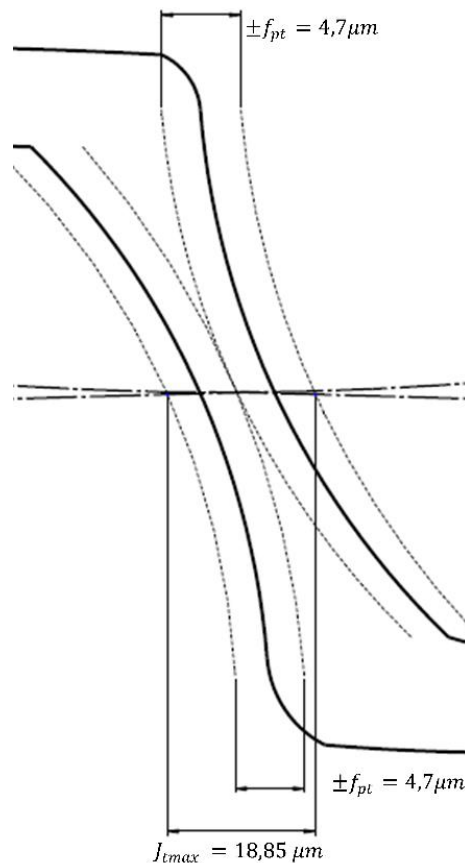
$$j_t = 8 \text{ arcmin} = \frac{8}{60^\circ} = 0,1333^\circ = \frac{\pi \cdot 16,2 \cdot 0,1333}{360} = 0,01885 \text{ mm} = 18,85 \mu\text{m}$$

$$\frac{18,85}{2} = 9,425 \mu\text{m} = \pm \frac{9,425}{2} \mu\text{m} = \pm 4,713 \mu\text{m} \rightarrow \pm 4,7 \mu\text{m} \rightarrow \text{Calidad 5}$$

### III. Desarrollo del trabajo

Reference diameter $d$ mm	Module $m$ mm	Accuracy grade												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$\pm f_{pt}$ $\mu m$												
$5 \leq d \leq 20$	$0,5 \leq m \leq 2$	0,8	1,2	1,7	2,3	3,3	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0	37,0	53,0
	$2 < m \leq 3,5$	0,9	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0	41,0	59,0

**Figura 24.** Tabla extraída de la norma DIN 1328 la cual relaciona el coeficiente  $f_{pt}$  con el módulo y calidad del engranaje. [12]



**Figura 25.** Representación gráfica del cálculo realizado para averiguar la calidad del dentado empleado en los engranajes de la reductora. (Fuente propia)

De acuerdo con el cálculo realizado, los engranajes deben tener una calidad de fabricación mínima de 5, coincidiendo con el valor que recomienda la Tabla 8. Por tanto, se aplicará este valor para la realización de los cálculos.

No se trata de un método verificado, pero debido a la poca información relacionada con este tópico, se ha optado por aplicarlo.

### III. Desarrollo del trabajo

---

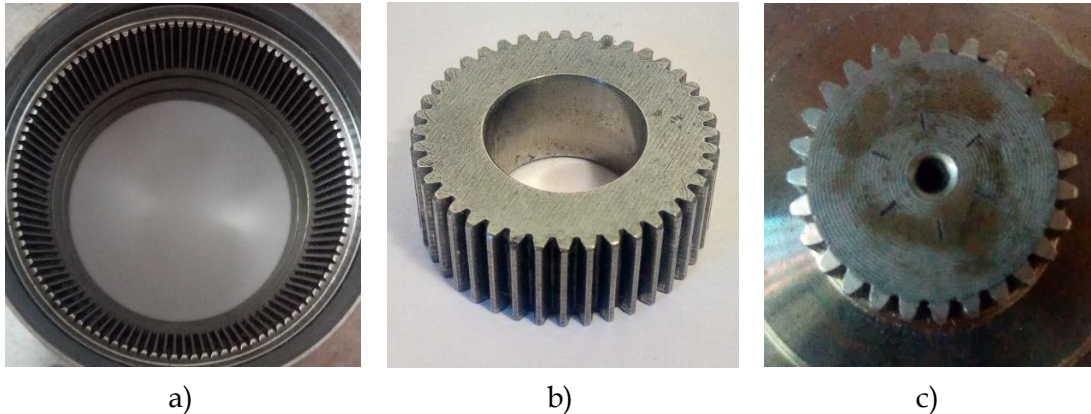
#### III.4.2.6. Geometría de los engranajes.

**Tabla 9.** Características geométricas de los engranajes empleados en la reductora. Medidas en milímetros.

	Engranaje planeta	Engranaje satélite	Corona
Numero de dientes (z)	27	40	108
Modulo (m)	0,6		
Angulo de presión ( $\alpha$ )	20°		
Angulo de hélice ( $\beta$ )	0°		
Ancho de diente (b)	12	10	24,83
Calidad ISO 1328 (Q)	5		
Coefficiente de desplazamiento de perfil (x)	0,1264	-0,1264	0,5971
Diámetro primitivo ( $d_p$ )	16,20	24,00	64,80
Diámetro base ( $d_b$ )	15,22	22,55	60,89
Diámetro de addendum ( $d_a$ )	17,55	25,05	62,88
Diámetro de dedendum ( $d_f$ )	14,85	22,35	65,58
Paso Circular (p)	1,88		
Altura de cabeza ( $h_a$ )	0,6758	0,5242	0,9583
Altura de pie ( $h_f$ )	0,6742	0,8258	0,3917
Grueso de diente (s)	1,00	0,8873	1,20

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 26.** a) Fotografía del dentado de la corona, b) Fotografía del engranaje satélite, c) Fotografía del engranaje planeta. (Fuente propia).

#### III.4.3. Identificación elementos restantes.

##### III.4.3.1. Árbol de entrada.

Se trata de un árbol hueco escalonado. La conexión del motor se hace mediante un casquillo adaptador que se encuentra en el interior del árbol y este está sujeto mediante un tornillo prisionero.

En el otro extremo del árbol se encuentra el engranaje planeta introducido mediante un ajuste por interferencia en el árbol de entrada. El cálculo del ajuste se realizará en el apartado de cálculos del trabajo y aportará información respecto a las tolerancias de fabricación de ambos componentes.

El árbol contiene en el exterior una ranura para un anillo de retención circlip, sus dimensiones y tolerancias vendrán determinadas por la norma DIN 471.

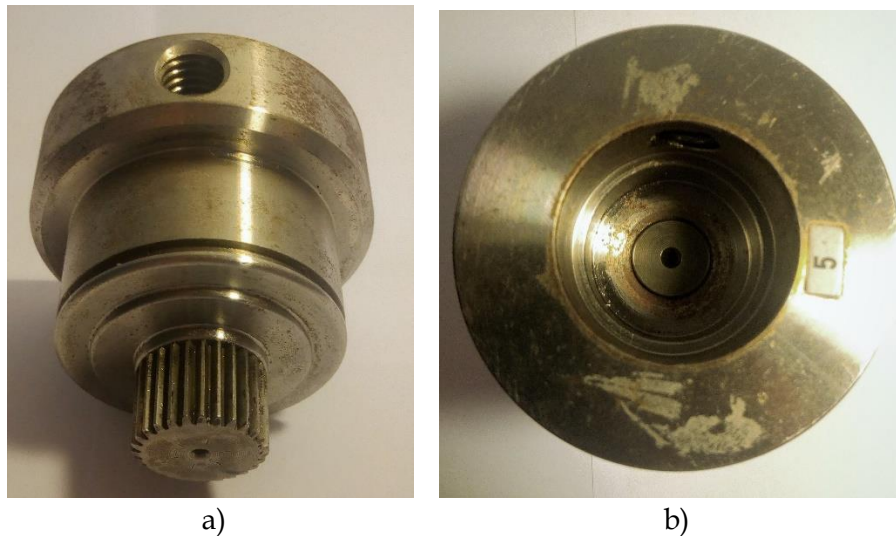
En el interior del árbol hay una entalladura mecanizada de acuerdo con la norma DIN 509, para permitir a las herramientas de corte realizar las operaciones de acabado pertinentes.

### III. Desarrollo del trabajo

---

La superficie donde va el rodamiento montado se mecanizará de acuerdo con las tolerancias y acabados que se especifican en el catálogo de rodamientos de SKF.

Al resto de elementos del árbol se aplicarán tolerancias generales de acuerdo con la norma DIN ISO 2768.



**Figura 27.** a) Fotografía del exterior del árbol de entrada y el engranaje planeta montado, b) Fotografía del interior del árbol de entrada. (Fuente propia).

#### III.4.3.2. Árbol de salida.

El árbol de salida hace la función de portasatélites del mecanismo, por lo que los ejes portasatélites se encuentran introducidos en su interior mediante un ajuste por interferencia. El árbol consta de seis taladros en uno de sus extremos, a pesar de que el modelo analizado solo requiere de tres para los ejes portasatélites. Los cálculos relacionados con los ajustes se realizarán en el apartado de cálculos.

El árbol contiene una ranura para anillos circlip DIN 471, dos entalladuras exteriores DIN 509 y en su extremo, un chavetero DIN 6885 A y un contrapunto roscado según la norma DIN 332.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 28.** Fotografía del árbol de salida de la reductora. (Fuente propia).

#### III.4.3.3. Eje portasatélites.

Los tres ejes portasatélites se encuentran montados sobre el árbol de salida. Puesto que su superficie hace de pista interior para las agujas que van montadas sobre él, el acabado de este tendrá que ser relativamente bueno. El catálogo de rodamientos SKF proporciona la información necesaria para su diseño.

En el extremo lleva mecanizado una ranura para anillos circlip de acuerdo con la norma DIN 471.



**Figura 29.** Fotografía del eje portasatélites. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

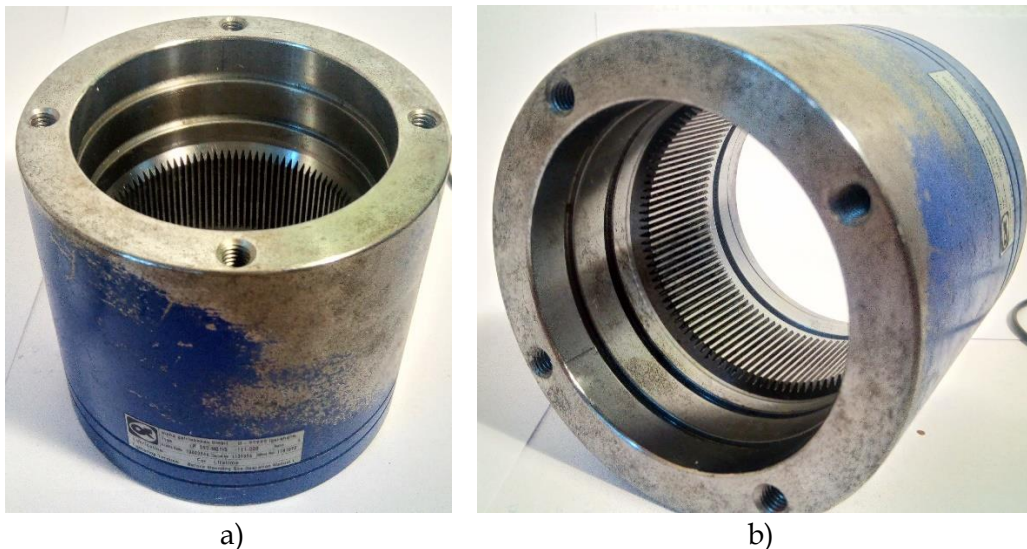
---

#### III.4.3.4. Carcasa.

La carcasa se trata de un cilindro hueco al cual se le han mecanizado en su interior el dentado de la corona, una ranura para un anillo circlip interno DIN 472 y dos ranuras para la colocación de dos juntas tóricas. Las dimensiones y tolerancias de la ranura para el anillo circlip interno vienen determinadas por la norma DIN 472.

En cada extremo hay cuatro taladros para acoplar la carcasa a los soportes correspondientes.

Las superficies donde van montados los rodamientos, estarán mecanizadas con los acabados y tolerancias especificados en el catálogo de rodamientos SKF. El resto de las tolerancias estarán sujetas a la norma DIN ISO 2768.



**Figura 30.** a) Fotografía del exterior de la carcasa, b) Fotografía del interior de la carcasa en la cual se puede apreciar las ranuras y el dentado de la corona. (Fuente propia).

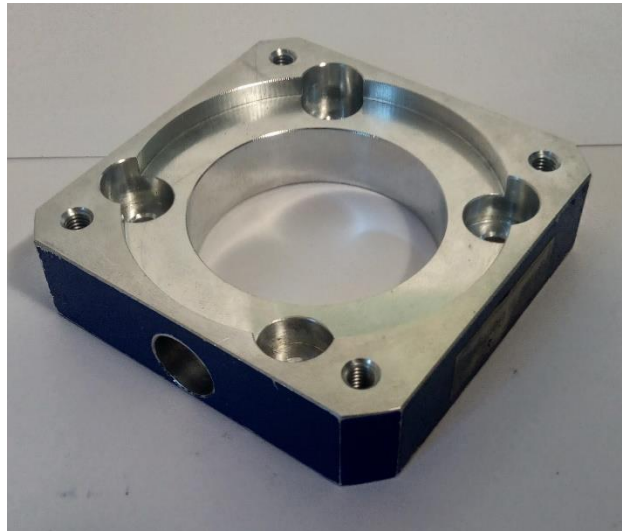
### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.4.3.5. Soporte-adaptador.

Se trata de una placa de aluminio empleada para acoplar el motor a la reductora. Consta de cuatro taladros pasantes para los tornillos de sujeción de la carcasa, cuatro taladros roscados para los tornillos de acoplamiento al motor y un agujero en uno de los laterales de la pieza para acceder al tornillo prisionero del árbol de entrada y poder desacoplar el árbol del motor.

Las superficies que entren en contacto con el motor acoplado tendrán un acabado superficial mejor que el resto, para asegurarse que la conexión queda correctamente sellada frente a suciedad.



**Figura 31.** Fotografía del soporte-adaptador de la reductora. (Fuente propia).



## III.5. NORMATIVA APLICABLE.

En este apartado se presentará la normativa más importante aplicada a la reductora para la realización del trabajo. La reductora, al tratarse de una máquina, todos sus componentes están normalizados o sujetos hasta cierto grado por normas.

La reductora LP-090-M01-5-111-000 analizada, ha sido fabricada en Alemania, por lo que todos sus componentes estarán sujetos a la normativa alemana DIN, normativa europea EN o la normativa internacional ISO.

Componentes auxiliares como chavetas, anillos circlip, rodamientos, juntas tóricas y arandelas, su geometría está completamente definida en la norma correspondiente a cada elemento.

Respecto a los árboles de entrada y salida, la carcasa y el soporte-adaptador, se trata de componentes diseñados por el fabricante. Por lo que no toda su geometría está sujeta a normativa.

La metodología de cálculo empleada para la obtención de los cálculos de los factores de seguridad a fluencia y a fatiga de los árboles y ejes viene establecida por la norma DIN 743, mientras que el cálculo de la vida útil de los rodamientos viene establecido por la norma internacional ISO 281.

La geometría de los engranajes y la metodología de cálculo vendrán establecidas por las normas DIN 58405 y ISO 6336 respectivamente.

Respecto a los materiales, en el caso de los árboles y la carcasa vendrán sujetos a la norma europea EN 10083. El material de los engranajes estará normalizado bajo la norma EN 10084, y el soporte-adaptador bajo la norma EN AW-2030. Mas información relacionada con los materiales y su normativa se proporcionará en el apartado correspondiente.

## III.6. SELECCIÓN DE MATERIALES.

Este apartado se centrará en identificar y definir los materiales empleados en los componentes de la reductora y los correspondientes tratamientos térmicos a los que se les haya podido someter. Se presentarán las propiedades mecánicas y otras características de los materiales necesarias para la realización de los cálculos y las simulaciones, además de los criterios y métodos de selección.

Primero se presentarán los materiales empleados en los árboles, engranajes, carcasa y soporte, describiendo todas sus características y estableciendo sus propiedades mecánicas.

Después, se realizará un ensayo de dureza sobre los componentes de la cadena cinemática para averiguar si las piezas han sido tratadas térmicamente.

### III.6.1. Selección y propiedades del material del árbol de entrada, el árbol de salida y la carcasa.

Como se ha indicado en el apartado I.1.7, es muy común la utilización de aceros para temple y revenido en la fabricación de los componentes transmisores de potencia de maquinaria industrial general.

Este tipo de aceros son aceros no aleados destinados para la fabricación de piezas de construcción mecánicas. Han sido especialmente diseñados para ser endurecidos mediante tratamientos de temple y revenido, manteniendo sus propiedades mecánicas en el núcleo de la pieza.

Las condiciones de suministro, propiedades mecánicas y durezas de este tipo de aceros están reguladas bajo la norma EN 10083.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Respecto al tipo exacto de acero empleado en los árboles y en la carcasa, Wittenstein Alpha no proporciona información relacionada con los materiales utilizados. La designación exacta del acero empleado se ha extraído de catálogos técnicos de fabricantes de reductoras similares a la estudiada. Según el catálogo de reductoras industriales de Brevini [14], el catálogo de reductoras planetarias de STM [15] y fabricante de reductoras Unimec [16] [17], los árboles y las carcasas se fabrican de acero no aleado C45.

Se trata de un acero con un contenido medio en carbono, buena maquinabilidad y adecuado para realización de templados por inducción y mediante llama, tanto en toda la pieza como en zonas localizadas.

Sus aplicaciones más comunes son en arboles de transmisión, chavetas, tornillos y determinados engranajes. Se trata de un acero que se suele emplear en piezas para aplicaciones de media potencia.

Es un acero que presenta dificultades para ser soldado y no es adecuado para tratamientos de nitrurado.

A continuación, se mostrarán las propiedades mecánicas, las propiedades físicas y la composición química del acero C45. Los cálculos se realizarán en base a estas propiedades.

**Tabla 10.** Designación simbólica, numérica y española del acero C45. [17]

Designación		
Simbólica	Numérica	UNE (obsoleta)
C45	1,0503	F-114

**Tabla 11.** Propiedades mecánicas del acero C45. (Fuente KISSsys)

Propiedades mecánicas C45 (Diámetro de referencia probeta, $d_b=16$ mm)			
Resistencia a la tracción	Rm	MPa	700
Límite elástico	Rp	MPa	490
Resistencia a la flexión alternativa	$\sigma_{bw}$	MPa	350
Resistencia a la tracción/presión alternativa	$\sigma_{zdw}$	MPa	280
Resistencia a la torsión alternativa	$\tau_{tw}$	MPa	210

### III. Desarrollo del trabajo

---

**Tabla 12.** Propiedades físicas del acero C45. (Fuente KISSsys)

Propiedades físicas C45			
Densidad 20°C	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	7830
Módulo de elasticidad	E	MPa	206000
Coefficiente de dilatación térmica	$\alpha_t$	10 <sup>-6</sup> /°C	11,5

**Tabla 13.** Composición química del acero C45. [17]

Composición química (%) C45								
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cr + Mo + Ni
0,42-0,5	≤0,04	0,6-0,9	≤0,035	≤0,045	0,4	0,1	0,4	0,63

#### III.6.2. Selección y propiedades del material del engranaje planeta y los engranajes satélites.

El material empleado para la fabricación de los engranajes de la reductora es acero de cementación. Se tratan de aceros con un contenido bajo de carbono, destinados a ser sometidos a un tratamiento de cementación o templado. Las piezas sometidas a estos tratamientos se caracterizan por tener una dureza superficial muy elevada y un núcleo con una tenacidad alta. Estas características lo hacen ideal para aplicaciones donde las piezas están sometidas a un elevado desgaste, como pueden ser engranajes y levas. También se puede utilizar en arboles de transmisión sometidos a cargas muy elevadas, pero el coste puede aumentar frente al empleo de otros tipos de acero.

Las condiciones de suministro, propiedades mecánicas y durezas de los aceros de cementación están reguladas bajo la norma EN 10084.

A la hora de identificar la designación exacta del acero empleado para los engranajes, Wittenstein Alpha no proporciona información relacionada con los materiales de construcción de la reductora.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Por ello, se ha hecho uso de catálogos técnicos de otros fabricantes de reductoras similares, para averiguar la designación exacta. Los catálogos empleados son los mismos que han sido citados en el apartado anterior relacionado con la identificación del material de los árboles y la carcasa.

De los catálogos se ha podido determinar que se ha empleado un acero de cementación 18CrNiMo7-6 para la fabricación del engranaje planeta y los engranajes satélites. Se trata de un acero muy empleado en la industria para la fabricación de engranajes, arboles de transmisión para molinos eólicos y transmisiones de automóviles. Es mecanizable, apto para tratamientos de nitruración y en estado de recocido, permite ser soldado.

Respecto al engranaje de la corona, al estar mecanizado sobre la propia carcasa estará hecho de acero C45. En la sección de cálculos, se podrá observar si se trata de un factor determinante en el diseño de la reductora.

A continuación, se mostrarán las propiedades mecánicas, las propiedades físicas y la composición química del acero 18CrNiMo7-6. Los cálculos se realizarán en base a estas propiedades.

**Tabla 14.** Designación simbólica y numérica del acero 18CrNiMo7-6. [18]

Designación	
Simbólica	Numérica
18CrNiMo7-6	1,6587

**Tabla 15.** Propiedades mecánicas del acero 18CrNiMo7-6. (Fuente KISSsys)

Propiedades mecánicas 18CrNiMo 7-6 (Diámetro de referencia probeta, $d_b=16$ mm)			
Resistencia a la tracción	Rm	MPa	1200
Limite elástico	Rp	MPa	850
Resistencia a la flexión alternativa	$\sigma_{bw}$	MPa	600
Resistencia a la tracción/presión alternativa	$\sigma_{zdw}$	MPa	480
Resistencia a la torsión alternativa	$\tau_{tw}$	MPa	360

### III. Desarrollo del trabajo

---

**Tabla 16.** Propiedades físicas del acero 18CrNiMo7-6. (Fuente KISSsys)

Propiedades físicas 18CrNiMo 7-6			
Densidad 20°C	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	7830
Módulo de elasticidad	E	MPa	206000
Coefficiente de dilatación térmica	$\alpha_t$	10 <sup>-6</sup> /°C	11,5

**Tabla 17.** Composición química del acero 18CrNiMo7-6 [18]

Composición química (%) 18CrNiMo7-6								
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	B
0,15-0,21	≤0,04	0,5-0,9	≤0,025	≤0,035	1,50-1,80	0,25-0,35	1,40-1,70	-

#### III.6.3. Selección y propiedades del material del soporte-adaptador.

La única información conocida respecto al material del soporte es que este hecho de una aleación de aluminio. El fabricante de la reductora no proporciona información acerca de la designación exacta de la aleación.

Se conoce que la pieza debe de soportar elevadas cargas debido a que conecta la reductora con el motor y esta debe hacer al mismo tiempo de miembro estructural para soportar la carcasa y los componentes de la reductora en su interior.

Por la geometría de la pieza, se puede observar que se ha fabricado con una fresadora, por lo que la aleación de aluminio empleada debe de presentar buenas características de maquinabilidad.

Puesto que se trata de una reductora de uso industrial, no está expuesta a condiciones climáticas perjudiciales, por lo que la resistencia frente a la corrosión no es un factor significativo para la selección de la aleación de aluminio.

Presentadas las características de funcionamiento del soporte-adaptador, se ha tomado la decisión de emplear como material la aleación de aluminio EN AW-2030. Se trata de una aleación que presenta una elevada resistencia, empleada para la fabricación de cilindros y pistones hidráulicos, bridas de sujeción y tornillería.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Además, es una aleación que presenta muy buena maquinabilidad, por lo que es una buena opción para ahorrar tiempos de mecanizado y acelerar el proceso de fabricación de la pieza.

Las características de suministro y propiedades geométricas del material están reguladas bajo la norma europea EN AW-2030.

A continuación, se mostrarán las propiedades mecánicas, las propiedades físicas y la composición química de la aleación de aluminio EN AW-2030.

**Tabla 18.** Designación simbólica, numérica y española de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19]

Designación		
Simbólica	Numérica	UNE (obsoleta)
EN AW-AlCu4PbMg	EN AW-2030	L-3122

**Tabla 19.** Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19]

Propiedades mecánicas EN AW-2030 (diámetro de referencia probeta, $d_b=16\text{mm}$ )			
Resistencia a la tracción	R <sub>m</sub>	MPa	370
Limite elástico	R <sub>p</sub>	MPa	250

**Tabla 20.** Propiedades físicas de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19]

Propiedades físicas EN AW-2030			
Densidad 20°C	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	2950
Módulo de elasticidad	E	MPa	72600
Coefficiente de dilatación térmica	$\alpha_t$	10 <sup>-6</sup> /°C	23

**Tabla 21.** Propiedades físicas de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19]

Composición química (%) EN AW-2030									
Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Bi	Zn	Ti	Pb
0,8	0,7	3,3-4,5	0,0-1	0,5	1,50-1,80	0,2	0,5	0,2	0,8-1,5

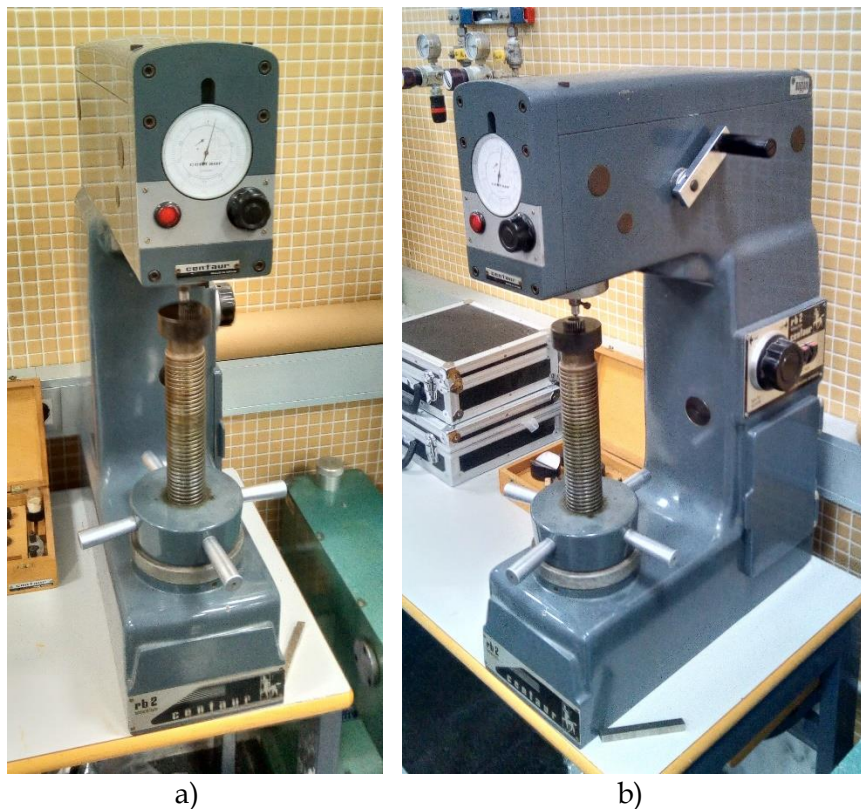
### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.6.4. Determinación de la dureza del árbol de entrada y salida.

Para averiguar si la superficie de los árboles de entrada y salida han sido sometidos a un tratamiento térmico de templado, se les va a someter a un ensayo de dureza.

Para realizar el ensayo, se va a emplear un durómetro penetrador Centaur-Rb2, capaz de realizar ensayos de dureza en la escala Brinell y Rockwell.



**Figura 32.** a) Fotografía frontal del durómetro Centaur-Rb2, b) Fotografía lateral del durómetro Centaur-Rb2. (Fuente propia)

Inicialmente, se someterá a los árboles a un ensayo de dureza Rockwell B, puesto que el acero C45 en general no presenta elevados índices de dureza en comparación con otros aceros como el empleado para los engranajes de la reductora.



### III. Desarrollo del trabajo

TABLA GENERAL DE CARGAS, PENETRADORES Y ESCALAS					
A utilizar con el Durómetro "CENTAUR" Mod. "RB 2"					
Medidas	Cifras	Escala	PENETRADOR	Carga Kg.	CAMPO DE EMPLEO
ROCKWELL	R	B	Bola 1/16" ✓	100	◀ Metales férreos y no férreos 65 a 200 H Brinell.
	N	C	Cono 120°	150	◀ Aceros al carbono, especiales tratados o no. 200 a 780 H Brinell.
	R	F	Bola 1/16" ✓	60	Metales no férreos blandos, en particular latón recocido 35 a 100 H Brinell.
	R	E	Bola 1/8" ✓	100	
	R	G	Bola 1/16" ✓	150	◀ Bronce fosforoso.
	N	A	Cono 120°	60	Aceros cementados y nitrurados pequeños espesores, widia. 200 a 780 H Brinell.
N	D	Cono 120°	100		

**Figura 33.** Tabla general de cargas, penetradores y escalas del durómetro Centaur-Rb2. (Fuente propia)

Para realizar el ensayo en la escala Rockwell B, se empleará un penetrador de bola de acero templado de 1/16" de pulgadas de diámetro, con una carga de 100 Kg.



**Figura 34.** Penetrador de acero templado 1/16" de pulgadas de diámetro para el ensayo en la escala Rockwell B. (Fuente propia)

### III. Desarrollo del trabajo

---

Se tomarán 6 medidas de dureza sobre cada superficie a medir, siempre asegurándose que la zona donde se va a realizar la penetración no está cerca de cambios de sección u otras marcas de medición, puesto que pueden influir en el tamaño de la huella realizada por el penetrador y proporcionar una lectura incorrecta de la dureza.

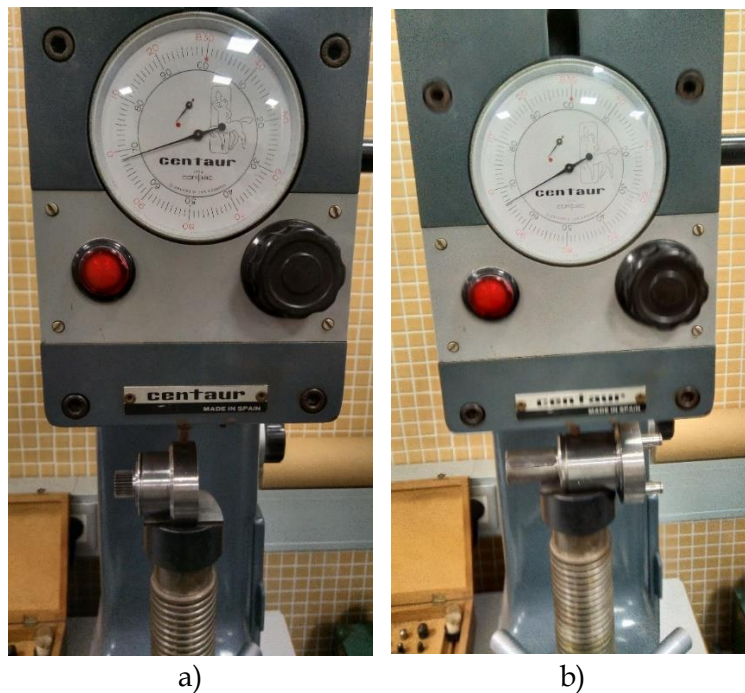
Con las medidas obtenidas se realizará una media de los valores, pero siempre se redondeará al número entero inmediatamente superior o inferior según el decimal.

**Tabla 22.** Medidas de dureza tomadas para el árbol de entrada y árbol de salida en la escala Rockwell B.

	Árbol de entrada (HRb)	Árbol de salida (HRb)
Medida 1	96	94
Medida 2	98	94
Medida 3	96	96
Medida 4	98	95
Medida 5	98	95
Medida 6	97	96
Promedio	97,17	95
Redondeo	97	95

Como se puede observar en la Tabla 22, la dureza del árbol de entrada es de 97 HRb, mientras que la del árbol de salida es de 95 HRb. Se puede considerar que ambos tienen la misma dureza superficial.

### III. Desarrollo del trabajo



**Figura 35.** a) Medida de la dureza del árbol de entrada, b) Medida de la dureza del árbol de salida. (Fuente propia)

La norma EN 10083, que regula las características de suministro del acero C45 empleado en los árboles, también regula la dureza que debe de tener el material en función del tratamiento térmico que se le aplique. Se compararán las medidas obtenidas en el ensayo de dureza y se determinara el tipo de tratamiento térmico al que han sido sometidos los árboles.

Designación del acero		HB máxima en estado de: <sup>1)</sup>	
Simbólica	Númerica	+ S	+ A
C22	1.0402	— <sup>2)</sup>	—
C25	1.0406	— <sup>2)</sup>	—
C30	1.0528	— <sup>2)</sup>	—
C35	1.0501	— <sup>2)</sup>	—
C40	1.0511	— <sup>2)</sup>	—
C45	1.0503	255 <sup>2)</sup>	207
C50	1.0540	225	217
C55	1.0535	255 <sup>2)</sup>	229
C60	1.0601	255 <sup>2)</sup>	241

**Figura 36.** Valores de dureza del acero C45 en condiciones de suministro con un tratamiento para mejorar la aptitud frente al cizallamiento (+S) o con un tratamiento de recocido de ablandamiento (+A). [17]

### III. Desarrollo del trabajo

---

En la tabla de la Figura 36 extraída de la norma EN 10084, se proporcionan los valores de dureza del acero C45 en condiciones de suministro con un tratamiento para mejorar la aptitud frente al cizallamiento (+S) o con un tratamiento de recocido de ablandamiento (+A).

Haciendo la conversión de los valores medidos a escala Brinell (HB), los árboles de entrada y salida tienen una dureza de 207 HB y 202 HB respectivamente, por lo que indican que el material empleado en los árboles es acero C45 con un tratamiento de recocido de ablandamiento.

#### III.6.5. Determinación de la dureza del engranaje planeta y los engranajes satélites.

Para la determinación de la dureza y los tratamientos térmicos del engranaje planeta y los engranajes satélites se ha seguido la misma metodología que para los árboles de la reductora. Primero se ha tomado una serie de medidas sobre la superficie de los engranajes, y a continuación se han comparado los valores de dureza con los establecidos por la norma correspondiente.

Para el ensayo de dureza de los engranajes, se ha empleado la escala Rockwell C para medir la dureza, esto es debido a que a los engranajes es común someterlos a algún tratamiento de endurecimiento para aumentar su resistencia al desgaste, por lo que la escala Rockwell B no es recomendable para tomar las medidas. Evidentemente, si los engranajes no han sido sometidos a tratamientos térmicos, a la hora de tomar las medidas, la escala Rockwell C puede no ser la correcta y se deba de emplear otra distinta.

Para medir las durezas en la escala Rockwell C, se emplea un penetrador de cono de diamante de 120° de ángulo de vértice y redondeado en la punta, con una carga de 150 Kg.

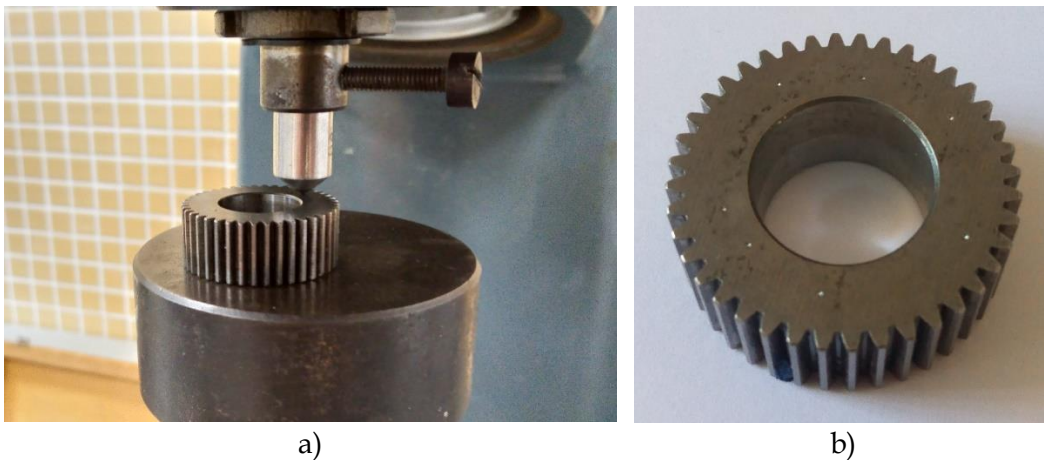
### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 37.** Penetrador de cono de diamante de 120° de ángulo de vértice empleado para la medición de las durezas de los engranajes en una escala Rockwell C. (Fuente propia)

Igual que los árboles, se tomarán 6 medidas de cada pieza y se realizara la media, redondeando siempre el numero entero superior o inferior según el decimal.



**Figura 38.** a) Medida de dureza del engranaje satélite, b) Huella realizadas por el penetrador sobre la superficie del engranaje planeta. (Fuente propia)

### III. Desarrollo del trabajo

**Tabla 23.** Medidas de dureza tomadas para el engranaje planeta y el engranaje satélite en la escala Rockwell C.

	Engranaje planeta (HRC)	Engranaje satélite (HRC)
Medida 1	41	47
Medida 2	43	47
Medida 3	42	46
Medida 4	43	45
Medida 5	41	46
Medida 6	42	45
Promedio	42,00	46,00
Redondeo	42	46

La norma EN 10084, que regula las características del acero 18CrNiMo 7-6 también regula la dureza que debe de tener el material en función del tratamiento térmico que se le aplique. Se compararán las medidas obtenidas en el ensayo de dureza y se determinara el tipo de tratamiento térmico al que han sido sometidos los árboles.

Designación del acero		Límites del intervalo	Dureza HRC a una distancia (en milímetros) del extremo templado de la probeta de												
Simbólica	Numérica		1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40
18CrNiMo7-6+H	1.6587+H	máx.	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41
		mín.	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29

**Figura 39.** Dureza del acero 18CrNiMo 7-6 sometido a un ensayo de templabilidad Jominy. [18]

En la tabla de la Figura 39, se proporcionan los límites de dureza para el acero 18CrNiMo 7-6 sometido a un tratamiento de templado en función de la profundidad de la pieza sometida a un ensayo de Jominy.

Comparando las medidas obtenidas para el engranaje planeta y los engranajes satélites de 42 HRC y 46 HRC respectivamente, se puede concluir que los engranajes se han sometido a un tratamiento de templado.

### III. Desarrollo del trabajo

---

## III.7. LISTADO DE COMPONENTES

Definidas todas las características geométricas y materiales de los distintos componentes de la reductora, se va a realizar un listado de componentes para resumir las características principales de todos los elementos estudiados en el proceso de despiece e identificación de materiales.

**Tabla 24.** Listado de componentes de la reductora de engranajes planetarios.

Numero de componente	Designación	Material	Unidades
1	Casquillo Adaptador	Acero C45 (1,0503).	1
2	Árbol de entrada	Acero C45 (1,0503).	1
3	Tornillo allen con hexágono interior DIN 913 M10x12	Acero C45 (1,0503) con tratamiento de pavonado.	1
4	Engranaje planeta	Acero 18CrNiMo7-6 (1,6587) templado.	1
5	Rodamiento SKF 6008-2Z	Acero al cromo-carbono con tratamiento de templado.	1
6	Arandela ondulada de presión DIN 1005 M-47.	Acero para muelles.	2
7	Arandela de ajuste DIN 988 40x50x0,1.	Acero C45 (1,0503).	1
8	Anillo circlip DIN 471 40 x 1.75	Acero para muelles.	2
9	Anillo circlip DIN 471 8 x 0.8	Acero para muelles.	3
10	Arandela para rodamientos axiales DIN 5405-3 AS 0821.	Acero al cromo-carbono con tratamiento de templado.	6
11	Aguja para rodamientos DIN 5402-3 2,5x9,8.	Acero al cromo-carbono con tratamiento de templado.	39
12	Engranaje satélite	Acero 18CrNiMo7-6 (1,6587) templado.	3
13	Eje portasatélites	Acero C45 (1,0503).	3
14	Árbol de salida	Acero C45 (1,0503).	1

### III. Desarrollo del trabajo

---

Numero de componente	Designación	Material	Unidades
15	Chaveta paralela DIN 6885 Tipo A 6x6x32.	Acero C45 (1,0503).	1
16	SKF 6008-2RS1	Acero al cromo-carbono con tratamiento de templado.	2
17	Arandela ondulada de presión DIN 1005 M-68.	Acero para muelles.	3
18	Anillo circlip DIN 472 68x2.5	Acero para muelles.	1
19	Arandela de ajuste DIN 988 55x68x2	Acero C45 (1,0503).	1
20	Junta tórica 2.00x68	Goma de nitrilo butadieno (NBR).	2
21	Carcasa	Acero C45 (1,0503).	1
22	Soporte-adaptador	Aluminio EN AW-2030.	1
23	Tornillo de cabeza cilíndrica DIN 912 M6x20.	Acero C45 (1,0503) con tratamiento de pavonado.	4
24	Arandela cónica DIN 6796 M6	Acero para muelles.	4
25	Tapón GPN 300 V12	Polímero PE-LD	1



## III.8. CÁLCULOS.

Este apartado se enfocará en el estudio y análisis mecánico de la reductora. Se estudiarán las características de funcionamiento y de diseño de los distintos componentes que conforman la cadena cinemática de la reductora, estos son: El árbol de entrada, el árbol de salida y los engranajes del tren epicicloidal. Se obtendrán los factores de seguridad a fluencia y a fatiga de las secciones críticas de cada componente, así como los diagramas de esfuerzos de cada uno de ellos. Esto permitirá analizar los criterios que ha empleado el fabricante para el diseño de la reductora.

Para realizar los cálculos, se empleará los softwares de cálculo y diseño KISSsoft y KISSsys. KISSsys se empleará para modelar la cadena cinemática de la reductora, mientras que KISSsoft se empleará para realizar los cálculos individuales de cada elemento a analizar.

### III.8.1. Parámetros técnicos de la reductora.

Los parámetros técnicos de la reductora Alpha LP 090-MO1-5-111-000 se pueden ver en la Tabla 5 de la memoria. Se trata de una reductora apta para funcionar en operaciones continuas y cíclicas. Se ha diseñado para funcionar a un par nominal de salida ( $T_{2N}$ ) de 50 Nm y una velocidad de entrada nominal ( $n_{1n}$ ) de 3400 rpm, tiene una velocidad máxima de entrada ( $n_{1max}$ ) de 6000 rpm y un par máximo de aceleración ( $T_{2B}$ ) en operaciones cíclicas de 100 Nm en el árbol de salida.

El par máximo de emergencia ( $T_{2Not}$ ) que la reductora puede soportar es de 190 Nm en el árbol de salida. Este par solo se puede alcanzar en la reductora un máximo de mil veces en su vida útil y no se puede sobrepasar el valor.

En operaciones cíclicas, la velocidad de giro máxima en el árbol de entrada será de 6000 rpm, mientras que en operaciones continuas no se superará la velocidad nominal de 3400 rpm. Operación cíclica se entiende como cualquier operación cuyo ciclo no supere los 20 minutos de duración o la suma de operaciones no supere el 60%

### III. Desarrollo del trabajo

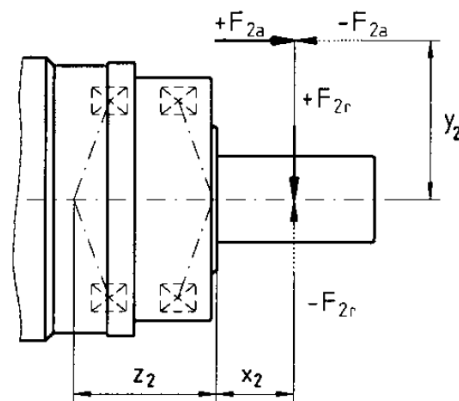
---

de la vida útil de la reductora. Si se superan estos valores se considerará operación continua.

La fuerza axial máxima que puede soportar la reductora en el árbol de salida ( $F_{2A_{Max}}$ ) es de 1900 N, según el catálogo de reductores de Wittentein Alpha [13] esta se situara paralela al eje de salida y puede tener una desviación axial respecto al centro del eje.

La fuerza radial máxima que puede soportar en el árbol de salida ( $F_{2R_{Max}}$ ) es de 2400 N. Si no se indica lo contrario, esta se situará por defecto en el centro de la sección del árbol donde se encuentra la chaveta.

Los valores máximos de fuerza axial y radial se han calculado para un régimen de giro de 100 rpm en el árbol de salida.



**Figura 40.** Localización de las fuerzas axiales y las fuerzas radiales sobre el árbol de salida. [13]

Solo se proporciona los valores de fuerza axial y fuerza radial máximos en el árbol de salida puesto que suele estar acoplado a correas o cadenas. El árbol de entrada, al estar acoplado directamente al motor, no está sometido a cargas axiales ni radiales. En el caso de que hubiera, estas estarían provocadas por vibraciones y sus valores se podrían considerar despreciables frente a las cargas que sufre el árbol de salida.

## III. Desarrollo del trabajo

---

### III.8.2. Confiabilidad de la reductora.

Para poder calcular los factores de seguridad a estática y a fatiga que se han empleado en el diseño de la reductora, se debe conocer previamente la confiabilidad de la máquina.

La confiabilidad es un índice que indica la probabilidad de que una máquina funcione correctamente bajo condiciones determinadas de funcionamiento. Una máquina con una confiabilidad alta tiene una probabilidad de fallo baja.

A la hora de diseñar maquinaria, un índice elevado de confiabilidad indica que se está realizando un diseño conservador, con unos índices de seguridad altos. Evidentemente, un índice elevado de confiabilidad eleva el coste del producto diseñado.

En general, los rodamientos suelen ser el elemento mecánico que más afecta de forma directa a la vida útil de la máquina donde van montados. Al ser un componente con elementos móviles en su interior, cualquier carga afecta directamente a su rodadura, perjudicando la resistencia frente a la fatiga y al desgaste.

Por tanto, la confiabilidad de la reductora se calculará a través de la vida útil de los rodamientos.

#### III.8.2.1. Cálculo de la confiabilidad.

El fabricante de los rodamientos de la reductora, en este caso SKF, suministra en su catálogo de productos una guía que muestra la vida útil en horas de distinta maquinaria industrial.

### III. Desarrollo del trabajo

**Table 9**

<b>Machine type</b>	<b>Specification life Operating hours</b>
Household machines, agricultural machines, instruments, technical equipment for medical use	300 ... 3 000
Machines used for short periods or intermittently: electric hand tools, lifting tackle in workshops, construction equipment and machines	3 000 ... 8 000
Machines used for short periods or intermittently where high operational reliability is required: lifts (elevators), cranes for packaged goods or slings of drums etc.	8 000 ... 12 000
Machines for use 8 hours a day, but not always fully utilized: gear drives for general purposes, electric motors for industrial use, rotary crushers	10 000 ... 25 000
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000
Machines for continuous 24 hour use: rolling mill gear units, medium-size electrical machinery, compressors, mine hoists, pumps, textile machinery	40 000 ... 50 000
Wind energy machinery, this includes main shaft, yaw, pitching gearbox, generator bearings	30 000 ... 100 000
Water works machinery, rotary furnaces, cable stranding machines, propulsion machinery for ocean-going vessels	60 000 ... 100 000
Large electric machines, power generation plant, mine pumps, mine ventilator fans, tunnel shaft bearings for ocean-going vessels	> 100 000

**Figura 41.** Guía de vida útil de rodamientos según el tipo de máquina. [20]

Para averiguar la confiabilidad, se calculará la vida de los rodamientos bajo las condiciones de trabajo de la reductora. Para el cálculo se emplearán distintos índices de confiabilidad hasta dar con aquel que proporcione una vida útil de los rodamientos que se ajuste al intervalo proporcionado en la guía suministrada por el fabricante.

### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.8.2.2. Vida útil de los rodamientos.

Los parámetros que más influyen en la vida del rodamiento son las cargas axiales, las cargas radiales, la velocidad de giro y la lubricación de estos.

Las características de la reductora se ajustan a la tipología 4 de la Figura 41, por lo que los rodamientos montados en esta deben tener una vida útil mínima de 10000 horas.

Con lo que respecta a cargas, la vida de los rodamientos se calculará con las cargas axiales y radiales máximas que el árbol puede soportar. Estas vienen indicadas en la Tabla 5.

Respecto al tipo de lubricación empleado en los rodamientos, estos están lubricados de por vida mediante grasa de litio con base de aceite mineral. Castrol, el fabricante de la grasa, no proporciona información acerca de su viscosidad. El catálogo de rodamientos SKF, recomienda grasa con una viscosidad de 220 mm<sup>2</sup>/s, pero no lo acaba de confirmar. Este parámetro se tendrá que estudiar durante el cálculo de los rodamientos.

La duración de los rodamientos se calculará mediante KYSSsys según el método de duración de vida modificada DIN ISO 281 ( $L_{NMH}$ ). Se trata de un método basado en el cálculo de vida básica ( $L_{10H}$ ) pero más preciso puesto que tiene en cuenta la lubricación y limpieza de los rodamientos.

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 n} \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

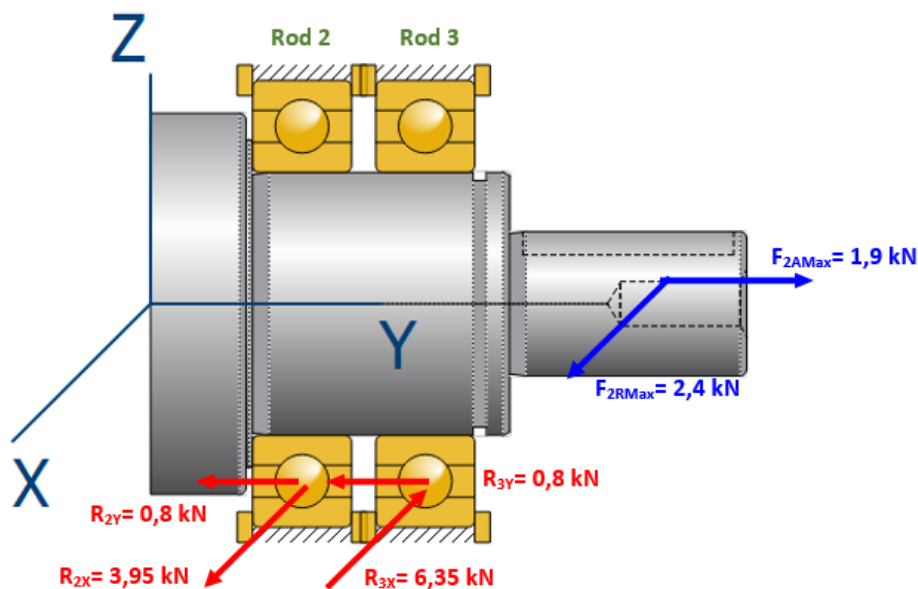
$$L_{NMH} = a_1 a_{ISO} L_{10H}$$

Donde  $n$  es el régimen de giro en rpm.  $C$  es el índice dinámico de carga básico en kN,  $P$  es la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento a analizar en kN,  $p$  es un exponente cuyo valor para rodamientos de bolas es 3,  $a_1$  es el factor de ajuste para la confiabilidad y  $a_{ISO}$  es un factor que tiene en cuenta la lubricación y limpieza. Estos factores se pueden calcular u obtener a través del catálogo de rodamientos SKF y sus valores dependen a su vez de otros factores.

### III. Desarrollo del trabajo

La reductora tiene seis rodamientos, uno fijo colocado en el árbol de entrada, dos fijos colocados sobre el árbol de salida y tres rodamientos de agujas montados sobre los ejes portasatélites. En el cálculo, los rodamientos determinantes serán los dos colocados sobre el árbol de salida, puesto que están sometidos a las cargas radiales y axiales.

Para realizar el cálculo, se comenzará por calcular las reacciones sobre los rodamientos de la reductora. Para ello, se tomará el árbol de salida como una viga biapoyada. La fuerza radial se colocará en sentido positivo del eje Y, simulando la tensión de una correa colocada horizontalmente. La fuerza axial se colocará en sentido positivo del eje X. Ambas cargas se encontrarán localizadas en el centro de la chaveta.



**Figura 42.** Representación detallada de las fuerzas de acción y reacción sobre el árbol de salida. (Fuente propia)

Respecto al árbol de entrada, este no está sometido a cargas radiales ni axiales significantes.

Las cargas sobre los ejes portasatélites se pueden ver calculadas en la Figura 62, para su cálculo se simplificará a una viga empotrada.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Calculadas las reacciones se puede calcular la carga dinámica equivalente ( $P$ ) de cada rodamiento y entonces calcular la vida básica y vida modificada. Este cálculo se repetirá para distintos valores de confiabilidad hasta dar con el resultado que más se ajuste al establecido.

Para el cálculo de la vida modificada de los rodamientos, el régimen de giro del árbol de salida es de 100 rpm, este es el valor establecido en el catálogo para el cálculo de las fuerzas radiales y axiales máximas.

#### III.8.2.2. Resultados.

**Tabla 25.** Resultados de la vida útil para los rodamientos de la reductora con distintas confiabilidades y métodos de cálculo.

Rodamiento	Marca	Modelo	Confiabilidad 90%		Confiabilidad 95%		Confiabilidad 99%	
			$L_{10H}$ (h)	$L_{NMH}$ (h)	$L_{10H}$ (h)	$L_{NMH}$ (h)	$L_{10H}$ (h)	$L_{NMH}$ (h)
1	SKF	6008-2Z	>1000000	>1000000	>1000000	>1000000	>1000000	>1000000
2	SKF	6008-2RS1	15280	113677	9779	72753	3820	28419
3	SKF	6008-2RS1	3662	12592	2343	8059	915	3148
4	INA	NK8/12-TV	195	164	125	105	49	41

Como se puede observar en la Tabla 25, se ha realizado el cálculo de vida básica y modificada todos los rodamientos de la reductora. Además, se ha realizado el cálculo para tres confiabilidades distintas.

El rodamiento 1 hace referencia al montado sobre el árbol de entrada, mientras que el rodamiento 2 y 3 van montados sobre el árbol de salida. El rodamiento 4 es el que va montado sobre los ejes portasatélites, en total hay tres y todos están sometidos a la misma carga.

Se puede ver que la vida básica calculada se diferencia mucho de la calculada mediante el método de vida modificada DIN ISO 281 por lo que, de haber empleado el método básico, no hubiera sido posible realizar el cálculo correctamente.

### III. Desarrollo del trabajo

---

También se aprecia como disminuye la vida útil del rodamiento conforme se aumenta la confiabilidad de diseño, reduciéndose en un 75% la vida útil al pasar de una confiabilidad del 90% al 99%.

De los tres rodamientos montados sobre los árboles, el rodamiento 3 es el más afectado por la carga radial. Esto tiene sentido en el diseño de la reductora puesto que se ha colocado a propósito para absorber las cargas a la salida del árbol y proteger el tren epicicloidal de deflexiones.

El rodamiento 1, al no estar sometido a cargas, su vida es prácticamente infinita según los cálculos. Cabe mencionar que este rodamiento se verá afectado por otros factores como la temperatura de servicio, puesto que al encontrarse sobre el árbol de entrada este tiene un régimen de giro 5 veces superior al de salida.

Respecto al rodamiento 4, se puede observar que presenta una vida prácticamente nula en comparación con el resto. Al no tratarse de un rodamiento como tal, sino que las agujas están directamente montadas entre el eje y el engranaje, el software KISSsys empleado no permite representar este tipo de configuración, por lo que en el modelo se ha debido de sustituir por un rodamiento de agujas con pista interior y exterior INA NK8/12-TV, para poder ejecutar el resto de los cálculos. Esto ha causado, que los resultados no sean reales, debido a que el tamaño de las agujas empleadas dentro del rodamiento sustituto, son mucho más pequeñas que las reales. Por tanto, el rodamiento 4 no podrá tener en cuenta para la obtención de la confiabilidad de la máquina.

De los cálculos realizados se puede concluir que la confiabilidad de diseño de la reductora es del 90% puesto que el rodamiento 3, el de menor vida útil de los calculados, presenta una vida útil de 12592 horas cumpliendo el intervalo de horas establecido en la Figura 41.

Los cálculos también se han realizado variando las direcciones y sentidos de la carga axial y radial, los resultados no han variado prácticamente nada frente a los presentados en la Tabla 25.



### III. Desarrollo del trabajo

---

Cabe mencionar, que se ha debido de aumentar la viscosidad de la grasa en los rodamientos a 680 mm<sup>2</sup>/s puesto que con la viscosidad inicialmente establecida no era suficiente para que los rodamientos pudieran resistir las horas deseadas. La temperatura del lubricante en la simulación ha sido de +40°C, se trata de un término medio entre el intervalo de funcionamiento de la máquina de -15°C a +90°C.

#### III.8.2.4. Factor de seguridad de los rodamientos

A parte del cálculo de la vida útil de los rodamientos, se ha podido comprobar el factor de seguridad a estática de cada uno de ellos para las cargas máximas utilizadas.

**Tabla 26.** Seguridad a fluencia de los rodamientos para las condiciones límite de funcionamiento de la reductora y una confiabilidad del 90 %.

	<b>Seguridad a fluencia (<math>n_f</math>)</b>
Rodamiento 1 (SKF 6008-2Z)	>100
Rodamiento 2 (SKF 6008-2RS1)	2,94
Rodamiento 3 (SKF 6008-2RS1)	1,83
Rodamiento 4 (INA NK8/12-TV)*	1,30

De la misma manera que la vida útil, se puede observar en la Tabla 26 que el rodamiento más afectado por las cargas es el rodamiento 3. Al realizar el cálculo en el software KISSsys, ha aparecido una advertencia avisando que el factor de seguridad a fluencia es muy reducido. Este se ha comparado con el catálogo de rodamientos de SKF y está por encima del establecido por el fabricante.

### III. Desarrollo del trabajo

**Table 11**

Guideline values for the static safety factor $s_0$								
Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

**Figura 43.** Guía de factores de seguridad a fluencia mínimos que deben de cumplir los rodamientos de bolas en función de las condiciones de servicio. [20]

Considerando un uso normal durante su operación, el factor de seguridad a fluencia se cumple.

### III. Desarrollo del trabajo

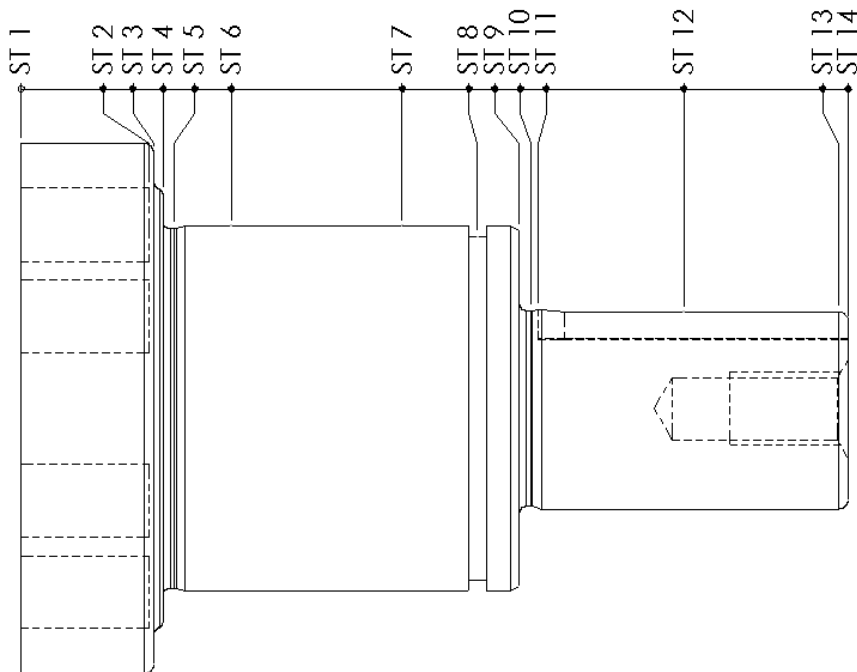
#### III.8.3. Análisis del árbol de salida.

Este apartado se centrará en analizar el diseño del árbol de salida de la reductora. Primero se establecerán las secciones críticas del árbol y parámetros de la simulación, y a continuación se realizarán los cálculos para la obtención de los coeficientes de seguridad a estática y a fatiga del árbol.

Puesto que el árbol de salida es el árbol crítico de la reductora, por sus características de funcionamiento, se va a realizar el cálculo de los coeficientes de seguridad a fluencia y a fatiga de forma manual para poder contrastarlo con los resultados del programa. Además, permitirá explicar y profundizar en las metodologías de cálculo que se emplean en el estudio de árboles de transmisión.

##### III.8.3.1. Secciones críticas del árbol de salida.

Por secciones críticas se hace referencia a todas aquellas secciones que puedan ser determinantes en el diseño del árbol, ya sea por su tamaño o geometría. En este caso se han marcado inicialmente catorce secciones que se intuye que puedan ser importantes a la hora de realizar el análisis.



**Figura 44.** Secciones críticas del árbol de salida de la reductora. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

**Tabla 27.** Criterio de selección y localización de las secciones críticas del árbol de salida.

Designación	Referencia	Localización (mm)
ST 1	Inicio del árbol.	0
ST 2	Final de los taladros realizados para los ejes portasatélites. Concentrador de tensiones.	14
ST 3	Escalón exterior, concentrador de tensiones.	14,5
ST 4	Escalón exterior y apoyo del rodamiento 2. Debido al cambio de sección y la entalladura DIN 509, se trata de un concentrador de tensiones.	15,5
ST 5	Entalladura DIN 509. Concentrador de tensiones.	16,76
ST 6	Apoyo del rodamiento 2. Punto de interés para el cálculo de la deflexión y rigidez del árbol.	23
ST 7	Apoyo del rodamiento 3. Punto de interés para el cálculo de la deflexión y rigidez del árbol.	41,7
ST 8	Centro de la ranura para el anillo circlip. Zona de interés debido que se encuentra cercana al rodamiento 3 y tiene un elevado momento flector.	49,95
ST 9	Escalón exterior. Debido al cambio de sección y la entalladura DIN 509, se trata de un concentrador de tensiones.	54,5
ST 10	Entalladura DIN 509. Concentrador de tensiones.	55,78
ST 11	Inicio del chavetero. Reducción de la sección y concentrador de tensiones.	57
ST 12	Centro del chavetero. Salida de potencia y concentrador de tensiones.	72,5
ST 13	Final del chavetero y de salida de potencia. Sección muy pequeña debido al contrapunto.	89,5
ST 14	Final del árbol de salida.	90,5

Las secciones críticas se han denominado bajo las siglas “ST” de sección transversal. Se trata del nombre que les ponen el programa de cálculo KISSsys por defecto.

#### III.8.3.2. Parámetros del cálculo.

Para la realización de los cálculos del árbol de salida, se aplicarán las cargas máximas que este puede soportar según lo indicado en los datos técnicos de la reductora. El cálculo se realizará con el par de parada de emergencia ( $T_{2Not}$ ) de 190 Nm y se aplicaran sobre el chavetero las cargas radiales y axiales máximas de 2400 N ( $F_{2RMax}$ ) y 1900 N ( $F_{2AMax}$ ) respectivamente. Esto permitirá analizar el árbol en

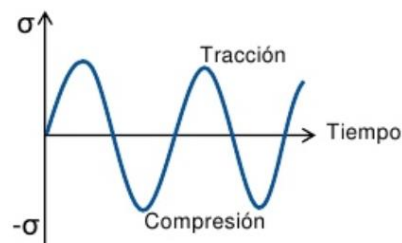
### III. Desarrollo del trabajo

---

condiciones extremas y averiguar el motivo por el cual el fabricante de la maquina no recomienda superar estos valores.

Los cálculos se realizarán con una confiabilidad del 90%, obtenida a través del cálculo de los rodamientos de la reductora.

Para el cálculo a fatiga, tanto manual como mediante KISSsoft, los esfuerzos de tracción/compresión, torsión y fuerzas transversales se considerarán constantes y no provocarán fatiga sobre el árbol. Los esfuerzos de flexión causados en este caso por la carga radial colocada en el centro de la chaveta se considerarán como fatiga alternante o alternativa sobre el árbol.



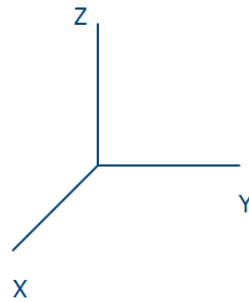
**Figura 45.** Diagrama de fatiga alternativa.

Igual que para el cálculo de la vida de los rodamientos, la dirección de la carga radial será la del sentido positivo del eje X, simulando la colocación horizontal de una correa. La fuerza axial se colocará en sentido positivo del eje Y, aplicando un esfuerzo de tensión constante sobre gran parte del árbol. Se ha optado por un esfuerzo de tracción sobre el árbol puesto que los aceros tienen menor resistencia a la rotura cuando estos están sometidos a esfuerzos de tracción en comparación con los esfuerzos de compresión.

Para el cálculo manual del árbol se empleará el mismo sistema de referencia que utiliza KISSsoft. Esto evitara problemas a la hora de realizar los calculo y comparar resultados.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 46.** Sistema de ejes de referencia empleado para el realizar el cálculo manual y mediante KISSsys. (Fuente KISSsys)

#### III.8.3.3. Cálculo manual del árbol de salida.

En el árbol de salida, la torsión entra mediante los ejes portasatélites. La torsión ( $T_{2Not}$ ) se encuentra en el plano XZ y su introducción en el árbol tendrá sentido horario. La fuerza axial ( $F_{2AMax}$ ) se sitúa en el centro del chavetero y en sentido positivo del eje Y, sometiendo a un esfuerzo de tracción al árbol desde el centro del chavetero hasta el apoyo del rodamiento 2, el cual absorbe la carga. La fuerza radial ( $F_{2RMax}$ ) se encuentra colocada en sentido positivo del eje X, generara un momento flector en el plano XY sobre el apoyo del rodamiento 3 y un esfuerzo cortante sobre el árbol.

##### III.8.3.3.1. Cálculo de las reacciones y diagramas de esfuerzos.

Se comenzará por calcular las reacciones en lo apoyos causadas por la fuerza axial, para ello se tratará al árbol como una viga biapoyada y se aplicaran las ecuaciones de equilibrio sobre este. En la Figura 42 se puede ver la representación gráfica simplificada de las cargas y las reacciones.

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0; R_{2x} - R_{3x} + 2400 = 0 \\ \sum M_{2x} &= 0; R_{3x} \cdot 18,7 - 2400 \cdot 49,5 = 0 \rightarrow R_{3x} = \frac{2400 \cdot 49,5}{18,7} = 6352,94 \text{ N} \\ R_{2x} &= R_{3x} - 2400 = 6352,94 - 2400 = 3952,94 \text{ N}\end{aligned}$$

### III. Desarrollo del trabajo

---

Calculadas las reacciones, se pueden calcular los diagramas de momentos flectores y cortantes del plano XY. Para calcular los momentos flectores de cada sección crítica se deben establecer las fórmulas de cálculo para cada tramo del árbol.

Hay tres tramos distintos, el primero comienza en el inicio del árbol y acaba en el apoyo del rodamiento 2. El segundo se encuentra entre los apoyos de los dos rodamientos. El tercero va desde el apoyo del rodamiento 3 al centro del chavetero. Solo el segundo y tercer tramo están sometidos a momentos flectores.

**Tramo 1 (Rodamiento 2 – Rodamiento 3)**  $\rightarrow M_{xy} = -2400x + 6952,94(x - 30,8)$   
Donde  $x$  es la distancia desde el apoyo del rodamiento 3 hasta la sección crítica a analizar ( $0 \leq x \leq 18,7$ ).

**Tramo 2 (Rodamiento 3 – Centro del chavetero)**  $\rightarrow M_{xy} = -2400x$   
Donde  $x$  es la distancia entre el centro del chavetero hasta la sección crítica a analizar ( $0 \leq x \leq 30,8$ ).

A continuación, se muestra una tabla con el valor del momento flector para cada sección crítica del árbol de salida. Con los resultados obtenidos se podrá realizar el diagrama de momentos flectores en el plano XY.

**Tabla 28.** Momento flector en el plano XY del árbol de salida.

Designación	Localización (mm)	Momento flector plano XY (Nm)
ST 1	0	0
ST 2	14	0
ST 3	14,5	0
ST 4	15,5	0
ST 5	16,76	0
ST 6	23	0
ST 7	41,7	73,92
ST 8	49,95	54,12
ST 9	54,5	43,20
ST 10	55,78	40,13
ST 11	57	37,20
ST 12	72,5	0
ST 13	89,5	0
ST 14	90,5	0

### III. Desarrollo del trabajo

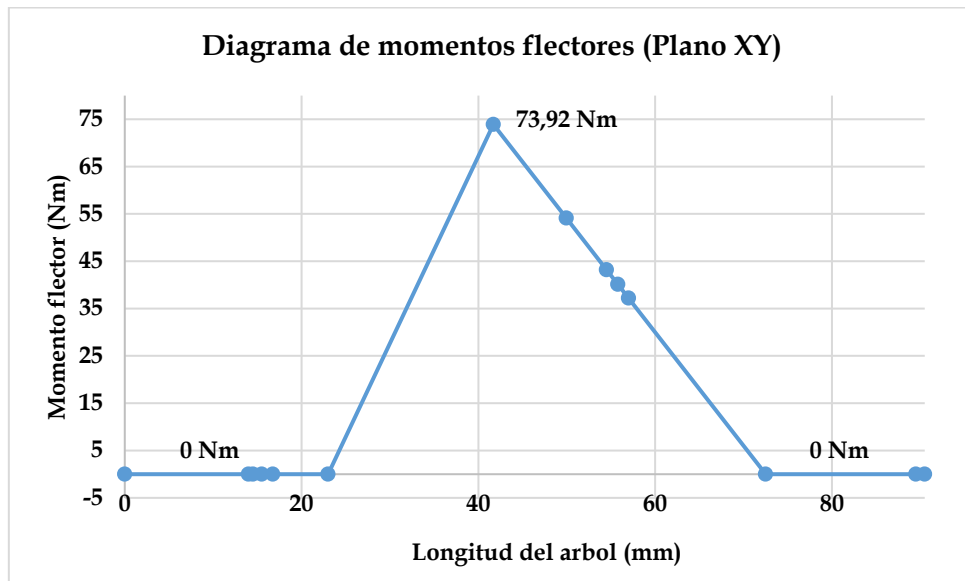


Figura 47. Diagrama de momentos flectores en el plano XY del árbol de salida. (Fuente propia)

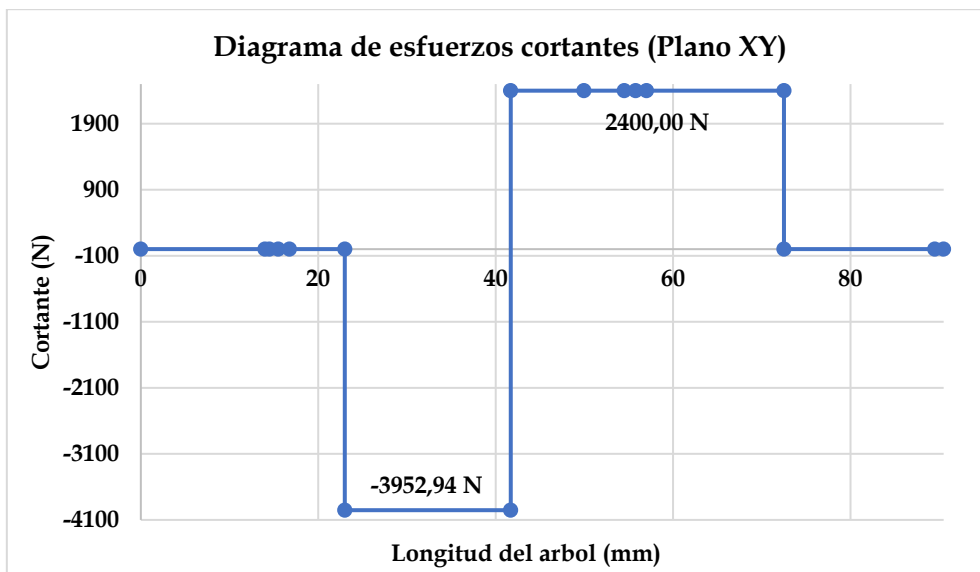


Figura 48. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY del árbol de salida. (Fuente propia)



### III. Desarrollo del trabajo

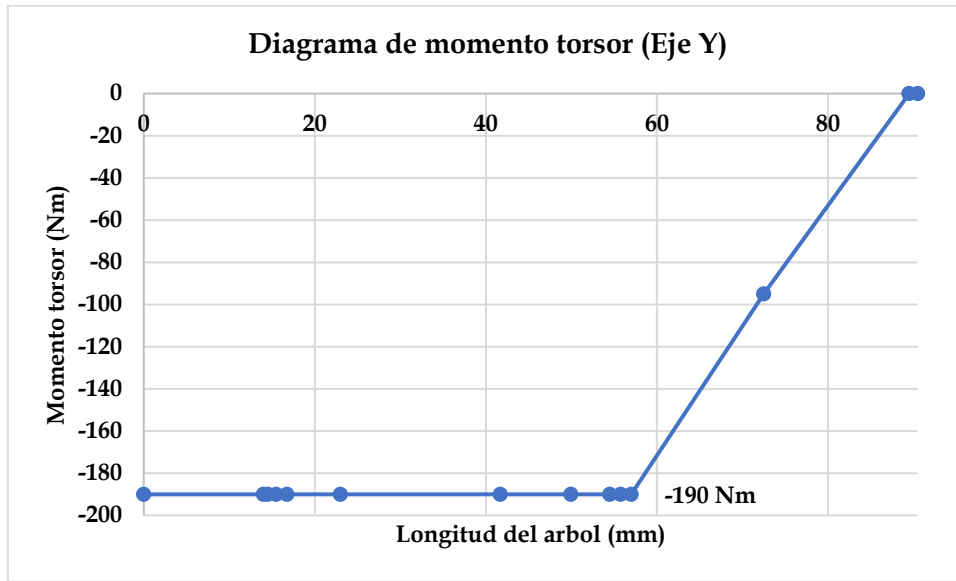


Figura 49. Diagrama de momento torsor en el eje Y del árbol de salida. (Fuente propia)

#### III.8.3.3.2. Cálculo manual del factor de seguridad a fluencia.

Para el cálculo del factor de seguridad estático de las secciones críticas, se debe calcular la tensión equivalente de Von Mises para cada sección y compararla con la resistencia a fluencia del acero empleado para la fabricación del árbol.

$$\eta_f = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

Donde  $S_0$  es el factor de seguridad a fluencia,  $S_y$  es la resistencia a fluencia del acero del árbol y  $\sigma_{eq}$  es la tensión equivalente de Von Mises.

La resistencia a fluencia del acero C45 empleado en el árbol es de 490 MPa.

La tensión equivalente de Von Mises se trata de un método el cual transforma todos los estados tensionales que puede sufrir un determinado volumen de control, y los simplifica en una tensión de tracción. Esta entonces se puede comparar con la resistencia a la fluencia del material y comprobar que esta no se supera.

$$\sigma_{eq} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(M_f + \frac{F_{AX} \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} T^2}$$

### III. Desarrollo del trabajo

Donde  $M_f$  es el momento flector resultante,  $F_{AX}$  es esfuerzo axial resultante y  $T$  el momento torsor resultante sobre la sección a analizar. En este caso, al solo haber momentos de flexión en el plano  $XY$ , estos serán directamente los momentos flectores resultantes. El cálculo se realizará directamente en MPa, por tanto, los valores a introducir serán Newtons y milímetros.

En la siguiente tabla se pueden ver los resultados para el cálculo manual del factor de seguridad a fluencia de las distintas secciones transversales. Para realizar los cálculos los valores se introducirán sin signo excepto los esfuerzos axiales de tracción y compresión.

**Tabla 29.** Resultados del factor de seguridad a fluencia del árbol de salida calculados manualmente.

Designación	Diámetro de la sección (mm)	Momento flector resultante (Nmm)	Esfuerzo axial (N)	Momento torsor (Nmm)	Tensión equivalente Von Mises (MPa)	Factor de seguridad a fluencia ( $n_f$ )
ST 1	58	0	0	190000	8,59	57,04
ST 2	57,73	0	0	190000	8,71	56,25
ST 3	49,83	0	0	190000	13,55	36,17
ST 4	40,99	0	800	190000	24,34	20,13
ST 5	39,39	0	800	190000	27,42	17,87
ST 6	40	0	800	190000	26,23	18,68
ST 7	40	73920	800	190000	29,36	16,69
ST 8	37,5	54120	1900	190000	34,03	14,40
ST 9	23	43200	1900	190000	143,65	3,41
ST 10	21,4	40128	1900	190000	177,36	2,76
ST 11	22	37200	1900	190000	162,55	3,01
ST 12	22	0	1900	95000	78,86	6,21
ST 13	22	0	0	0	0,00	Infinito
ST 14	20	0	0	0	0,00	Infinito

Se puede observar que la zona cercana al segundo cambio de sección e inicio del chavetero es donde se encuentran los coeficientes de seguridad a fluencia más bajos. Esto se debe a que es el tramo con las secciones de árbol más pequeñas y todos los distintos esfuerzos de tracción, flexión y torsión coinciden.

### III. Desarrollo del trabajo

---

III.8.3.3.3. *Cálculo manual de los factores de seguridad a fatiga de las secciones críticas 9 y 10.*

Debido a que el cálculo manual del factor de seguridad es un proceso complejo y largo. En este apartado se procederá a calcular manualmente el factor de seguridad de las secciones críticas 9 y 10 (ST 9 y ST 10).

La sección crítica 9 se encuentra en un cambio de sección sobre el árbol, por lo que se trata de un concentrador de tensiones que puede ser perjudicial en la resistencia a fatiga del árbol.

La sección crítica 10 es la sección con el menor factor de seguridad a fluencia de todo el árbol, por lo que conviene estudiar su resistencia a la fatiga.

Los factores de seguridad a fatiga se calcularán según el método de Goodman. Entre los métodos existentes como el de Soderberg, Gerber o el de la elipse ASME, se trata del método más sencillo de emplear a mano y a su vez, presenta resultados bastante precisos.

El método de Goodman básico se basa en el límite de resistencia a la fatiga y la resistencia a rotura en tracción del material para el cálculo del coeficiente de seguridad.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \leq \frac{1}{\eta_e}$$

Donde  $S_e$  es el límite de resistencia a la fatiga corregido,  $S_{ut}$  es la resistencia a la rotura en tracción,  $\sigma_a$  es la tensión equivalente alternante y  $\sigma_m$  es la tensión equivalente media.

La resistencia a la rotura ( $S_{ut}$ ) en tracción del acero C45 empleado en el árbol es de 700 MPa.

La tensión equivalente media y alternante se calculan mediante Von Mises, de la misma manera que se ha calculado para los factores de seguridad a fluencia. La única diferencia entre las dos es que en una se colocaran los esfuerzos alternantes (los que generan fatiga) mientras que en la otra se colocaran los esfuerzos constantes.

### III. Desarrollo del trabajo

---

El límite de resistencia a la fatiga es la tensión máxima puramente alternante que se puede aplicar a una pieza para que tenga una vida ilimitada. Este valor se obtiene bajo unas condiciones de trabajo concretas e ideales, esto hace que no se pueda aplicar directamente sobre la pieza a calcular puesto que esta no se encuentra en las mismas condiciones de trabajo. Por ello, este valor se debe de corregir mediante una serie de factores que dependen de las características de diseño y servicio de la máquina. Aplicados los factores, este índice pasa a llamarse límite de resistencia a la fatiga corregido ( $S_e$ ), y se obtiene a partir de la siguientes formula:

$$S_e = C_{ACABADO} \cdot C_{TAMAÑO} \cdot C_{CARGA} \cdot C_{CONFIABILIDAD} \cdot C_{TEMPERATURA} \cdot S_e'$$

$C_{ACABADO}$  es el factor de acabado y depende de la rugosidad superficial utilizada sobre la pieza o sección a analizar, se calcula con la siguiente formula:

$$C_{ACABADO} = a S_{ut}^b$$

Donde  $a$  y  $b$ , son coeficientes que se extraen directamente de una tabla (Figura 50):

Proceso de fabricación	a en Mpa	b
Rectificado (de N6 a N5)	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío (de N9 a N7)	4.51	-0.265
Laminado en caliente (N10)	57.7	-0.718
Forjado, fundición (N12)	272.0	-0.995

**Figura 50.** Coeficientes para el cálculo del factor de acabado. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas).

$C_{TAMAÑO}$  es el factor de tamaño, para arboles con un diámetro entre 8 milímetros y 250 milímetros se calcula con la siguiente formula:

$$C_{TAMAÑO} = 1,189d^{-0.097}$$

Donde la "d" es el diámetro más pequeño de la sección analizada.

$C_{CARGA}$  es el factor de carga. Para piezas que trabajan a flexión, el factor se considera 1.

### III. Desarrollo del trabajo

---

$C_{CONFIABILIDAD}$  es el factor de confiabilidad, se extrae de la siguiente tabla (Figura 51):

Confiabilidad	$C_{confiabilidad}$
50%	1.00
90%	0.897
95%	0.87
99%	0.814
99.9%	0.753
99.99%	0.702
99.999%	0.659

**Figura 51.** Coeficientes para el cálculo del factor de confiabilidad. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas).

$C_{TEMPERATURA}$  es el factor de temperatura, para maquinas que operen entre los 0° y los 450° grados Celsius, se considera 1.

$S_e'$  es el limite de resistencia a la fatiga sin corregir. Para aceros con una resistencia a la rotura en tracción ( $S_{ut}$ ) de menor o igual que 1400 MPa se calcula de la siguiente forma:

$$S_e' = 0,504 \cdot S_{ut}$$

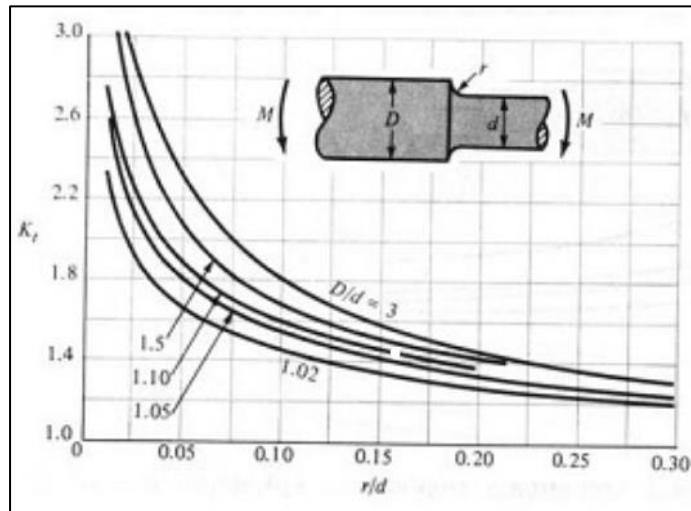
Una vez calculado el límite de resistencia a la fatiga corregido ( $S_e$ ), falta por aplicar el factor de concentrador de tensiones ( $K_f$ ), este depende del tipo de fatiga al que está sometida la pieza y de la geometría de la sección.

En este caso, la fatiga a la que está sometida el árbol es de flexión. De las dos secciones a analizar, la sección crítica 9 (ST 9) es un escalón en el árbol con una entalladura circunferencial. El factor concentrador de tensiones se puede calcular a través de la ecuación de Neuber:

$$K_f = 1 + q(Kt - 1)$$

### III. Desarrollo del trabajo

Donde ( $K_t$ ) es el factor de concentración de esfuerzos geométricos, el cual se obtiene de tablas en función del tipo de fatiga y geometría de la sección. Solo se presentará la forma de cálculo de este factor para la geometría de las secciones a analizar y el tipo particular de fatiga al que están sometidas, puesto que hay muchas variantes según la tipología.



**Figura 52.** Diagrama para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos geométricos para arboles con un cambio de sección y sometidos a un momento flector. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas).

De la ecuación de Neuber, la  $q$  se obtiene de la siguiente formula:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Donde la  $r$  es el radio de entalla en milímetros y la  $\sqrt{a}$  es un coeficiente que se calcula para aceros de la siguiente forma:

$$\sqrt{a} = -0,32865 + 34,5452 \cdot S_{ut}^{-0,60997}$$

Respecto a la sección crítica 10 (ST 10), esta se trata de una sección sin variación de geometría, por lo que el factor concentrador de tensiones ( $K_t$ ) es igual a 1.

### III. Desarrollo del trabajo

No se va a profundizar en el desarrollo ni el proceso de obtención de los distintos factores necesarios para realizar el cálculo a fatiga puesto que no se trata del objetivo de este trabajo y su explicación es muy compleja.

Definidos los pasos para el cálculo de los factores de seguridad de las secciones críticas 9 y 10. Se procederá a mostrar una tabla resumen con los calculo realizados para la obtención del límite de resistencia a la fatiga corregido para ambas secciones:

**Tabla 30.** Calculo manual de los factores empleados para obtener manualmente los factores de seguridad a fatiga de las secciones críticas 9 y 10 del árbol de salida.

Cálculo de factores	
Factor de acabado.	$C_{ACABADO} = 1,58 \cdot 700^{-0,085} = 0,9054$
Factor de tamaño.	$C_{TAMAÑO} = 1,189 \cdot 40^{-0,097} = 0,8313$
Factor de confiabilidad.	$C_{CONFIABILIDAD}(90\%) = 0,897$
Factor de carga.	$C_{CARGA} = 1$
Factor de temperatura.	$C_{TEMPERATURA} = 1$
Límite de resistencia a la fatiga sin corregir.	$S_e' = 0,504 \cdot 700 = 352,8 \text{ MPa}$
Límite de resistencia corregido.	$S_e = 352,8 \cdot 0,9054 \cdot 0,8313 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1 = 238,19 \text{ MPa}$
<b>Sección crítica 9 (ST 9)</b>	
Factor concentrador de tensiones.	$K_f = 1 + 0,764842 \cdot (2,3 - 1) = 1,9942$
Factor concentrador de esfuerzos geométricos.	$K_t = 2,3$
Coeficiente.	$q = 0,764842$
Factor concentrador de tensiones con flexión	$S_{e \text{ K FLEXION}} (ST 9) = \frac{238,19}{1,9942} = 119,43 \text{ MPa}$
<b>Sección crítica 10 (ST 10)</b>	
Factor concentrador de tensiones.	$K_f = 1$
Factor concentrador de tensiones con flexión	$S_{e \text{ K FLEXION}} (ST 10) = S_e = 238,19 \text{ MPa}$

Obtenido el límite de resistencia a la fatiga corregido, se procede a calcular el factor de seguridad a la fatiga.

Se comenzará por introducir en la ecuación de Goodman la ecuación de Von Mises para el cálculo de la tensión equivalente alternante ( $\sigma_a$ ) y media ( $\sigma_m$ ).

### III. Desarrollo del trabajo

$$\frac{1}{\eta_e} \geq \frac{32}{\pi d^3} \left( \frac{\sqrt{\left(M_m + \frac{F_m \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2}}{S_{ut}} + \sqrt{\left(\frac{M_a}{S_{eKFLEXION}} + \frac{F_a \cdot d}{8 \cdot S_{eKAXIAL}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_a}{S_{eKTORSION}}\right)^2} \right)$$

En el caso de estudio, solo se tiene flexión alternativa, esfuerzo axial constante y par torsor constante, por lo que el resto de los estados tensionales que aparecen en las fórmulas se retiran, simplificándola.

$$\frac{1}{\eta_e} \geq \frac{32}{\pi d^3} \left( \frac{\sqrt{\left(\frac{F_m \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2}}{S_{ut}} + \frac{M_a}{S_{eKFLEXION}} \right)$$

Por último, se despeja el factor de seguridad para su cálculo.

$$\eta_e \leq \frac{\pi d^3}{32} \left( \frac{\sqrt{\left(\frac{F_m \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2}}{S_{ut}} + \frac{M_a}{S_{eKFLEXION}} \right)^{-1}$$

**Tabla 31.** Factores de seguridad a fatiga calculados manualmente para las secciones críticas 9 y 10 del árbol de salida.

Designación	d (mm)	F <sub>m</sub> (N)	T <sub>m</sub> (Nmm)	M <sub>a</sub> (Nmm)	S <sub>ut</sub> (MPa)	S <sub>eKFLEXION</sub> (MPa)	n <sub>e</sub>
ST 9	22	1900	190000	43200	700	119,43	1,751
ST 10	21,4	1900	190000	40128	700	238,19	2,384



### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.8.3.4. Cálculo del árbol de salida mediante KISSsoft.

##### III.8.3.4.1. Cálculo de los factores de seguridad a fluencia y a fatiga.

La obtención de los factores de seguridad se hará de la misma manera que para el árbol de entrada.

La confiabilidad a emplear será del 90 % como el resto elementos de la maquina y se introducirá en el programa como un factor multiplicador de las cargas con un valor de 1,1148 para el cálculo estático y de fatiga.

En el caso del árbol de salida, no se ha tenido que añadir cojinetes genéricos para poder realizar los cálculos, puesto que ya va montado sobre dos rodamientos que hacen de apoyos.

**Tabla 32.** Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados mediante KISSsoft para las secciones críticas del árbol de salida.

Designación	Localización (mm)	Factor de seguridad a fluencia KISSsoft ( $n_f$ )	Factor de seguridad a fatiga KISSsoft ( $n_e$ )
ST 1	0	41,44	3436,85
ST 2	14	41,44	41,43
ST 3	14,5	24,3	24,29
ST 4	15,5	14,51	14,51
ST 5	16,76	14,51	14,51
ST 6	23	14,51	14,51
ST 7	41,7	12,94	10
ST 8	49,95	13,54	10,91
ST 9	54,5	2,55	2,11
ST 10	55,78	2,57	2,14
ST 11	57	2,62	2,2
ST 12	72,5	5,52	5,52
ST 13	89,5	Infinito	Infinito
ST 14	90,5	Infinito	Infinito

### III. Desarrollo del trabajo

---

De los resultados obtenidos, se puede apreciar una tendencia en los resultados muy parecida a los cálculos realizados a mano, donde la zona determinante se encuentra en el escalón localizado entre el rodamiento 3 y la chaveta.

Evidentemente, hay una diferencia entre los valores calculados a mano y los obtenidos con KISSsoft, debido a que el cálculo por ordenador es más preciso que el realizado a mano. En el cálculo manual, a la hora de calcular los coeficientes de seguridad a fluencia, todas las secciones se han tomado como áreas circulares, sin tener en cuenta ranuras y secciones huecas.

Analizando los resultados obtenidos en KISSsoft, se puede observar en las secciones críticas de 2 a 6 y de 12 a 14 que el factor de seguridad a fluencia y de fatiga coinciden entre ellos para cada sección individual. Esto se debe a que no son secciones que están sometidas a fatiga, por lo que, al no haber cargas alternantes, la tensión equivalente alternante es cero y no se suma al factor de seguridad a fluencia.

Se puede observar en la sección crítica 1 (ST 1), que el factor de seguridad a fatiga es un número muy elevado, pero no ha sido indicado por el programa como infinito. Esto puede deberse a que los ejes portasatélites pueden estar produciendo una pequeña fatiga sobre el árbol. No acaba de quedar claro el motivo del valor, pero si fuera debido a cargas, al ser un coeficiente de seguridad tan alto se consideraría infinito y las cargas despreciables.

### III. Desarrollo del trabajo

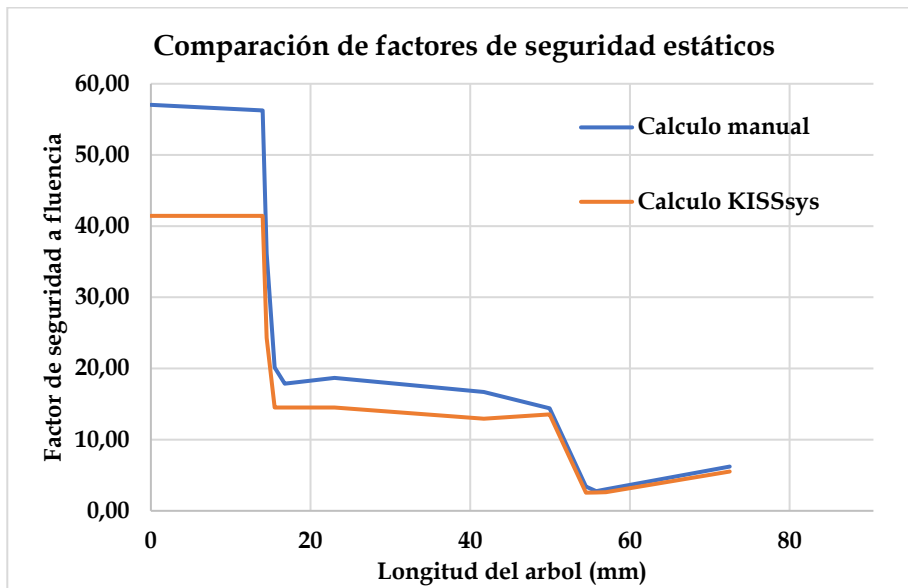


Figura 53. Diagrama comparativo de los factores de seguridad a fluencia calculados manualmente y mediante KISSsoft para el árbol de salida. (Fuente propia)

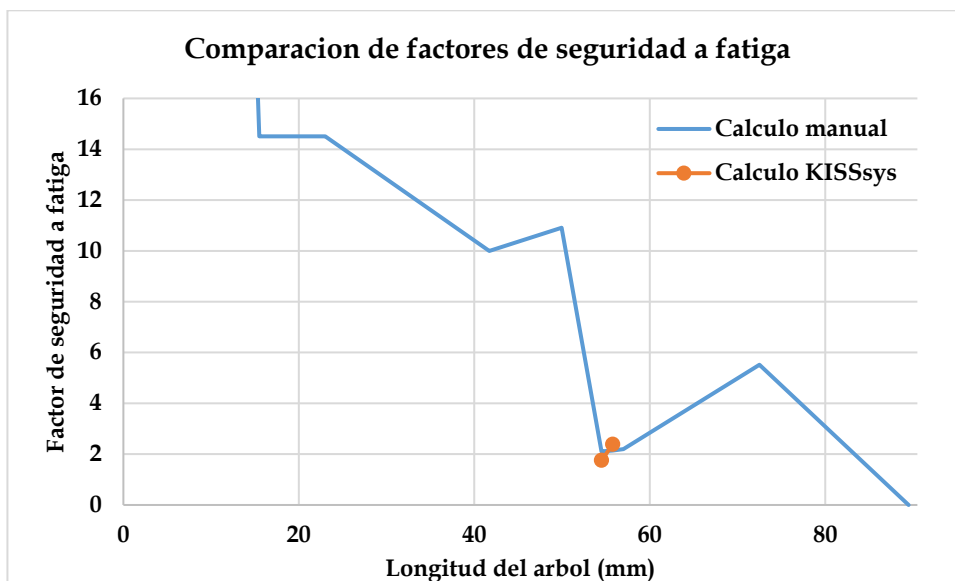


Figura 54. Diagrama comparativo de los factores de seguridad a fatiga calculados manualmente y mediante KISSsoft para el árbol de salida. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

En la Figura 53 se han trazado con los datos calculados una recta que muestra la tendencia del factor de seguridad a fluencia para ambos métodos de cálculo. La diferencia en los resultados obtenidos se puede asociar a la diferencia en exactitud entre los dos métodos.

En la Figura 54 muestra la tendencia de factor de seguridad a fatiga sobre el árbol de entrada, se puede apreciar como el diagrama es muy similar al del factor de seguridad a fluencia puesto que muchas de las secciones críticas, no están sometidas a fatiga. También se han representado los dos valores calculados manualmente, se puede ver que son muy parecidos a los calculados mediante el programa.

#### *III.8.3.4.2. Comprobación de la rigidez.*

Se debe de comprobar la deflexión sobre los distintos componentes montados sobre el árbol de salida, para así asegurarse que estos no se ven perjudicados por las cargas del árbol. En este caso, solo hay que comprobar la deflexión angular en los asientos de los rodamientos.

Los valores permisibles vienen indicados en la Figura 55, esta recomienda deformaciones permisibles para distintos elementos de máquinas.

### III. Desarrollo del trabajo

Tabla Deformaciones permisibles de árboles.

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$ , donde $L$ es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ , donde $h$ es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$ , donde $D$ es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	$\varphi$	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016$ rad
En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05$ rad		
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	$\theta/L$	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Árboles de cardanes de vehículos ( $d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

\* Otras recomendaciones<sup>[4]</sup> indican que:  $y \leq 0.005$  in en los asientos de ruedas dentadas;  $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$ , donde  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que  $y$  en cojinetes de contacto deslizando debe ser menor que el espesor de la película de aceite.

\* El módulo,  $m$ , de una transmisión por ruedas dentadas es un parámetro que define el tamaño de los dientes.

Figura 55. Tabla de deformaciones permisibles para distintos elementos de máquinas. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas).

Para el asiento rodamientos de bolas, la deflexión angular no puede superar los 0,01 radianes.

Para obtener la deflexión angular de los dos rodamientos en KISSsoft, se emplea un punto de documentación que se coloca en el apoyo de cada rodamiento.

$$\varphi_{R2} = 0,5435 \text{ mrad} = 0,0005435 \text{ rad} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\varphi_{R3} = 0,5701 \text{ mrad} = 0,0005701 \text{ rad} \rightarrow \text{Cumple}$$

## III. Desarrollo del trabajo

---

### III.8.4. Análisis del árbol de entrada.

Este apartado se centrará en analizar el diseño del árbol de entrada de la reductora. Primero se establecerán las secciones críticas del árbol y parámetros de la simulación, y a continuación se realizarán los cálculos para la obtención de los coeficientes de seguridad a estática y a fatiga del árbol mediante KISSsoft. Por último, se analizará el ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta introducido en este.

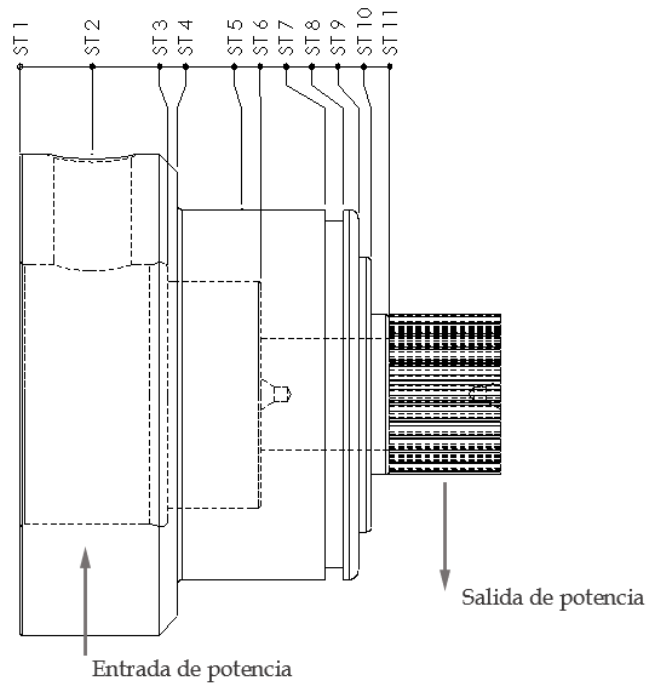
Como se verá más adelante, el árbol de entrada no es el determinante en el diseño de la reductora puesto que este no está sometido a cargas de flexión ni a valores de par tan elevados como el árbol de salida y sus componentes. Sin embargo, presenta ciertas características de diseño y ensamblaje, como por ejemplo el ajuste por interferencia entre el árbol y el engranaje planeta, que hace necesario su análisis.

#### III.8.4.1. Secciones críticas del árbol de entrada.

Se han marcado sobre el árbol todas aquellas secciones que puedan suponer determinantes en su diseño y dimensionado. En total se han marcado once secciones que se intuye que puedan ser importantes para realizar el análisis, estas incluyen cambios de sección, ranuras, taladros y apoyos entre otras.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 56.** Secciones críticas del árbol de entrada de la reductora. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

**Tabla 33.** Criterio de selección y localización de las secciones críticas del árbol de entrada.

Designación	Referencia	Localización (mm)
ST 1	Inicio del árbol.	0
ST 2	Punto central de introducción de la potencia en el árbol, además coincide con el taladro para el torillo prisionero, el cual es un concentrador de tensiones.	8
ST 3	Cambio de sección interior con entalladura. Concentrador de tensiones.	16
ST 4	Escalón exterior. Debido al cambio de sección se produce un concentrador de tensiones.	17
ST 5	Apoyo del rodamiento 1. Punto de interés para el cálculo de la deflexión y rigidez del árbol.	24,5
ST 6	Escalón interior. Debido al cambio de sección se produce un concentrador de tensiones.	26
ST 7	Punto central de salida de la potencia en el árbol, además coincide con el inicio de la ranura para el anillo circlip, el cual es un concentrador de tensiones.	33
ST 8	Final de la ranura para el anillo circlip. Concentrador de tensiones.	35
ST 9	Escalón exterior. Debido al cambio de sección se produce un concentrador de tensiones.	36,6
ST 10	Escalón exterior. Debido al cambio de sección se produce un concentrador de tensiones.	38
ST 11	Final del árbol.	40

#### III.8.4.2. Parámetros de cálculo y cargas.

Las condiciones de simulación del árbol de entrada vienen determinadas por las condiciones límite de funcionamiento del árbol de salida. El árbol de salida se calculará con el par de parada de emergencia de 190 Nm y las fuerzas radiales y axiales máximas que puede soportar.

El árbol de entrada esta solo sometido a un par torsor, su valor vendrá determinado por la relación de transmisión del tren epicicloidal y el par en el árbol de salida. El par torsor a emplear para simular el árbol de entrada será 5 veces menor que el par de parada de emergencia ( $T_{2Not}$ ), por lo que tendrá un valor de 38 Nm.



### III. Desarrollo del trabajo

---

El árbol de entrada no está sometido a fuerzas axiales ni radiales. Las fuerzas radiales que se puedan generar en el engranaje planeta al transmitir el par a los engranajes satélites se pueden considerar despreciable, puesto que se contrarrestarán entre sí al estar los engranajes satélites distribuidos equitativamente alrededor del engranaje planeta.

Posibles vibraciones provenientes del motor no generaran fuerzas radiales lo suficientemente elevadas para considerarse que influyan en el cálculo estático y a fatiga.

El cálculo se realizará con una confiabilidad del 90%, la cual se traduce en un factor de carga que se debe de introducir en el programa para el cálculo estático y a fatiga. Este factor se obtiene como la inversa de un coeficiente directamente relacionado con la confiabilidad que se desea emplear. Este coeficiente se puede obtener en la Figura 51.

$$C_{\text{CONFIABILIDAD}}(90\%) = 0,897$$

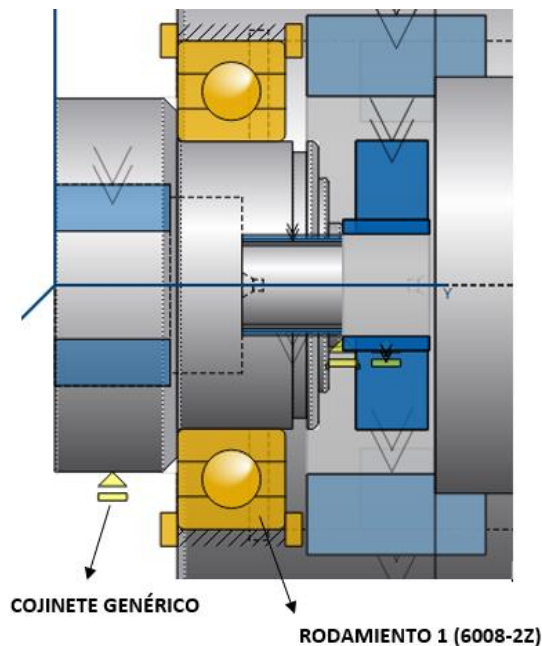
$$F_{\text{CARGA}} = \frac{1}{0,897} = 1,1148$$

Cabe mencionar, que para realizar el cálculo del árbol de entrada se le ha añadido un cojinete genérico en el centro de la entrada de potencia, puesto que se deben de definir dos apoyos para cada componente en el programa KISSsoft.

Este cojinete genérico, simula el acoplamiento del árbol de entrada con el árbol de salida del servorreductor, que hace de soporte secundario para el árbol de salida. Respecto a sus grados de libertad asignados en el programa, solo bloqueará el desplazamiento en el eje X y Z.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 57.** Visualización del cojinete genérico y el rodamiento 1 montados sobre el árbol de salida modelado en KISSsoft. (Fuente propia)

#### III.8.4.3. Factores de seguridad a fluencia y a fatiga.

El cálculo de los coeficientes de seguridad a fluencia y a fatiga se han obtenido mediante el método de cálculo establecido por la norma DIN 743. La metodología de cálculo empleada en este método es similar a la empleada en el cálculo manual empleando la tensión equivalente de Von Mises y el método de Goodman para el cálculo de la fatiga. El cálculo mediante la norma DIN 743, tiene en cuenta los esfuerzos axiales, torsionales y flectores sobre el árbol, pero no el esfuerzo cortante. Por tanto, no es un método adecuado para arboles cortos, puesto que, debido a su longitud, los esfuerzos cortantes prevalecen sobre los momentos flectores.

De la misma manera que el cálculo manual de los factores de seguridad a fatiga, La norma DIN 743 emplea una serie de factores para corregir el limite a resistencia a fatiga según la geometría, material y condiciones de servicio de la pieza a analizar.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Cabe mencionar, que la norma DIN 743 establece un factor mínimo de seguridad a fluencia y a fatiga de 1,2 a la hora de dimensionar la pieza, por lo que cualquier factor por debajo de este valor el programa considerara que la pieza falla.

Las fórmulas y coeficientes que emplea este método vienen determinadas dentro de la propia norma.

A continuación, en la Tabla 34 se muestran los resultados para los factores de seguridad a fluencia y a fatiga del árbol de entrada.

**Tabla 34.** Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados mediante KISSsoft para las secciones críticas del árbol de entrada.

Designación	Localización (mm)	Factor de seguridad a fluencia KISSsoft ( $n_f$ )	Factor de seguridad a fatiga KISSsoft ( $n_e$ )
ST 1	0	10000	10000
ST 2	8	337,74	1043,75
ST 3	16	175,28	964,26
ST 4	17	72,11	139,5
ST 5	24,5	72,11	72,09
ST 6	26	83,24	83,22
ST 7	33	131,36	649,21
ST 8	35	183,91	2649,63
ST 9	36,6	137,68	4424,63
ST 10	38	36,52	1116,47
ST 11	40	10000	10000

Como se puede observar, los factores de seguridad a fluencia y a fatiga del árbol son muy elevados. Esto se debe a que el árbol no está sometido a prácticamente ninguna carga excepto el par torsor de entrada, que de por sí, el valor es muy bajo.

### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.8.4.4. Cálculo y análisis del ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta.

El ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta es un elemento clave en la reductora, puesto que introduce la potencia en el tren epicicloidal, distribuyéndola entre los tres engranajes satélite.

El cálculo se realizará mediante el módulo de cálculo de ajustes por interferencia del programa KISSsoft, permitiendo obtener las tolerancias de fabricación necesarias para las superficies interior y exterior del árbol de entrada y el engranaje planeta respectivamente.

Averiguado el ajuste a emplear, se someterá a este a las condiciones máximas permisibles de funcionamiento de la máquina para obtener los factores de seguridad y saber si no se produce la rotura o deslizamiento del ajuste.

Para el cálculo del ajuste por interferencia, KISSsoft emplea el método establecido por la norma DIN 7190, este establece por defecto una seguridad mínima frente a deslizamiento de 1,2, una seguridad mínima contra el límite elástico de 1 y una seguridad mínima contra el límite a rotura de 1,5.

Se comenzará por dimensionar el ajuste en función de los parámetros nominales de funcionamiento de la reductora. Las condiciones nominales, según los datos técnicos son 50 Nm de par a la salida a un régimen de giro de 3400 rpm en el árbol de entrada. El par nominal en la entrada será de 10 Nm, al aplicar el índice de reducción de 5 sobre el par nominal en la salida. El ajuste para dimensionar esta solo sometido a un par torsor, puesto que sobre el árbol de entrada no existen otras cargas.

Definidas las cargas sobre el ajuste, se debe de especificar la geometría de este. La longitud del ajuste es de 14 milímetros, con un diámetro de "eje" y cubo de 12 milímetros. El diámetro exterior del cubo es de 40 milímetros (Sección del árbol donde va montado el rodamiento 1).

El acabado superficial del "eje" y el cubo es N4 y la temperatura de servicio será de 40 °C.

### III. Desarrollo del trabajo

Conocidos los parámetros de cálculo, se procede a dimensionar el ajuste eje/cubo. En este caso se proporcionan cuatro opciones. Se ha seleccionado la primera opción en la Figura 59, puesto que es la que proporciona mayor seguridad frente al deslizamiento y la seguridad frente a rotura y límite elástico son de media mayores que el resto de los ajustes. Los resultados se podrán ver en la Tabla 35 junto con los resultados para los cálculos bajo condiciones límite.

**Figura 58.** Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsys del engranaje planeta con los parámetros de funcionamiento nominales introducidos. (Fuente KISSsys)

Árbol	Cubo
p5	H5
r5	H5
r5	H6
r6	H6

**Figura 59.** Ajustes árbol/cubo recomendados por KISSsys para el ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta. (Fuente KISSsys)

Seleccionado el ajuste p5/H5 se procede a probarlo bajo las condiciones de par máximo admisible. Se someterá al ajuste a un par de 38 Nm y se calcularán de nuevo los factores de seguridad.

### III. Desarrollo del trabajo

**Figura 60.** Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsys del engranaje planeta con los parámetros de funcionamiento límites para la comprobación de los factores de seguridad. (Fuente KISSsys).

**Tabla 35.** Factores de seguridad calculados para el ajuste de interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta. Resultados para los dos casos de funcionamiento simulados.

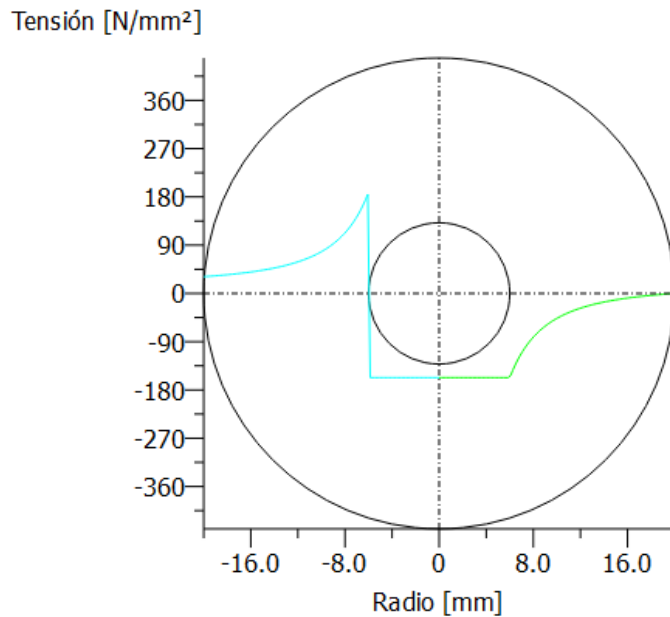
	Seguridad contra deslizamiento	Seguridad límite de rotura, eje	Seguridad límite de rotura, cubo.	Seguridad límite elástico, eje	Seguridad límite elástico, cubo
Funcionamiento nominal	4,97	7,64	2,34	5,41	1,64
Funcionamiento limite	1,31	7,64	2,34	5,41	1,64

Como se puede observar en la Tabla 35, los factores de seguridad frente a la rotura y el límite elástico no varían, esto es debido a que no hay cargas axiales ni radiales sobre este.

El factor de seguridad contra el deslizamiento se reduce por debajo del mínimo de 1,5 cuando se somete al árbol a las condiciones límite de par. Sin embargo, al estar por encima de 1, no debería producirse deslizamiento entre el cubo del árbol de entrada y el engranaje satélite.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 61.** Curva de tensiones para el ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta. (Fuente KISSsys)

En la Figura 61 se puede apreciar un diagrama con las curvas de tensiones del ajuste calculado. La línea azul, son las tensiones tangenciales, mientras que la línea verde son las tensiones radiales. Estas curvas dependen puramente de la geometría del ajuste y de las tolerancias seleccionadas.

Analizando la curva de tensiones tangenciales, se puede apreciar que el eje se encuentra en compresión dentro del cubo. El cubo en cambio, al estar el eje introducido a presión en su interior, está sometido a una tensión positiva de tracción.

Respecto a la tensión radial, el eje está sometido a una tensión negativa debido al ajuste a presión en el cubo. En el cubo, el material cercano al eje está sometido a una tensión negativa, la cual va disminuyendo hasta desaparecer en la superficie. La tensión negativa sobre el material del cubo se puede deber a un “efecto sándwich” entre la presión que ejerce el eje y el propio material del cubo resistiéndose.

### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.8.4.5. Comprobación de la rigidez.

Se debe de comprobar la deflexión sobre los distintos componentes montados sobre el árbol de salida, para así asegurarse que estos no se ven perjudicados por las cargas del árbol. En este caso, se debe de comprobar la deflexión angular sobre el rodamiento 1 y la deflexión sobre el engranaje planeta montado sobre el árbol de entrada.

Para su comprobación se empleará la tabla de la Figura 55, la cual establece la máxima deflexión angular que los rodamientos pueden soportar.

Para el asiento rodamientos de bolas, la deflexión angular no debe superar los 0,01 radianes.

Para comprobar el engranaje planeta, este se encuentra en la categoría de "sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas" y la deformación debe de estar dentro de un intervalo según la siguiente ecuación:

$$y = (0,01 \dots 0,03)m$$

Donde la  $m$  es el modulo del engranaje a analizar.

**Tabla 36.** Deformaciones permisibles para el engranaje planeta y valor real de la deformación en el asiento de este.

<b>Deformación permisible mínima (mm)</b>	<b>Deformación permisible máxima (mm)</b>	<b>Deformación en el asiento del engranaje (mm)</b>
0,006	0,018	0

Se puede observar que la deflexión en el engranaje no cumple con la mínima establecida. Esto puede indicar que el árbol donde va montado el engranaje es demasiado rígido. Puesto que el engranaje funcionaria perfectamente sin deflexión, siempre es recomendable tener un poco de juego en el mecanismo para prevenir esfuerzos y tensiones no deseados en el caso de que se sometiera al engranaje a cargas no previstas.



### III. Desarrollo del trabajo

---

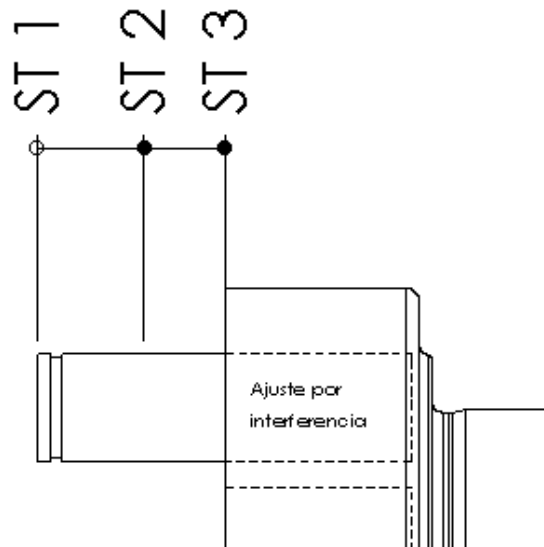
Para obtener la deflexión angular del rodamiento en KISSsoft, se emplea un punto de documentación que se coloca en el apoyo de este.

$$\varphi_{R1} = 0,3939 \text{ mrad} = 0,0003939 \text{ rad} \rightarrow \text{Cumple}$$

#### III.8.5. Análisis del eje portasatélites.

En este apartado se procederá a realizar un análisis mediante KISSsoft de los ejes portasatélites montados sobre el árbol de entrada. Se calcularán los factores de seguridad a fluencia de las secciones críticas de los ejes y se realizará un cálculo de ajuste por interferencia entre los ejes y el árbol de salida.

##### III.8.5.1. Secciones críticas.



**Figura 62.** Secciones críticas de los ejes portasatélites de la reductora. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

**Tabla 37.** Criterio de selección y localización de las secciones críticas de los ejes portasatélites.

Designación	Referencia	Localización (mm)
ST 1	Inicio del eje, interesante en el caso de querer analizar la deflexión máxima de este.	0
ST 2	Introducción de las cargas sobre el eje.	8
ST 3	Final del voladizo, zona el máximo momento flector.	14

Se han marcado tres secciones críticas para el cálculo de los factores de seguridad. No se ha marcado la ranura como sección crítica puesto que se encuentra en el tramo del eje previo a la sección introductoria de carga, por lo que esta no se verá afectada por momentos flectores o fatiga.

#### III.8.5.2. Parámetros de cálculo y cargas sobre los ejes.

Para el cálculo de los ejes portasatélites, el árbol de salida estará sometido al par parado de emergencia ( $T_{2Not}$ ) de 190 Nm.

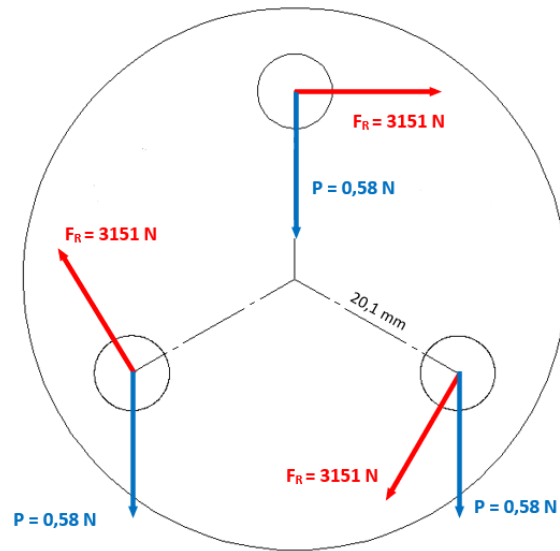
Hay tres ejes portasatélites en la reductora, estos se encargan de recibir la potencia proveniente del tren epicicloidal. Los engranajes satélites transmiten una fuerza radial sobre los ejes portasatélites y estos la transmiten al árbol de salida, generando un par torsor sobre este. Por tanto, al haber tres ejes portasatélites, cada uno de ellos producirá 1/3 del par torsor que se le transmite al árbol.

Para calcular la fuerza radial que debe ejercer cada eje, se dividirá el par de parado de emergencia entre tres y a continuación, conociendo la distancia del centro del eje al centro del árbol, se calculará la fuerza radial.

$$F_R = \frac{M}{d} = \frac{\left(\frac{190}{3}\right) [Nm]}{0,0201 [m]} = 3150,91 N$$

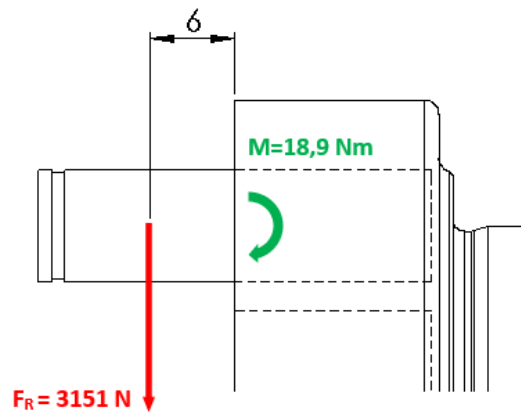
### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 63.** Fuerzas radiales a las que están sometidos los ejes portasatélites. (Fuente propia)

La fuerza radial, al estar aplicada a una cierta distancia del árbol de salida, esta genera sobre los ejes portasatélites un momento flector de reacción cuyo valor máximo se encontrará en la unión del eje con el árbol.



**Figura 64.** Cálculo del momento flector de reacción que genera la fuerza radial sobre el ajuste de interferencia del eje portasatélites. (Fuente propia).

### III. Desarrollo del trabajo

---

Respecto al peso del engranaje, las agujas de los rodamientos y las arandelas montadas sobre cada eje, su peso es tan reducido en comparación con la fuerza radial generadora del torsor, que se considera despreciable.

**Peso de los componentes** →

$$P = 24,34 \text{ g (Engranaje satelite)} + 4,81 \text{ g (x13 agujas rodamiento)} + 4,62 \text{ g (x2 arandelas AS 0821)} = 59,18 \text{ g} = 0,58 \text{ N}$$

#### III.8.5.3. Factores de seguridad.

El cálculo del factor de seguridad a fluencia se realizará utilizando la misma metodología que para el cálculo del árbol de entrada y de salida.

Los cálculos se realizarán con una confiabilidad del 90 % que se traduce a un factor de carga en KISSsoft de 1,1148.

En el caso del eje portasatélites, puede parecer inicialmente que esté sometido a fatiga alternante debido al giro del árbol de salida y a la fuerza axial que actúa sobre este. En realidad, al estar los ejes unidos mediante un ajuste por interferencia al árbol, estos no rotan, por lo que la fuerza radial al ser siempre perpendicular a la distancia entre centros, no se produce fatiga. Si los ejes rotaran sobre los cubos donde van soportados, entonces sí que se produciría fatiga alternante. Por tanto, el análisis estático de este eje se puede considerar como una simple viga en voladizo con uno de sus extremos empotrados.

A continuación, en la Tabla 38 se muestran los factores de seguridad a fluencia calculados para las secciones críticas seleccionadas.

**Tabla 38.** Factores de seguridad a fluencia de los ejes portasatélites calculados mediante KISSsoft.

Designación	d (mm)	Ma (Nm)	n <sub>f</sub>
ST 1	8	0	10000 (inf)
ST 2	8	0	10000 (inf)
ST 3	8	18,91	1,17

### III. Desarrollo del trabajo

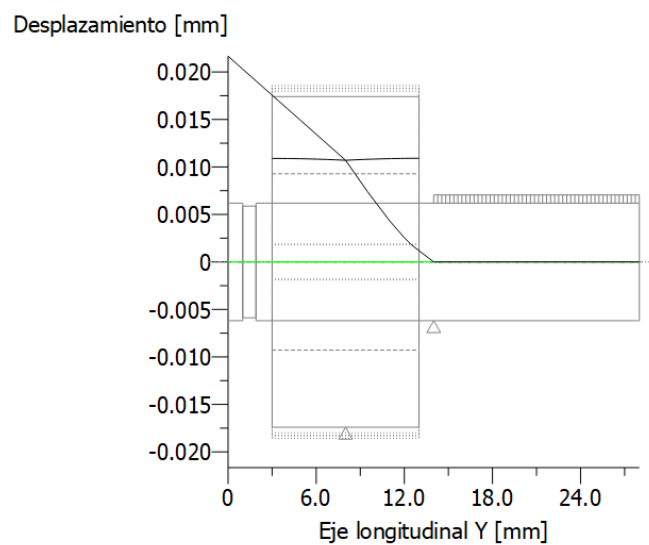
---

Como es de esperar, la sección determinante en los ejes portasatélites es la sección crítica 3, debido a que está sometida a un momento flector causado por la fuerza radial.

Se puede concluir que, si se supera el par de parada de emergencia de 190 Nm a la salida del árbol, el factor de seguridad a fluencia se reducirá por debajo de 1 en la sección crítica 3 y el eje portasatélites puede verse dañado.

#### III.8.5.4. Comprobación de la rigidez.

Del cálculo previo de los coeficientes de seguridad, se ha extraído la curva de desplazamiento del eje portasatélites. Esta muestra la deflexión del árbol cuando está sometido a cargas. La deflexión debe de estar dentro de un intervalo el cual no se debe superar para no perjudicar el funcionamiento de la máquina.



**Figura 65.** Diagrama de desplazamiento de los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft)

### III. Desarrollo del trabajo

---

En este caso, se debe comprobar la deflexión en el asiento de la rueda dentada, es decir, la sección del árbol donde se introduce la potencia al eje portasatélites.

El intervalo viene definido en la Figura 55 y se corresponde con la “deflexión en el sitio de asientos de ruedas dentadas cilíndricas”. Lo define la siguiente fórmula:

$$y = (0,01 \dots 0,03)m$$

Donde la  $m$  es el módulo de los engranajes empleados en la transmisión.

**Tabla 39.** Deformaciones permisibles para los engranajes satélites y valor real de la deformación en el asiento de estos.

<b>Deformación permisible mínima (mm)</b>	<b>Deformación permisible máxima (mm)</b>	<b>Deformación en el asiento del engranaje (mm)</b>
0,006	0,018	0,011

Como se puede observar en la Tabla 39 el eje portasatélites cumple a deflexión por lo que la resistencia es más determinante que la rigidez en el diseño del eje.

#### III.8.5.5. Cálculo y análisis del ajuste por interferencia entre los ejes portasatélites y el árbol de salida.

El análisis del ajuste de interferencia entre el eje portasatélites y el cubo del árbol de salida se va a realizar para averiguar las tolerancias de fabricación a emplear en las superficies del eje y el cubo. Además, una vez conocidas las tolerancias, se probará el ajuste bajo condiciones máximas de funcionamiento para analizar los coeficientes de seguridad.

El cálculo se realizará mediante el módulo de cálculo de ajustes por interferencia del programa KISSsoft, el cual emplea un método de cálculo basado en la norma DIN 7190.

### III. Desarrollo del trabajo

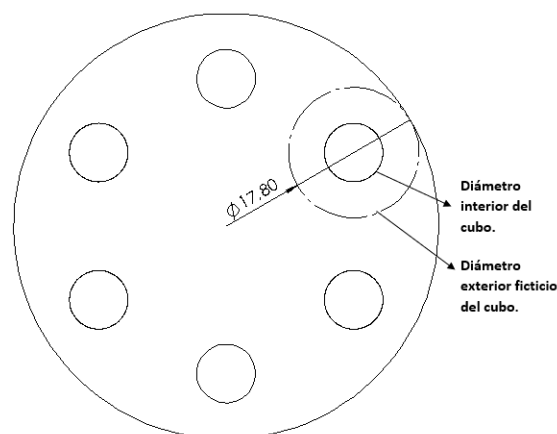
Se comenzará por calcular el ajuste en función de los parámetros nominales de funcionamiento de la reductora. Según los datos técnicos, las condiciones nominales de funcionamiento son 50 Nm a 680 rpm en el árbol de salida. Conocido el par torsor que se debe suministrar al árbol de salida, se calcula la fuerza radial que los ejes portasatélites deben suministrar a este. Esto se realizará de la misma forma que el cálculo realizado previamente para los factores de seguridad a fluencia.

$$F_R = \frac{M}{d} = \frac{\left(\frac{50}{3}\right) [Nm]}{0,0201 [m]} = 829,18 N$$

Conocida la fuerza radial, se calcula el momento flector en el empotramiento del ajuste.

$$M_F = 829,18 \cdot 0,006 = 4,98 Nm$$

La longitud del ajuste por interferencia es de 14 milímetros y la rugosidad superficial de los ejes y los cubos es N4. La temperatura de servicio de los componentes será de 40°C. Respecto al diámetro exterior del cubo, al no estar centrados en el centro del árbol se empleará un círculo ficticio cuyo radio se medirá desde el centro del eje portasatélites a la superficie circular más cercana del árbol exterior.



**Figura 66.** Representación del diámetro exterior del cubo ficticio empleado en el cálculo del ajuste por interferencia del eje portasatélites. (Fuente propia)

### III. Desarrollo del trabajo

Respecto a la velocidad de giro, esta es nula puesto que los ejes no giran en el interior del cubo.

Conocidos los parámetros del ajuste, se procede a dimensionar las tolerancias del eje y del cubo. KISSsoft solo recomienda una opción para las características introducidas. Recomienda una tolerancia H6 para el cubo y una tolerancia p5 para el eje portasatélites.

Seleccionado el ajuste, se procede a calcular los factores de seguridad, estos se mostrarán en la Tabla 40 junto con los resultados de los cálculos bajo condiciones extremas.

Datos de servicio

Momento torsor nominal	T	0.0000	Nm	Fuerza axial	F <sub>A</sub>	0.0000	N
Momento flector	M <sub>B</sub>	4.9800	Nm	Fuerza radial	F <sub>R</sub>	829.1800	N
Factor de aplicación de carga	K <sub>A</sub>	1.0000		Velocidad	n	0.0000	1/min

Unión forzada de varias partes

Presión exterior del cubo (mín./media/máx.) p<sub>min</sub>/p<sub>m</sub>/p<sub>max</sub> 0.0000 0.0000 0.0000 N/mm<sup>2</sup> Definir...

Geometría

Diámetro de junta	D <sub>z</sub>	8.0000	mm	Longitud del ajuste forzado	l	14.0000	mm
Diámetro interior del árbol	D <sub>i</sub>	0.0000	mm	Tolerancia de fabricación del árbol		p5	
Diámetro exterior del cubo	D <sub>e</sub>	17.8000	mm	Tolerancia de fabricación del cubo		H6	

Materiales y rugosidades superficiales

Árbol	C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.	N4 Rz=1.8 (Lapeado/pulido)	R <sub>z</sub>	1.80	μm
Cubo	C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.	N4 Rz=1.8 (Lapeado/pulido)	R <sub>z</sub>	1.80	μm

Temperaturas

Temperatura de servicio árbol	θ <sub>B</sub>	40.0000	°C
Temperatura de servicio cubo	θ <sub>B</sub>	40.0000	°C

Coeficientes de fricción

en dirección circunferencial	μ <sub>u</sub>	0.1000
en dirección axial	μ <sub>a</sub>	0.1000

Figura 67. Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsoft de los ejes portasatélites con los parámetros de funcionamiento nominales introducidos. (Fuente KISSsoft)



### III. Desarrollo del trabajo

Dimensionado el ajuste por interferencia, se puede probar bajo las condiciones de par de parada de emergencia, este tiene un valor de 190 Nm. La fuerza radial y el momento flector al que están sometidos los ejes portasatélites ya se han calculado previamente en el apartado III.8.4.3, estos tienen un valor de 3151 N y 18,9 Nm respectivamente. Se introducirán los parámetros en el programa y se procederá a obtener los factores de seguridad.

**Figura 68.** Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsys de los ejes portasatélites con los parámetros de funcionamiento límites para la comprobación de los factores de seguridad. (Fuente KISSsys)

**Tabla 40.** Parámetros de cálculo de los factores de seguridad del ajuste por interferencia.

	Par torsor del árbol de salida- $M_t$ (Nm)	Fuerza radial- $F_r$ (N)	Momento flector- $M_f$ (Nm)
Funcionamiento nominal	50	829,19	4,98
Funcionamiento limite	190	3150,91	18,91

### III. Desarrollo del trabajo

---

**Tabla 41.** Factores de seguridad calculados mediante KISSsoft para el ajuste por interferencia de los ejes portasatélites.

	Seguridad contra deslizamiento.	Seguridad límite de rotura, eje	Seguridad límite de rotura, cubo.	Seguridad límite elástico, eje.	Seguridad límite elástico, cubo.
Funcionamiento nominal	Infinito	5,35	2,45	3,75	1,71
Funcionamiento limite	Infinito	3,66	1,67	2,56	1,17

Como se puede observar en los resultados de la Tabla 41, al no transmitirse torsión a través del ajuste, este no sufre deslizamiento por lo que el coeficiente de seguridad frente al deslizamiento es infinito. Analizando el resto de los coeficientes de seguridad se puede apreciar que los coeficientes del cubo son menores que los del eje, esto se debe a que el cubo está sometido a tracción mientras que el eje está sometido a compresión. Los aceros tienen mayor resistencia frente a la compresión que a la tracción.

Funcionando en condiciones limite, la seguridad del límite elástico del cubo es muy cercana a 1, por lo que cualquier incremento de par por encima de 190 Nm podría deformar los cubos permanentemente.

#### III.8.6. Análisis del dentado del tren epicicloidal.

Este apartado se enfocará en calcular las seguridades empleadas en el dentado de los engranajes del tren epicicloidal.

Los cálculos se realizarán mediante el módulo de cálculos de engranajes planetarios de KISSsoft. El método empleado para el cálculo de los coeficientes de seguridad viene determinado en la norma ISO 6336.

La norma ISO 6336 establece una serie valores mínimos para las seguridades del dentado de engranajes metálicos (Figura 69). Estas vienen determinadas en función del módulo de los engranajes.

### III. Desarrollo del trabajo

Seguridades nominales para metales (ISO/DIN)				
		$m_n \leq 0.5 \text{ mm}$	$m_n = 1.0 \text{ mm}$	$m_n \geq 2.0 \text{ mm}$
Seguridad del pie del diente	$SF_{min}$	0.600	1.200	1.400
Seguridad del flanco	$SH_{min}$	0.600	0.900	1.000
Seguridad contra gripado (temperatura integral)	$SS_{min}$	0.900	1.800	1.800
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)	$SB_{min}$	1.000	2.000	2.000

**Figura 69.** Seguridades nominales mínimas para metales según ISO 6336. (Fuente KISSsys)

#### III.8.6.1. Parámetros de cálculo.

Los factores de seguridad del dentado de engranajes, en comparación con los factores de seguridad de otros elementos como arboles de transmisión, sí que se ven afectados por el régimen de giro. Por tanto, se ha decidido analizar las seguridades del dentado para distintas condiciones de trabajo.

A continuación, se mostrará en la Tabla 42, las distintas condiciones de funcionamiento a las que se va a someter al dentado del tren epicicloidial. Esto permitirá analizar la influencia de distintos parámetros como el régimen de giro o el par sobre los factores de seguridad obtenidos.

**Tabla 42.** Casos planteados para el cálculo de los factores de seguridad del dentado del tren epicicloidial.

Caso	Condiciones de funcionamiento	Velocidad en el árbol de entrada- $n_1$ (rpm)	Par en el árbol de salida- $T_2$ (Nm)
Caso 1	Condiciones nominales de funcionamiento en operación continua.	3400	50
Caso 2	Velocidad de giro máxima permisible en operaciones cíclicas y par de funcionamiento nominal.	6000	50
Caso 3	Velocidad de giro máxima permisible y par de aceleración máximo en operaciones cíclicas.	6000	100
Caso 4	Par de parada de emergencia y régimen de giro máximo en operación continua.	3400	190
Caso 5	Par de parada de emergencia y régimen de giro máximo en operación cíclica (caso extremo).	6000	190

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.8.6.2. Factores de seguridad del dentado.

- **Caso 1 ( $n_1=6000$  rpm ,  $T_2= 50$  Nm):**

	Planeta	Satélites	Rueda dentada interior
Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$	17.552	25.048	-62.884 mm
Seguridad del pie del diente	3.3481	1.4034	1.9711
Seguridad del flanco	1.1439	1.2114	1.6160
Seguridad contra gripado (temperatura integral)			4.0913 4.9811
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)			17.1313 71.8909

**Figura 70.** Factores de seguridad del dentado para  $n_1=6000$  rpm y  $T_2= 50$  Nm. (Fuente KISSsoft)

- **Caso 2 ( $n_1=3400$  rpm ,  $T_2= 50$  Nm):**

	Planeta	Satélites	Rueda dentada interior
Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$	17.552	25.048	-62.884 mm
Seguridad del pie del diente	3.2856	1.3641	1.9158
Seguridad del flanco	1.1467	1.1942	1.5942
Seguridad contra gripado (temperatura integral)			3.9318 4.9569
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)			14.2230 59.7733

**Figura 71.** Factores de seguridad del dentado para  $n_1=3400$  rpm y  $T_2= 50$  Nm. (Fuente KISSsoft)

- **Caso 3 ( $n_1=6000$  rpm ,  $T_2= 100$  Nm):**

	Planeta	Satélites	Rueda dentada interior
Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$	17.552	25.048	-62.884 mm
Seguridad del pie del diente	2.0664	0.8967	1.2594
Seguridad del flanco	0.9183	0.9564	1.3078
Seguridad contra gripado (temperatura integral)			3.3994 4.8495
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)			9.3238 40.9001

**Figura 72.** Factores de seguridad del dentado para  $n_1=6000$  rpm y  $T_2= 100$  Nm. (Fuente KISSsoft).

### III. Desarrollo del trabajo

- **Caso 4 ( $n_1=3400$  rpm,  $T_2= 190$  Nm):**

	Planeta	Satélites	Rueda dentada interior
Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$	17.552	25.048	-62.884 mm
Seguridad del pie del diente	1.1845	0.6118	0.8592
Seguridad del flanco	0.6905	0.7312	1.0906
Seguridad contra gripado (temperatura integral)			2.8932 4.7541
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)			6.5576 33.7449

**Figura 73.** Factores de seguridad del dentado para  $n_1=3400$  rpm y  $T_2= 190$  Nm. (Fuente KISSsoft).

- **Caso 5 ( $n_1=6000$  rpm,  $T_2= 190$  Nm):**

	Planeta	Satélites	Rueda dentada interior
Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$	17.552	25.048	-62.884 mm
Seguridad del pie del diente	1.1639	0.5973	0.8390
Seguridad del flanco	0.6920	0.7207	1.0775
Seguridad contra gripado (temperatura integral)			2.6574 4.6901
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)			5.4424 28.1365

**Figura 74.** Factores de seguridad del dentado para  $n_1=6000$  rpm y  $T_2= 190$  Nm. (Fuente KISSsoft).

Analizando los resultados en conjunto, se puede ver que las seguridades en el engranaje planeta son de media más elevadas que el resto del dentado, sobre todo en el pie del diente. Esto se puede deber a que el engranaje planeta transmite valores de par más reducidos que los engranajes satélites.

Si se analiza las seguridades de los engranajes satélite, se puede ver que estas son las que de media son más bajas de entre los tres tipos de engranajes, esto se debe a que los engranajes satélites son los encargados de multiplicar el par en el tren epicicloidal y por tanto están sometido a mayores esfuerzos que el resto. Además, al

### III. Desarrollo del trabajo

estar acoplados al portasatélites, se pueden ver afectados por las deflexiones que pueda sufrir el árbol de salida.

Para analizar la influencia del par torsor y el régimen de giro sobre las seguridades del dentado. Se han representado dos graficas en la que se pueden apreciar la evolución del factor de seguridad a un régimen de giro fijo de 6000 rpm y en la segunda, a un valor de par fijo de 50 Nm.

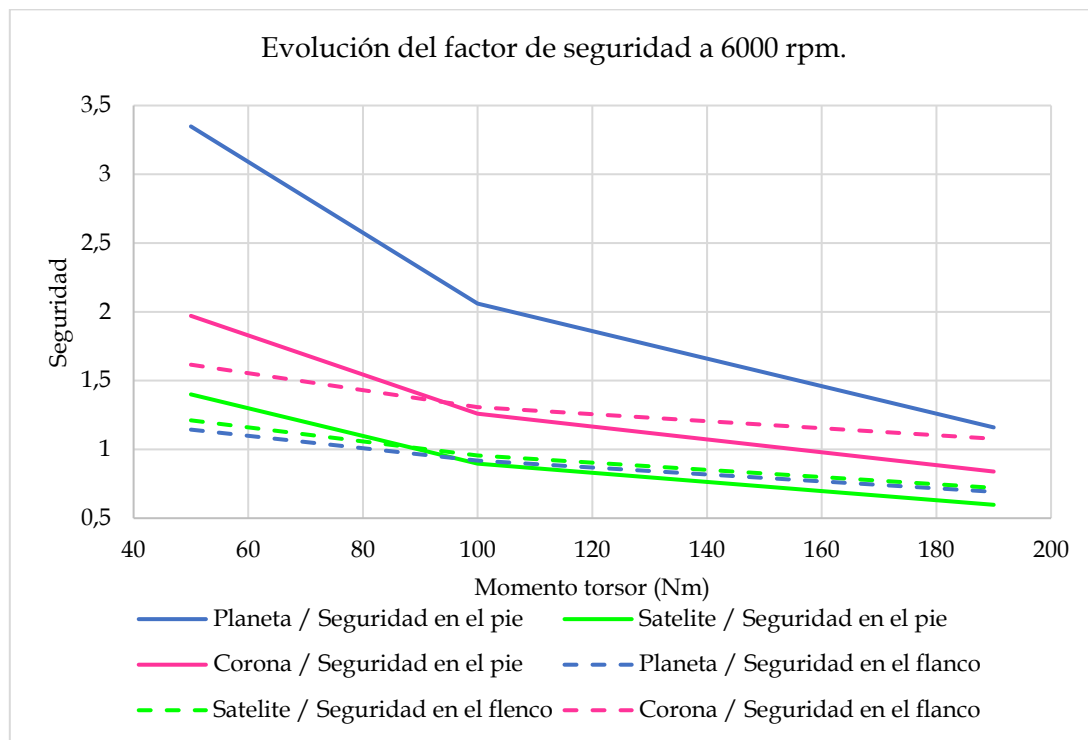
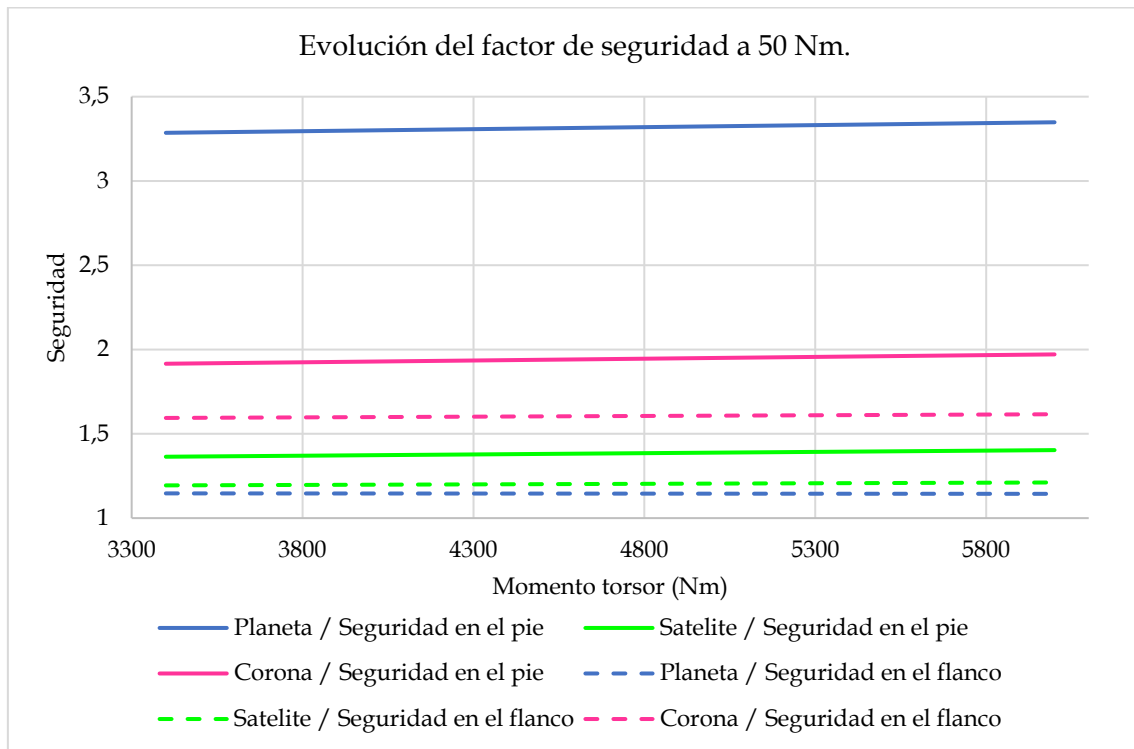


Figura 75. Evolución del factor de seguridad del dentado para  $n_1=6000$  rpm. (Fuente propia)

### III. Desarrollo del trabajo



**Figura 76.** Evolución del factor de seguridad del dentado para  $T_2 = 50$  Nm. (Fuente propia)

Analizando los diagramas de la Figura 75 y Figura 76, se puede apreciar que la seguridad en el dentado se ve afectada mucho más por el par que por las revoluciones de giro. En la Figura 76, se puede apreciar que las líneas de tendencia son prácticamente planas, con apenas un poco de inclinación positiva, mientras que en la Figura 75 la seguridad se reduce prácticamente a la mitad cada vez que se duplica el par a transmitir.

Respecto a los valores mínimos de seguridad establecidos por la norma ISO 6336, los únicos casos de simulación que no cumplen los mínimos son el Caso 4 y el Caso 5, ambos calculados con el par de parada de emergencia de 190 Nm.

Por último, cabe mencionar que el grado de recubrimiento del dentado se encuentra entre los valores comunes de 1 y 2. Este valor es común para todos los casos de simulación y solo depende de la geometría de la rueda dentada.

### III. Desarrollo del trabajo

Resultados	
Recubrimientos (perfil/salto) Planeta - Satélites	1.6556/0.0000
Recubrimientos (perfil/salto) Satélites - Rueda dentada interior	1.9088/0.0000

Figura 77. Recubrimiento del dentado del tren epicycloidal. (Fuente KISSsoft).

#### III.8.7. Diagramas generales de esfuerzos y deformaciones.

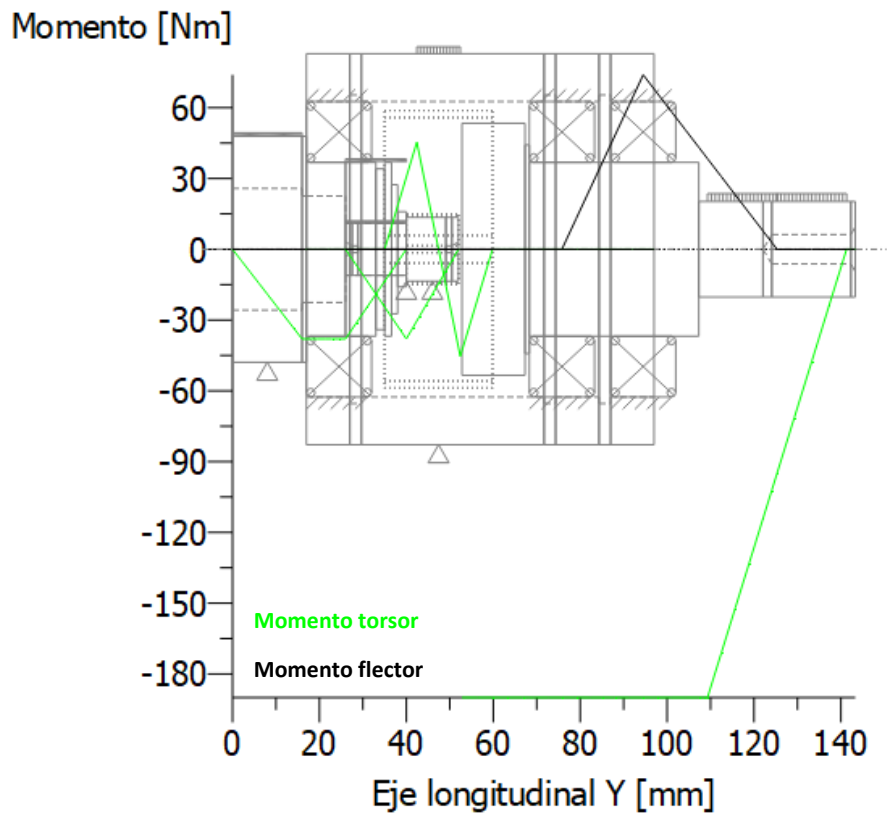


Figura 78. Diagrama de momentos torsores y momentos flectores en la reductora. (Fuente KISSsoft).



### III. Desarrollo del trabajo

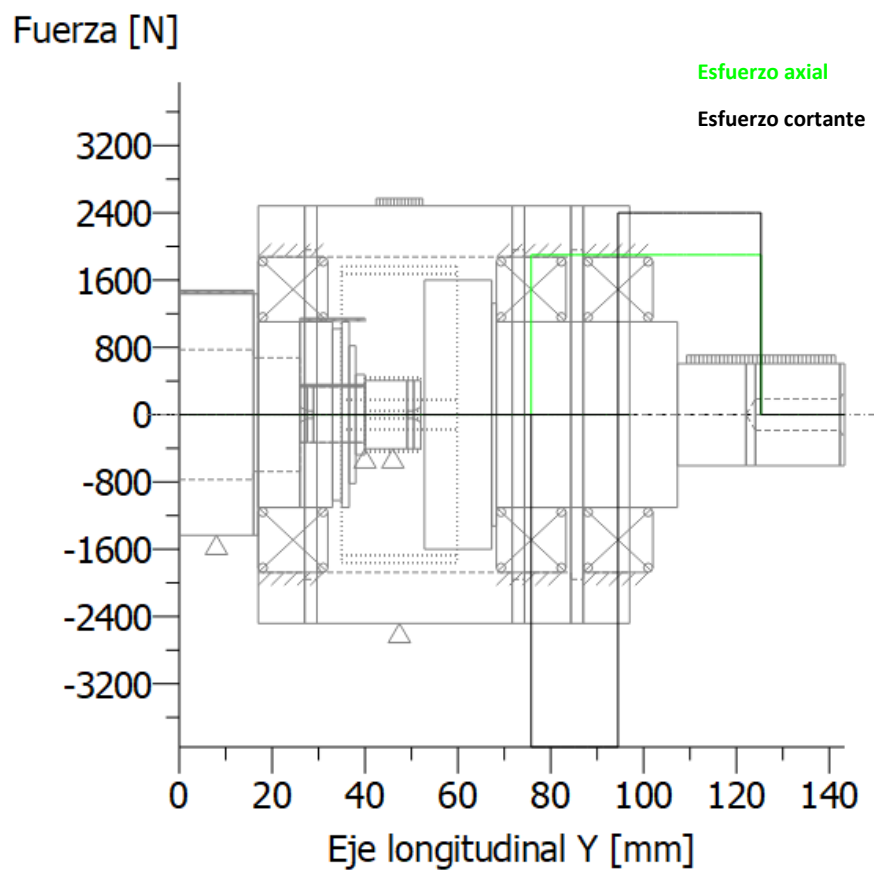


Figura 79. Diagrama de esfuerzos axiales y esfuerzos radiales en la reductora. (Fuente KISSsoft).

### III. Desarrollo del trabajo

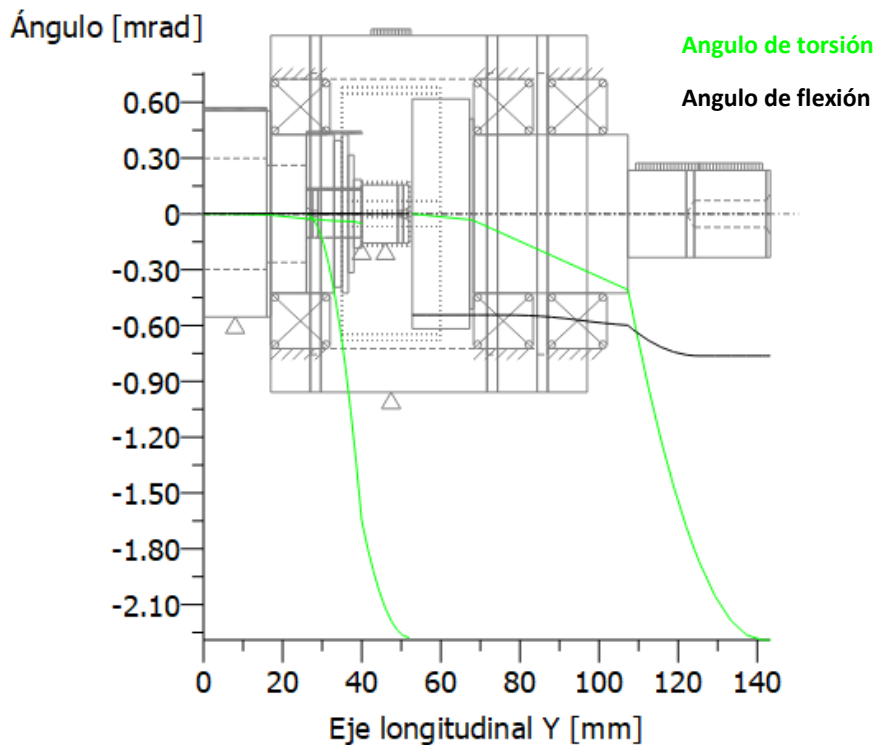


Figura 80. Diagrama de ángulos de torsión y flexión de la reductora. (Fuente KISSsoft).

La Figura 78 muestra como el momento torsor se distribuye a lo largo de la cadena cinemática de la reductora. Comienza introduciéndose progresivamente a través del casquillo adaptador del árbol de entrada. En el ajuste por interferencia, el árbol de entrada le suministra el par al engranaje planeta y este a su vez lo suministra de forma progresiva a los tres engranajes satélite.

Se puede apreciar sobre los diagramas de momento torsor, un cambio súbito en el signo del momento torsor. Este cambio lo causan los engranajes satélites que giran en sentido antihorario.

Finalmente, se puede apreciar un gran escalón en el diagrama, este se pertenece al árbol de salida y se corresponde al par multiplicado a través del tren epicicloidal.

El único componente sometido a momento flector es el árbol de salida. El diagrama generado por KISSsoft coincide con el calculado manualmente.

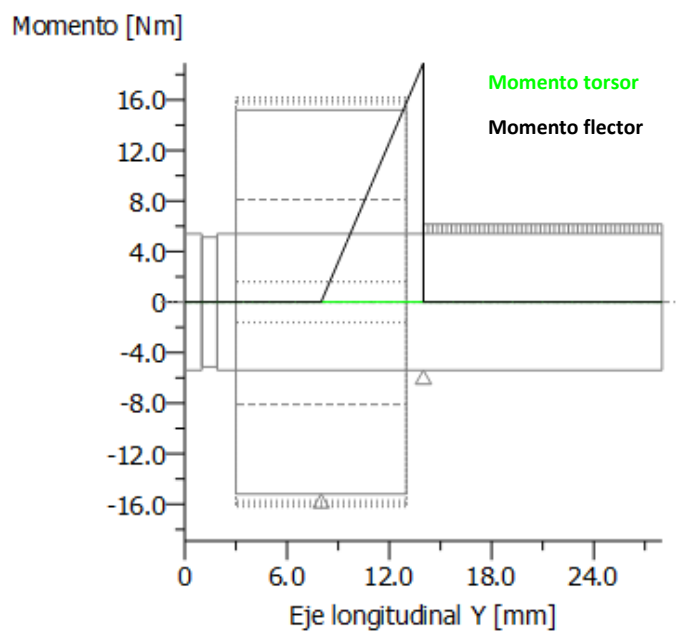
### III. Desarrollo del trabajo

---

En la Figura 79 se puede apreciar el diagrama de cortantes provocado por la fuerza radial colocada en el centro del chavetero.

También puede observarse como la fuerza axial ejerce un esfuerzo de tracción hasta el rodamiento 2 el cual la absorbe.

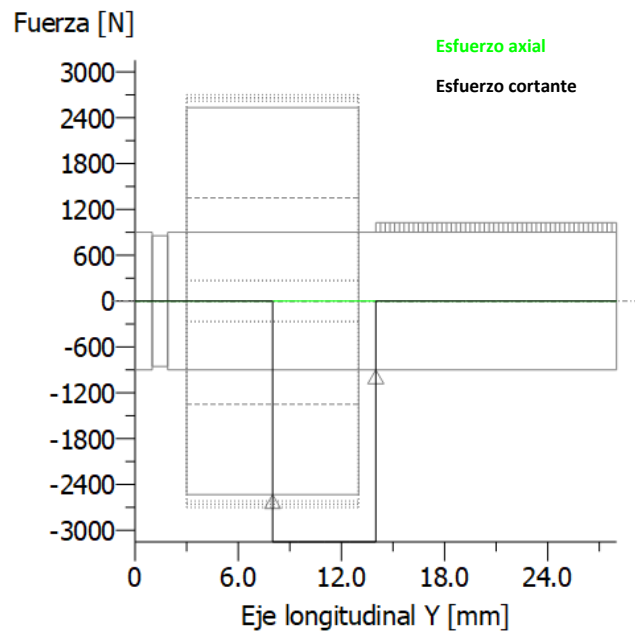
Respecto a la Figura 80, se puede observar como el rodamiento 3 montado sobre el árbol de salida hace la función de proteger al tren epicicloidial de la flexión provocada por la fuerza radial, siendo prácticamente nula detrás de este.



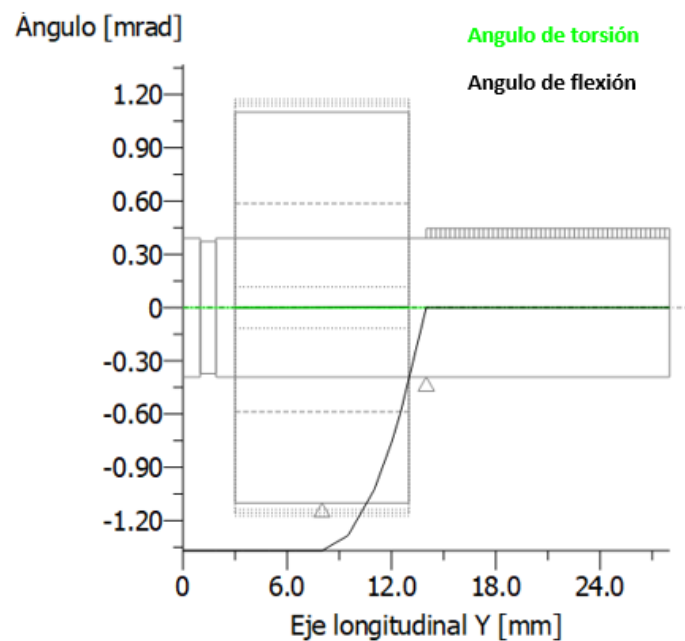
**Figura 81.** Diagrama de momentos torsores y momentos flectores sobre los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft)

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 82.** Diagrama de esfuerzos axiales y esfuerzos radiales sobre los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft)



**Figura 83.** Diagrama de ángulos de torsión y flexión sobre los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft).

### III. Desarrollo del trabajo

---

En la Figura 81 se puede apreciar el momento flector causado por la fuerza radial sobre el empotramiento del eje portasatélites, convirtiendo esa sección en la sección crítica del eje.

Además, se puede observar que el árbol no transmite par torsor como tal, sino fuerza radial como explicado en el apartado de cálculo de los coeficientes de seguridad a fluencia del eje.

## III.9. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS.

Este apartado se centrará en simular mediante el Método de Elementos Finitos (FEM), el árbol de entrada y el árbol de salida de la reductora. Esto permitirá visualizar de forma gráfica los esfuerzos y las deformaciones generadas sobre los árboles cuando estos están sometidos a cargas, facilitando la comprensión de los cálculos y análisis realizados en los apartados anteriores.

Para realizar la simulación FEM, se va a emplear el módulo de simulación de SolidWorks “cosmosworks”, que permite realizar análisis estáticos y a fatiga básicos de piezas y ensamblajes.

Respecto a las cargas, se someterán a los árboles a las cargas máximas permisibles utilizadas en los calculo para la obtención de los coeficientes de seguridad a fluencia y a fatiga. Los valores de las cargas máximas permisibles vienen establecidos en la Tabla 5.

Se comenzará por establecer la pieza o ensamblajes necesarios para realizar la simulación, definiendo los puntos de anclaje, uniones y contactos entre componentes.

A continuación, se procederá introducir las cargas sobre el modelo y definir las condiciones de contorno.

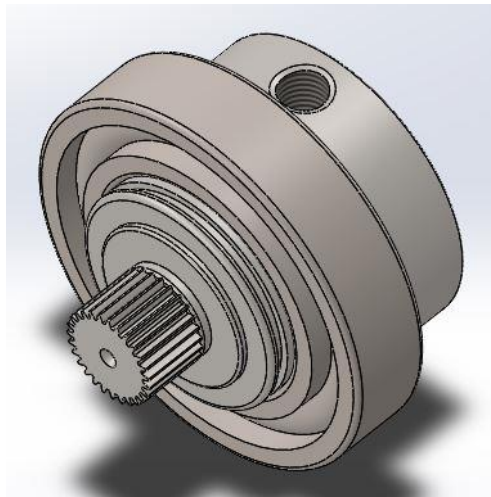
Por último, se realizará la simulación y se representaran los gráficos correspondientes de tensiones y desplazamientos.

## III. Desarrollo del trabajo

---

### III.9.1. Árbol de entrada.

El árbol de entrada, puesto que no está sometido a fatiga se le realizara un análisis estático. Para la simulación, se realizará un ensamblaje con el engranaje planeta y el rodamiento de bolas que van montados sobre el árbol, proporcionando más exactitud a los resultados. El engranaje planeta, al estar introducido mediante un ajuste por interferencia en el árbol de entrada, puede influir en la deformaciones y resistencia de este. El rodamiento se empleará como soporte para el árbol.



**Figura 84.** Ensamblaje del árbol de entrada utilizado para realizar la simulación mediante FEM. (Fuente SolidWorks)

#### III.9.1.1. Contactos entre componentes.

Los contactos entre componentes se realizarán sin penetración, esto permitirá a los componentes deformarse independientemente del resto de elementos, proporcionando resultados más precisos.

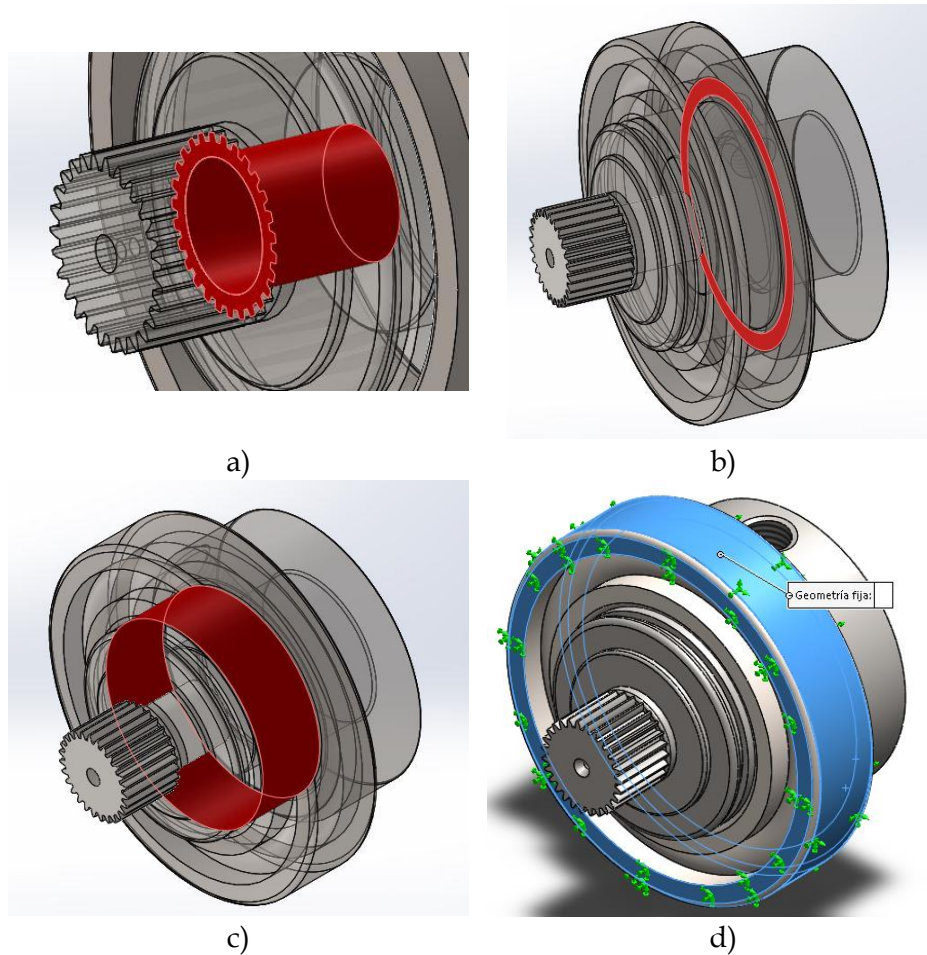
En el caso del engranaje planeta, este estará en contacto con él a través del ajuste por interferencia.

El rodamiento va montado sobre el árbol y su pista interior está apoyada contra el hombro de este. Por tanto, estará en contacto con el árbol a través de la superficie.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Respecto a sujeciones, el árbol de entrada está soportado por el rodamiento. Para la simulación, la pista exterior del rodamiento se encontrará fijada lateralmente y por su superficie cilíndrica, simulando su colocación dentro de la carcasa de la reductora.



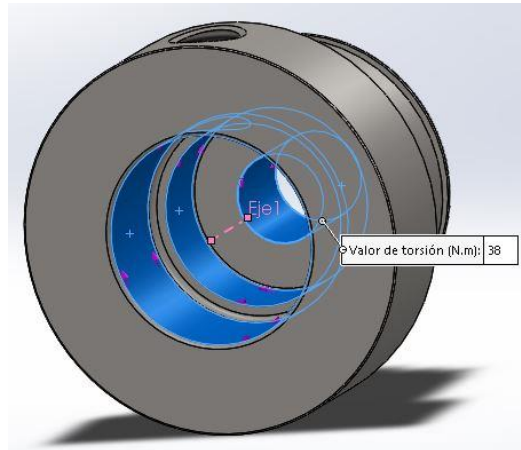
**Figura 85.** c) Contacto entre el engranaje planeta y el árbol de entrada, b) Contacto lateral entre el rodamiento y el árbol de entrada, c) Contacto entre el árbol de entrada y la pista interior del rodamiento, d) Sujeciones del rodamiento para realizar la simulación. (Fuente SolidWorks)



### III. Desarrollo del trabajo

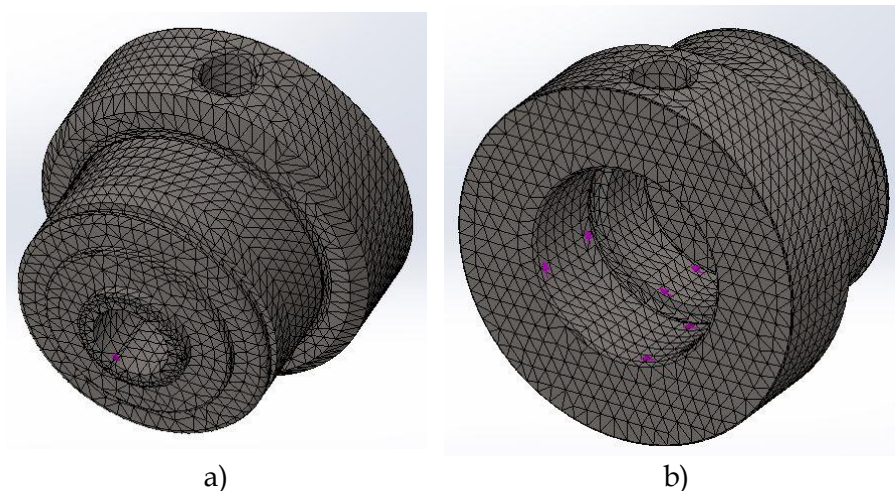
#### III.9.1.2. Introducción de cargas y condiciones de contorno.

En el caso del árbol de entrada, solo está sometido a un momento torsor constante. Este tiene un valor de 38 Nm, el cual se corresponde a 5 veces menos que el par de parada de emergencia de 190 Nm al que se someterá el árbol de salida.



**Figura 86.** Momento torsor aplicado sobre el árbol de entrada para realizar la simulación FEM. (Fuente SolidWorks).

Respecto a las condiciones de contorno, al no tratarse de un ensamblaje complejo con muchas cargas, se le va a aplicar un mallado fino estándar sobre todas las superficies.

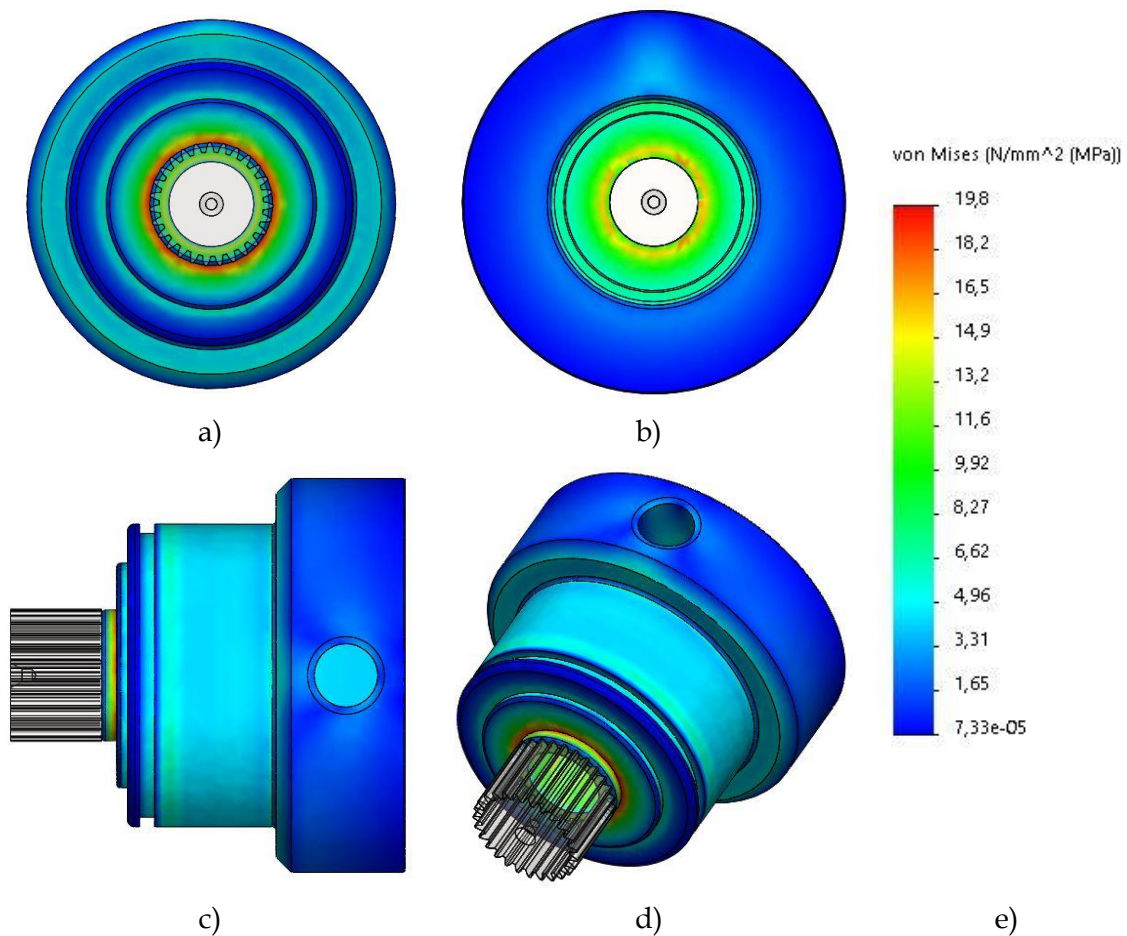


**Figura 87.** Mallado del árbol de entrada, a) Vista exterior, b) Vista del interior (Fuente SolidWorks).

### III. Desarrollo del trabajo

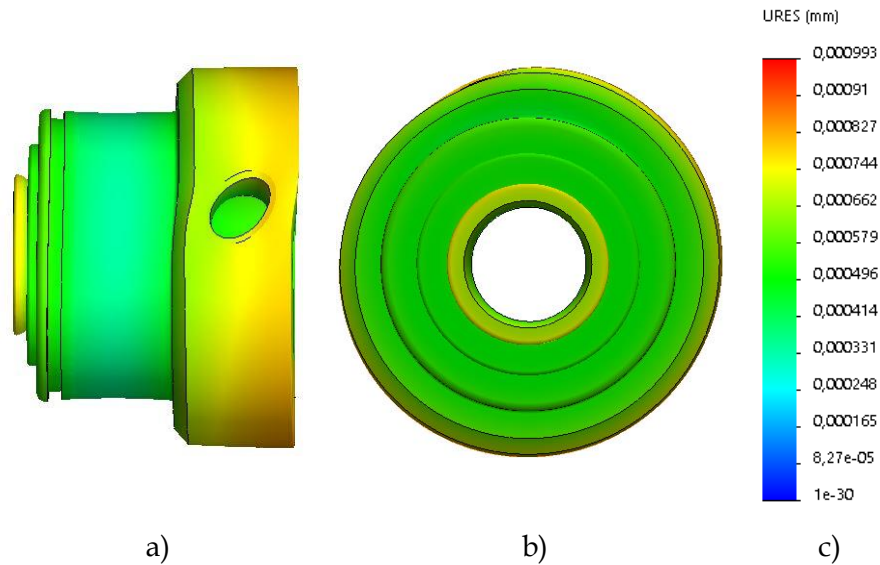
#### III.9.1.2. Gráfico de tensiones y deformaciones.

En este apartado se han representado gráficamente sobre la pieza las tensiones equivalentes de Von Mises, el desplazamiento de la pieza y el factor de seguridad a fluencia.

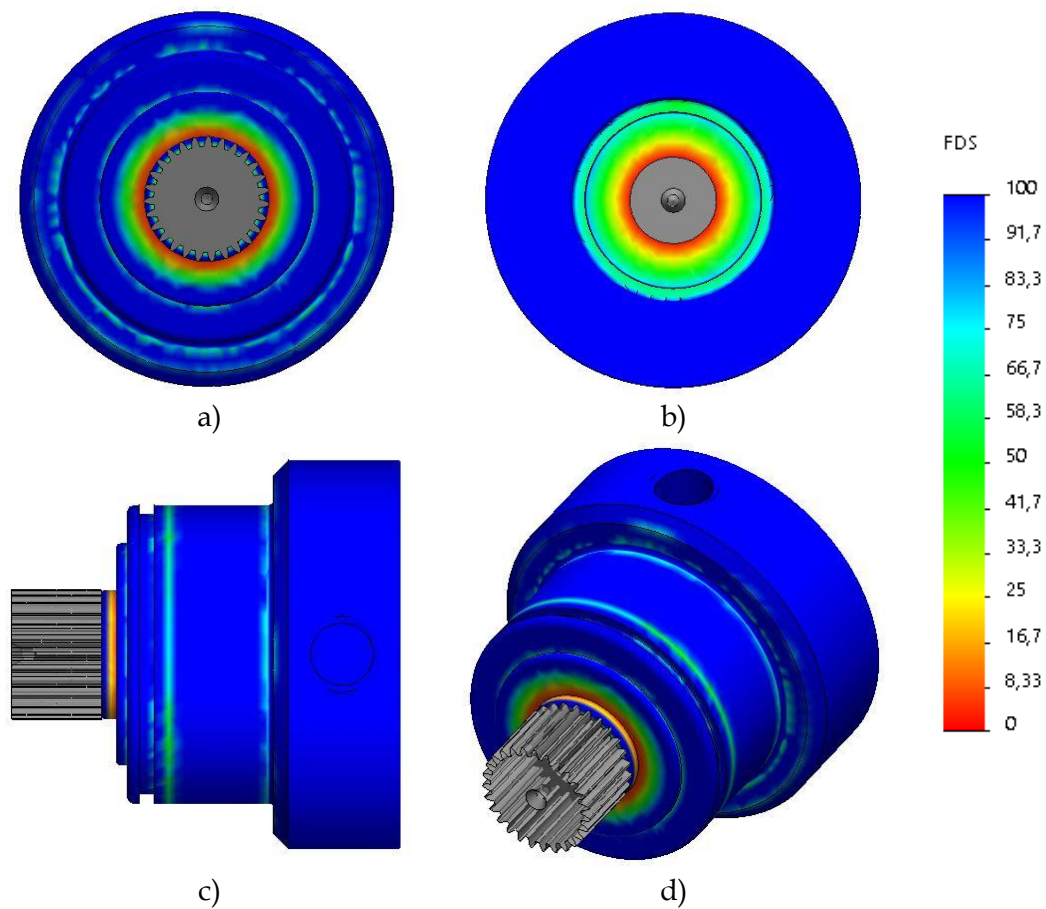


**Figura 88.** Gráfico de tensiones equivalentes de Von Mises superpuesto sobre el árbol de entrada. a) Vista frontal, b) Vista posterior, c) Vista superior, d) Vista isométrica, e) Escala de colores. (Fuente SolidWorks).

### III. Desarrollo del trabajo



**Figura 89.** Gráfico de desplazamiento superpuesto sobre el árbol de entrada. Desplazamiento exagerado 1000 veces. a) Vista superior, b) Vista frontal. (Fuente SolidWorks).



**Figura 90.** Gráfico superpuesto del factor de seguridad sobre el árbol de entrada. a) Vista frontal, b) Vista posterior, c) Vista superior, d) Vista isométrica, e) Escala de colores. (Fuente SolidWorks).

### III. Desarrollo del trabajo

---

En la Figura 88, se puede observar que el valor máximo de tensión equivalente de Von Mises, se produce alrededor del cubo donde se alberga el engranaje planeta. Este tiene su valor máximo sobre el cambio de sección con un valor de 19,8 MPa por lo que se encuentra muy alejado del límite a fluencia del material de 490 MPa.

En la Figura 89, se puede apreciar el desplazamiento del árbol producido por el momento torsor de 38 Nm. Se ha aumentado el valor real del desplazamiento 10000 veces para apreciar la deformación de la pieza. Se puede apreciar como la zona más desplazada es la entrada del árbol debido al taladro roscado, el cual reduce la rigidez de la zona. Puede parecer que se trata de un factor determinante sobre la pieza, pero al estar aumentado 10000 veces los valores de desplazamiento máximo en esa zona no alcanzan el micrómetro.

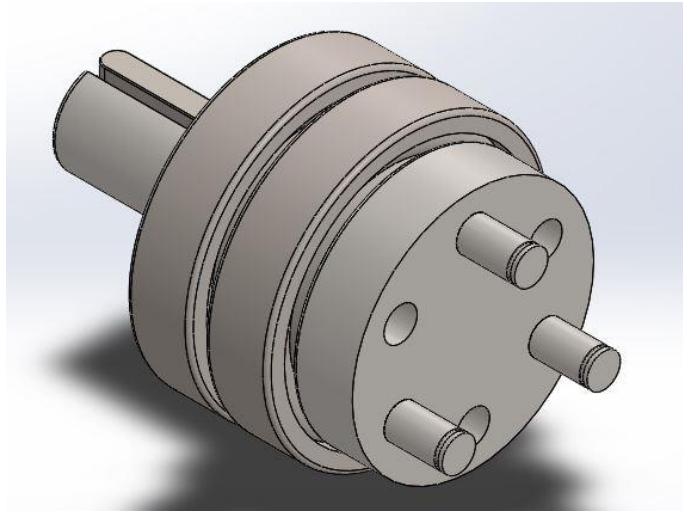
Por último, en la Figura 90 se puede apreciar el factor de seguridad a fluencia sobre el árbol, este va vinculado a la tensión equivalente de Von Mises puesto que se calcula en base a su valor y el límite a fluencia del material. El factor de seguridad a fluencia mínimo se encuentra alrededor del cubo donde se alberga el engranaje planeta.

#### III.9.2. Árbol de salida.

El árbol de salida se someterá a un análisis a fluencia y a fatiga. Para la simulación, se realizará un ensamblaje con los rodamientos, la chaveta y los ejes portasatélites montados sobre el árbol. Igual que la simulación del árbol de entrada, esto proporcionara resultados más exactos. Los rodamientos actúan como soportes para el árbol, mientras que los ejes portasatélites se emplearan como introductores de carga. La chaveta y los ejes portasatélites influirán sobre la resistencia y deformaciones del árbol.

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 91.** Ensamblaje del árbol de salida utilizado para realizar la simulación mediante FEM. (Fuente SolidWorks)

#### III.9.2.1. Contacto entre componentes.

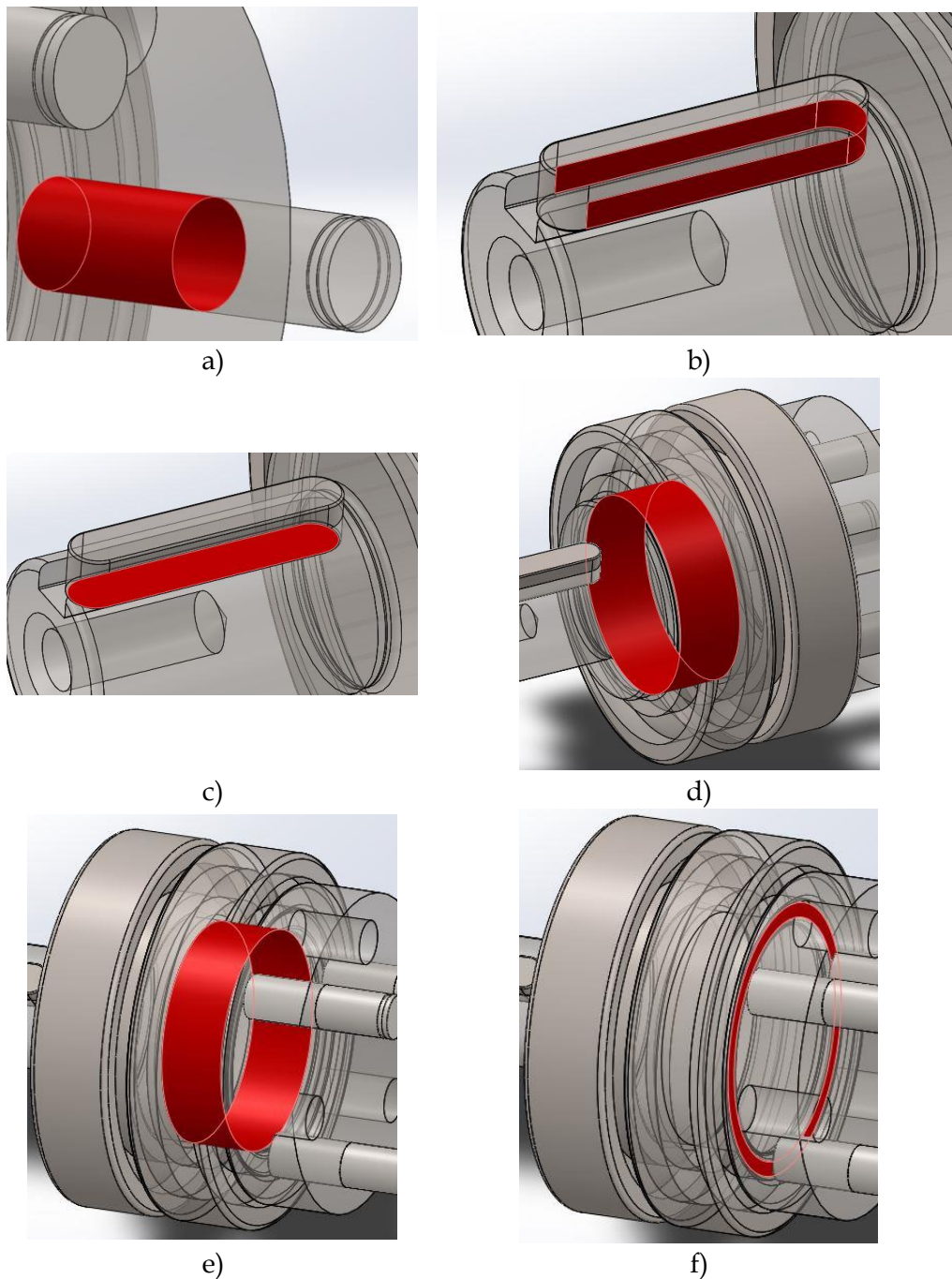
Igual que el árbol de entrada, los contactos entre componentes se realizarán sin penetración entre ellos, permitiéndoles flexionar y deformarse independientemente uno del otro en la simulación.

Los ejes portasatélites estarán en contacto con el árbol y fijos a este a través del ajuste por interferencia.

La chaveta se encontrará completamente fija mediante el chavetero del árbol.

Los rodamientos estarán en contacto con el árbol mediante su pista interior. La pista interior del rodamiento 2 estará también en contacto con el hombro del árbol.

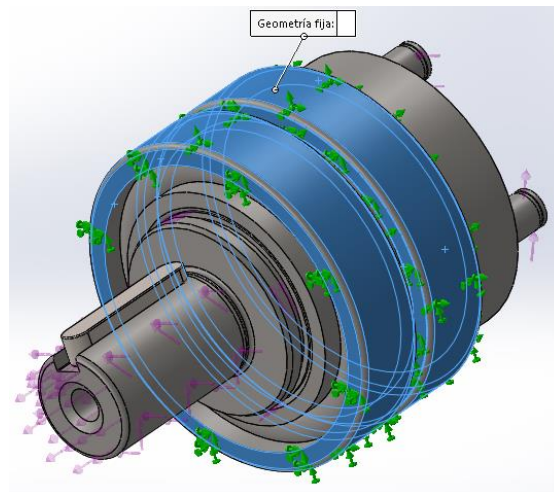
### III. Desarrollo del trabajo



### III. Desarrollo del trabajo

---

Respecto a las sujeciones, el árbol de salida estará montado sobre los rodamientos, los cuales estarán fijados a través de su pista exterior, simulando su colocación dentro de la carcasa de la reductora. Los rodamientos se encontrarán fijados lateralmente y por la superficie exterior de la pista.



**Figura 93.** Sujeciones de los rodamientos para realizar la simulación del árbol de salida. (Fuente SolidWorks)

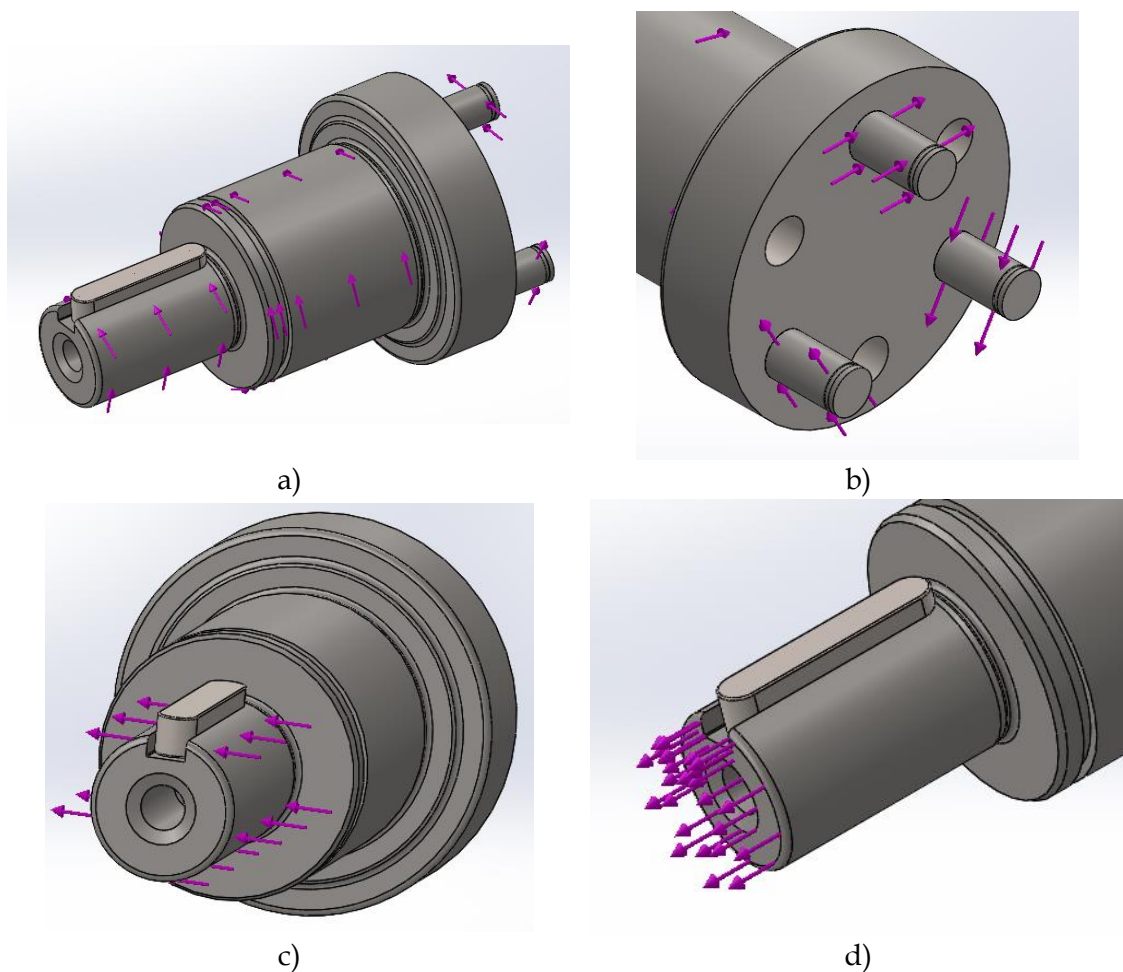
#### III.9.2.2. Introducciones de carga y condiciones de contorno.

Para el análisis estático, se someterá al árbol a las mismas cargas utilizadas para el cálculo de los factores de seguridad mediante KISSsoft. Se someterá al árbol al par de parada de emergencia de 190 Nm y a las cargas axiales y radiales máximas de 1900 N y 2400 N respectivamente.

Para simular la entrada de par en el árbol, se introducirán sobre los ejes portasatélites, las cargas radiales de 3151 N que generan el par de 190 Nm sobre el resto del árbol.

### III. Desarrollo del trabajo

Para el análisis a fluencia en SolidWorks, las cargas radiales sobre el árbol de salida no se introducirán de forma puntual, sino de forma distribuida sobre la pieza. Esto representa las cargas sobre el modelo de forma más real. Por ejemplo, la fuerza radial de 2400 N sobre la salida del árbol, aunque los datos técnicos indiquen que se representara de forma puntual, en la realidad esa carga está distribuida a lo largo de la sección del árbol donde esta aplicada.



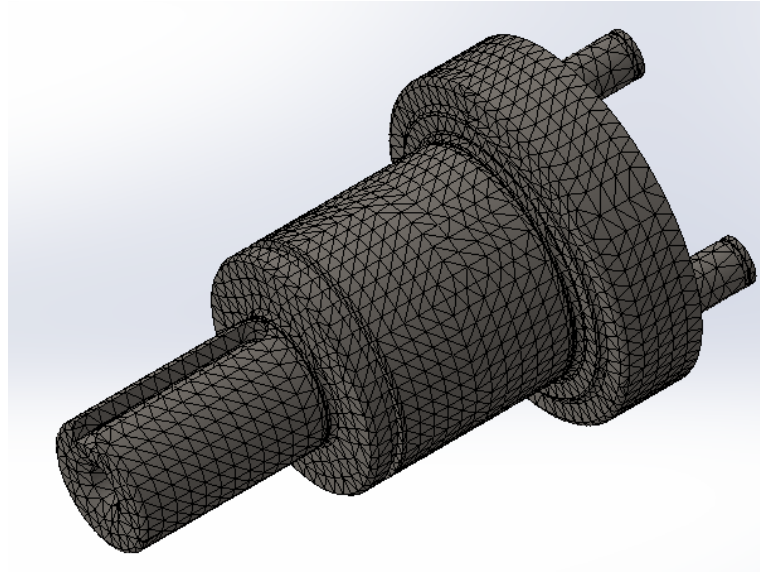
**Figura 94.** Cargas introducidas en el árbol de salida para realizar la simulación FEM a) Momento torsor de 190 Nm, b) Fuerza radial sobre los ejes portasatélites de 3151 N, c) Fuerza radial introducida en el extremo del árbol de 2400 N, d) Fuerza axial de 1900 N. (Fuente SolidWorks).



### III. Desarrollo del trabajo

---

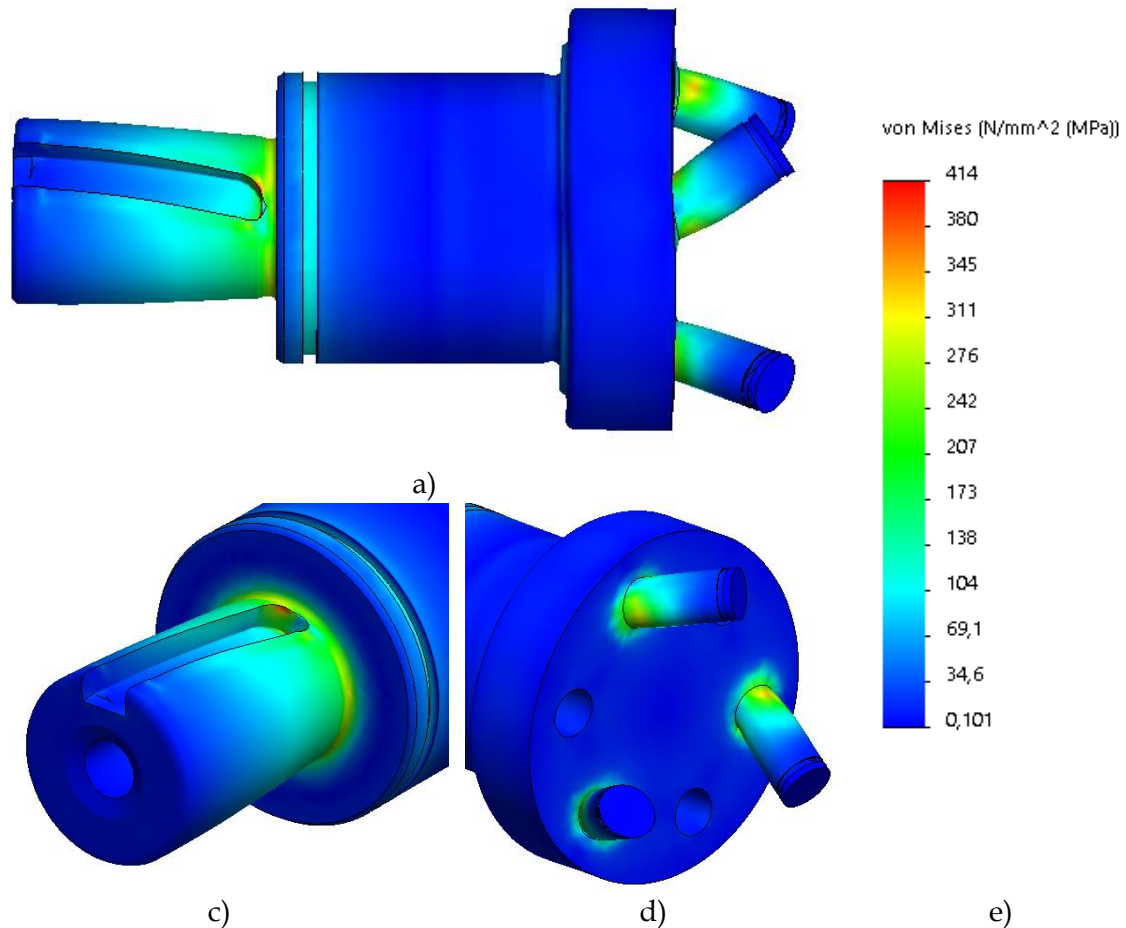
Respecto a las condiciones de contorno, puesto que el ensamblaje del árbol de entrada es sencillo, se aplicarán el mismo tamaño de malla fina empleada en el árbol de entrada.



**Figura 95.** Mallado del árbol de salida y los ejes portasatélites. (Fuente SolidWorks).

### III. Desarrollo del trabajo

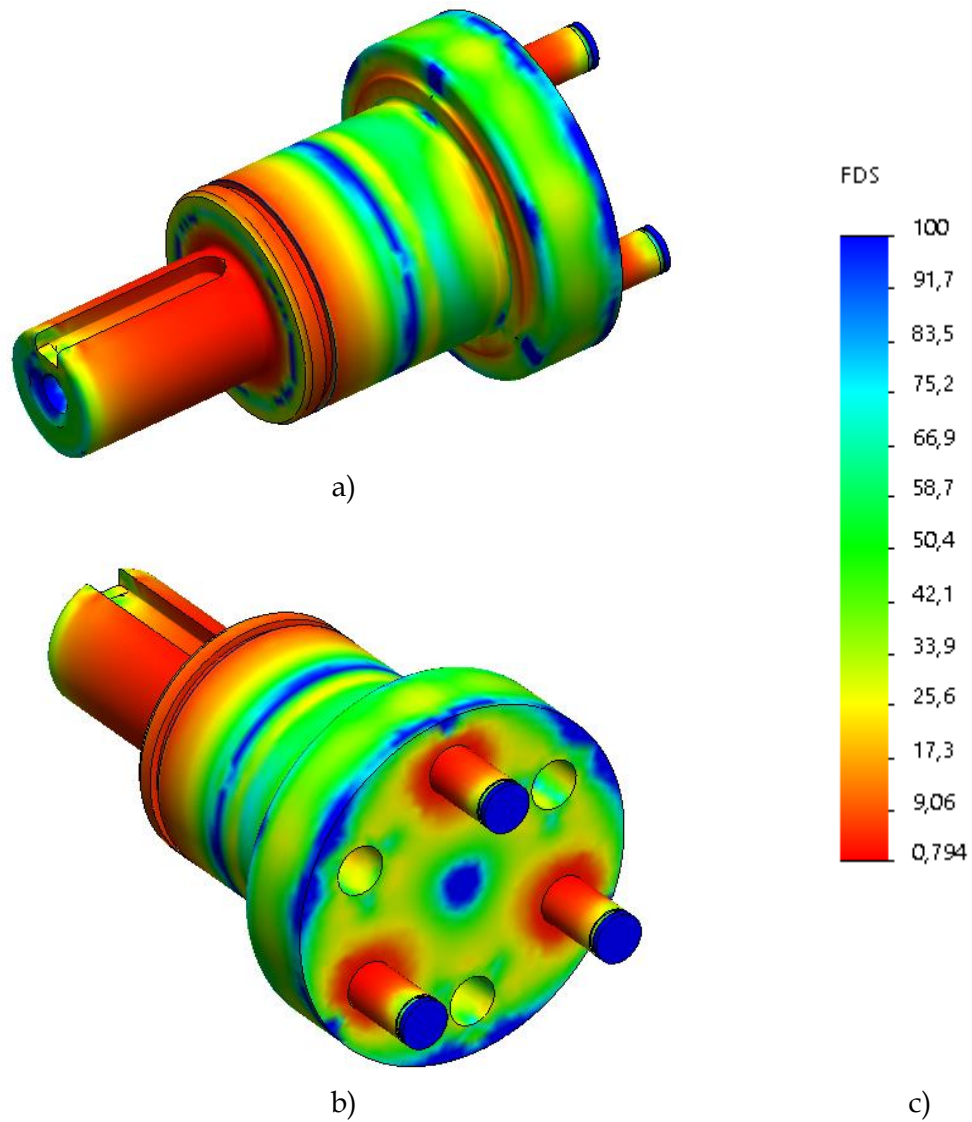
#### III.9.2.3. Gráficos del análisis a fluencia.



**Figura 96.** Gráfico de tensiones equivalentes de Von Mises superpuesto sobre el árbol de salida deformado por el desplazamiento de los componentes. Desplazamientos aumentados 250 veces. a) Vista superior del árbol de entrada y los ejes portasatélites, b) Vista del chavetero y cambio de sección del árbol, c) Vista de los ejes portasatélites, e) Escala coloreada de la tensión equivalente de Von Mises. (Fuente SolidWorks).

### III. Desarrollo del trabajo

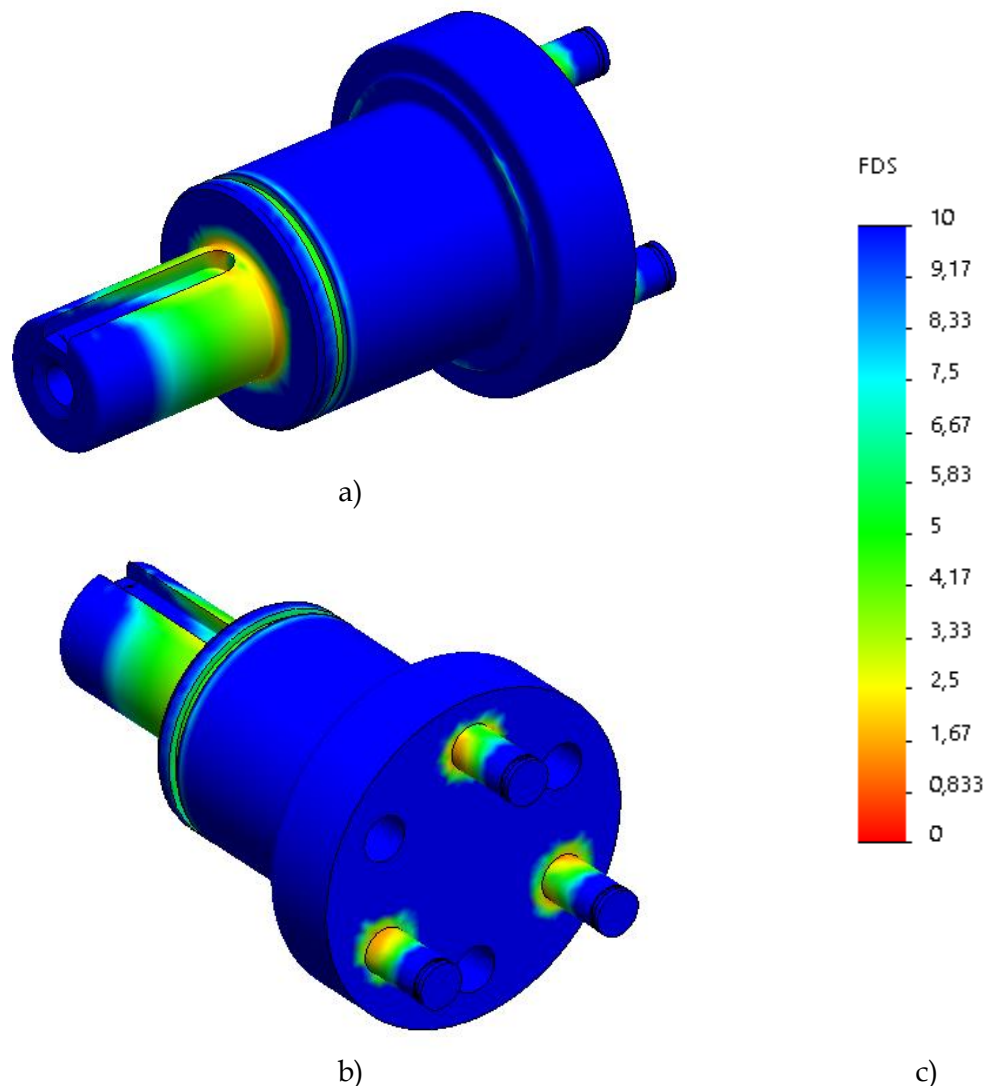
---



**Figura 97.** Gráfico de los factores de seguridad a fluencia representados sobre el árbol de salida. Valores representados de 0 a 100. a) Vista isométrica 1, b) Vista isométrica 2, c) Escala coloreada del factor de seguridad a fluencia. (Fuente SolidWorks).

### III. Desarrollo del trabajo

---



**Figura 98.** Gráfico de los factores de seguridad a fluencia representados sobre el árbol de salida. Valores representados de 0 a 10. a) Vista isométrica 1, b) Vista isométrica 2, c) Escala coloreada del factor de seguridad a fluencia. (Fuente SolidWorks).

En la Figura 96 se puede apreciar la tensión de Von Mises superpuesta sobre el desplazamiento de la pieza aumentado 250 veces. Analizando el árbol, se observa como la zona de la entalladura en el extremo es la que tiene una mayor tensión equivalente de Von Mises, cercana al límite de fluencia del material. Esto se debe a que se trata del tramo con el valor de momento flector más elevado causada por la fuerza radial en el extremo del árbol.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Lo mismo ocurre en los ejes portasatélites, donde el valor de tensión equivalente más elevado se encuentra en el inicio del ajuste por interferencia, exactamente en la zona donde los ejes están sometidos a tracción.

Estos comportamientos coinciden con los mostrados en los diagramas y resultados obtenidos mediante KISSsys.

Para apreciar mejor las zonas críticas del árbol de salida, se ha representado en la Figura 97 y Figura 98 el valor del factor de seguridad a fluencia sobre la superficie del árbol. En la Figura 97 se ha representado las zonas con factores de seguridad de 0 a 100, mientras que en la figura 98 se han representado solo las zonas con factores de seguridad menores de 10.

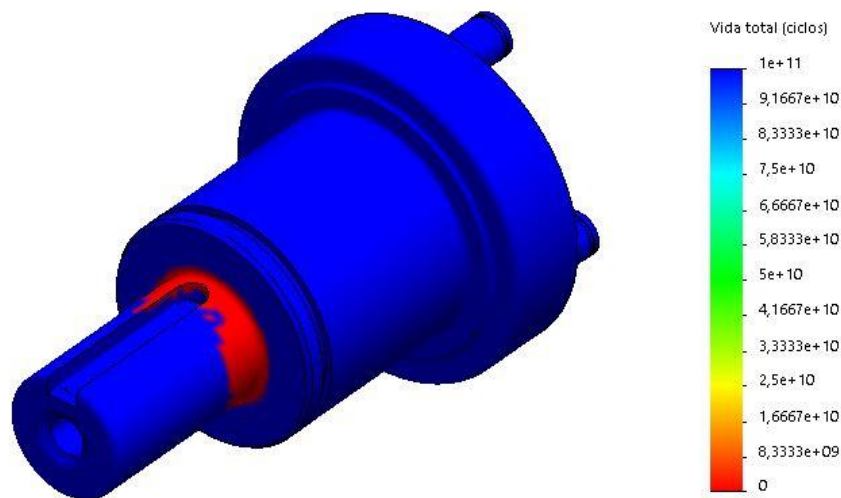
Analizando la Figura 97, se puede apreciar de forma general las zonas críticas del árbol de salida, donde el extremo del chavetero y el ajuste por interferencia del eje son los más perjudicados. También puede verse una pequeña reducción en el factor de seguridad en la zona de los apoyos del rodamiento, esto es debido al aplastamiento en zonas localizadas debido al aplastamiento del material contra los componentes auxiliares.

Analizando la Figura 98, puede apreciarse como el cambio de sección cercano al chavetero es el más afectado por las cargas, con factores de seguridad alrededor de 2. La zona donde se encuentran los ejes portasatélites también se ven altamente afectadas por las cargas que transmiten con factores de seguridad cercanos a 1, coincidentes con los valores obtenidos mediante el cálculo de ajuste por interferencia realizado en KISSsoft.

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.9.2.4. Gráficos del análisis a fatiga.

Cabe mencionar, que el análisis de fatiga se ha realizado con las mismas condiciones que para el cálculo en KISSsys, con la fuerza radial ejerciendo una fatiga alternante sobre el árbol de salida. Los cálculos se realizarán también empleando el método de Goodman.



**Figura 99.** Gráfico de vida total en ciclos superpuesto sobre el árbol de salida. La zona marcada en rojo indica una vida total de 100000 ciclos. La zona azul indica una vida infinita. (Fuente SolidWorks).

Se ha extraído del análisis a fatiga en SolidWorks, un gráfico que expresa la vida en ciclos de la pieza sometida a una fuerza radial alternante. Se puede observar como el cambio de sección cercano al chavetero es el tramo con menor vida. Igual que el factor de seguridad a fluencia, esto se debe al elevado momento flector causado por la fuerza radial y el hecho de que el cambio de sección es un concentrador de tensiones.

#### III.9.3. Comparativa de resultados.

A continuación, se mostrarán una serie de tablas comparando los factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados manualmente, mediante KISSsoft y por elementos finitos de los árboles de entrada y salida. Los valores obtenidos a través de

### III. Desarrollo del trabajo

la simulación por elementos finitos son aproximados, puesto que los resultados se muestran originalmente de forma gráfica.

**Tabla 43.** Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados manualmente, mediante KISSsoft y por elementos finitos para el árbol de salida.

Designación	Árbol de salida				
	Manual		KISSsoft		FEM (SolidWorks)
	$n_f$	$n_e$	$n_f$	$n_e$	$n_f$
ST 1	57,04	-	41,44	3436,85	40
ST 2	56,25	-	41,44	41,43	40
ST 3	36,17	-	24,3	24,29	35
ST 4	20,13	-	14,51	14,51	20
ST 5	17,87	-	14,51	14,51	20
ST 6	18,68	-	14,51	14,51	30
ST 7	16,69	-	12,94	10	20
ST 8	14,4	-	13,54	10,91	5
ST 9	3,41	1,751	2,55	2,11	3
ST 10	2,76	2,384	2,57	2,14	2,5
ST 11	3,01	-	2,62	2,2	2,5
ST 12	6,21	-	5,52	5,52	5
ST 13	Infinito	-	Infinito	Infinito	50
ST 14	Infinito	-	Infinito	Infinito	60

**Tabla 44.** Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados manualmente, mediante KISSsoft y por elementos finitos para el árbol de entrada.

Designación	Árbol de entrada		
	KISSsoft		FEM (SolidWorks)
	$n_f$	$n_e$	$n_f$
ST 1	10000	10000	>100
ST 2	337,74	1043,75	>100
ST 3	175,28	964,26	80
ST 4	72,11	139,5	90
ST 5	72,11	72,09	100
ST 6	83,24	83,22	80
ST 7	131,36	649,21	90
ST 8	183,91	2649,63	90
ST 9	137,68	4424,63	90
ST 10	36,52	1116,47	50
ST 11	10000	10000	50

### III. Desarrollo del trabajo

---

## III.10. ESTUDIO ECONÓMICO.

### III.10.1. Presupuesto de componentes normalizados.

**Tabla 45.** Presupuesto de todos los componentes normalizados que contiene la reductora LP 090-M01-5-111-000.

Componente	Precio Unitario (€/Ud)	Unidades	Precio Total (€)
Tornillo DIN 913 M10x12	0,16 €	1	0,16 €
Rodamiento SKF 6008-2Z	6,96 €	1	6,96 €
Arandela ondulada de presión DIN 1005 M47	1,90 €	1	1,90 €
Arandela de ajuste DIN 988 40x50x0,1	0,81 €	1	0,81 €
Anillo circlip DIN 471 40 x 1,75	0,26	2	0,52 €
Anillo circlip DIN 471 8 x 0,8	0,02 €	3	0,06 €
Arandela DIN 5405-3 AS 0821	0,40 €	6	2,40 €
Agujas para rodamientos DIN 5402-3 2,5x9,8	0,09 €	39	3,55 €
Chaveta paralela DIN 6885 Tipo A 6x6x32	1,06 €	1	1,06 €
Rodamiento SKF 6008-2RS1	7,55 €	2	15,10 €
Arandela ondulada de presión DIN 1005 M68	2,60 €	3	7,80 €
Anillo circlip DIN 472 68x2.5	0,98 €	1	0,98 €
Arandela de ajuste DIN 988 55x68x2	0,49 €	1	0,49 €
Junta tórica 2.00x068	0,30 €	2	0,60 €
Tornillo DIN 912 M6x20	0,24 €	4	0,96 €
Arandela cónica DIN 6796 M6	0,03 €	4	0,10 €
Tapón GPN 300 V12	0,20 €	1	0,20 €
<b>TOTAL COMPONENTES</b>			<b>43,65 €</b>



### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.10.2. Presupuesto de los componentes a fabricar.

##### III.10.2.1. Presupuesto de la materia prima.

**Tabla 46.** Presupuesto de materia prima necesaria para la fabricación de los árboles, la carcasa, los engranajes y soporte de la reductora.

Componente	Material	Tocho de partida	Precio unitario (€/Ud)	Unidades	Precio total (€)
Soporte-adaptador	Aluminio EN AW-2030	Bloque 100x100x25 mm	15,00 €	1	15,00 €
Árbol de entrada	Acero C45	Barra D= 55 mm, l=100 mm	20,14 €	1	20,14 €
Engranaje planeta	Acero 18CrNiMo7-6	Barra D= 40 mm, l=40 mm	5,00 €	1	5,00 €
Carcasa	Acero C45	Barra D= 100 mm, l=120 mm	39,71 €	1	39,71 €
Engranaje satélite	Acero 18CrNiMo7-6	Barra D= 40 mm, l=40 mm	5,00 €	1	5,00 €
Eje portasatélites	Acero C45	Barra D= 10 mm, l=50 mm	2,65 €	3	7,95 €
Árbol de salida	Acero C45	Barra D= 60 mm, l=100 mm	23,45 €	1	23,45 €
<b>TOTAL MATERIA PRIMA</b>					<b>116,25 €</b>

##### III.10.2.2. Presupuesto de fabricación

**Tabla 47.** Coste por hora de los procesos de fabricación y montaje para la fabricación d la reductora.

Proceso		Precio
Fresadora CNC	€/h	35
Torno CNC	€/h	30
Taladro	€/h	20
Pulidora	€/h	20
Tratamiento térmico de templado	€/ud	15
Montador	€/h	25

### III. Desarrollo del trabajo

**Tabla 48.** Presupuesto de fabricación de los árboles, la carcasa, los engranajes y soporte de la reductora.

Componente	Fresado CNC		Torno CNC		Rectificado		Precio unitario (€)	Unidades	Precio total (€)
	minutos	€	minutos	€	minutos	€			
Soporte-adaptador	150	87,5	-	0	-	0	87,50 €	1	87,50 €
Árbol de entrada	-	0	90	45	30	10	55,00 €	1	55,00 €
Engranaje planeta	120	0	90	45	15	5	50,00 €	1	50,00 €
Carcasa	210	0	90	45	40	13,33	58,33 €	1	58,33 €
Engranaje satélite	60	0	40	20	10	3,33	23,33 €	3	70,00 €
Eje portasatélites	-	0	20	10	15	5	15,00 €	3	45,00 €
Árbol de salida	120	0	45	22,5	45	15	37,50 €	1	37,50 €
<b>TOTAL FABRICACION</b>									<b>403,33 €</b>

**Tabla 49.** Coste de los tratamientos térmicos sobre los engranajes.

Componente	Peso (kg)	Precio unitario (€/Ud)	Unidades	Precio total (€)
Engranaje planeta	0,0031	15 €	1	15 €
Engranajes satélites	0,0024	15 €	3	45 €
<b>TOTAL TRATAMIENTOS TERMICOS</b>				<b>60 €</b>

**Tabla 50.** Cálculo del tiempo de montaje de la reductora.

Pasos del montaje	minutos
Colocación de rodamientos carcasa	20
Montaje de los engranajes sobre portasatélites	30
Montaje de anillos circlip	20
Montaje de arandelas sobre árboles y carcasa	10
Montaje de los árboles sobre la carcasa	30
Montaje del soporte y tornillos	10
Engrasado de los componentes	15
<b>TIEMPO TOTAL DE MONTAJE</b>	<b>135</b>
<b>COSTE DEL MONTAJE</b>	<b>56,25 €</b>

### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.10.3. Presupuesto final.

**Tabla 51. Cálculo del presupuesto final de fabricación de toda la reductora.**

Componentes normalizados	43,65 €
Materia prima	116,25 €
Fabricación	403,33 €
Tratamientos térmicos	60 €
Montaje	56,25 €
<b>PRECIO FINAL DE FABRICACIÓN</b>	<b>679,48 €</b>

## IV. CONCLUSIONES

## IV. Conclusiones

---

Este apartado se enfocará en analizar de forma general el proceso de realización y los resultados obtenidos en el trabajo final de grado.

También se comentarán aquellas dificultades que se hayan podido presentar durante la realización de los distintos apartados, analizando el motivo y las soluciones empleadas.

Por último, se dará la opinión del autor, proporcionando un punto de vista personal de todo el proyecto.

Analizando de forma general el proceso de realización del trabajo, se puede concluir que se ha podido desarrollar de forma satisfactoria la metodología y los objetivos generales y particulares establecidos inicialmente.

El trabajo comenzó con el despiece e identificación de los distintos componentes. La reductora se le proporcionó al alumno completamente montada, esta se pudo desmontar sin problemas con la ayuda de herramientas de mano.

Respecto al proceso de identificación de los distintos componentes, aquellos completamente normalizados como las chavetas, los rodamientos, arandelas y tornillos se han podido identificar sin problemas mediante su respectiva normativa.

Los componentes como árboles, carcasa y engranajes involucraron un mayor esfuerzo para la obtención de sus características de diseño y materiales. A través de catálogos técnicos, normativa, ensayos en laboratorio y los conocimientos del alumno, se pudieron obtener satisfactoriamente todas las características necesarias.

La siguiente parte del trabajo, se ha centrado en el desarrollo de los planos de fabricación y ensamblaje de la reductora. Esto ha permitido acabar de definir todas las características de los componentes previo a la realización de los cálculos. El proceso de realización de los planos no ha conllevado dificultades, puesto que el software de diseño CAD SolidWorks empleado es muy intuitivo y fácil de utilizar.

## IV. Conclusiones

---

Acabados los planos, se ha procedido a realizar los cálculos para la obtención de los factores de seguridad a fluencia y a fatiga de los componentes que conforman la cadena cinemática. Los cálculos se han realizado mediante los softwares KISSsoft y KISSsys. Se ha sometido a la reductora a las cargas máximas que el fabricante indica en el catálogo técnico del producto.

De los resultados obtenidos, se puede concluir que, al someter a la reductora a las condiciones máximas de funcionamiento, la resistencia de los distintos componentes en sus secciones críticas se acerca mucho al valor de fluencia de los materiales y la resistencia a fatiga se reduce drásticamente, poniendo en riesgo la integridad física del mecanismo si se superan los valores máximos indicados. Por tanto, queda verificada la información indicada por el fabricante.

En el proceso de cálculo, se han tenido ciertas dificultades a la hora de representar en KISSsoft, ciertos componentes debido a su tipología. Se ha podido solventar el problema sustituyéndolos por otros elementos similares.

Como soporte a los cálculos realizados, se ha hecho una simulación mediante elementos finitos, del árbol de entrada y el árbol de salida. Esto ha permitido contrastar los resultados obtenidos en KISSsoft y emplearse como un soporte gráfico para facilitar el entendimiento de estos. No ha conllevado gran dificultad la realización de la simulación por elementos finitos.

Los resultados obtenidos en la simulación coinciden con los cálculos realizados en KISSsoft, corroborando lo establecido por el fabricante de la reductora.

La última parte del trabajo ha sido la de realizar el estudio económico de la reductora. Se ha obtenido el presupuesto de todos los componentes normalizados y el presupuesto de fabricación de los árboles, la carcasa y los engranajes. Esto ha incluido tratamientos térmicos y horas de montaje. El presupuesto total ha sido de 679,48 €, el cual se trata de un valor razonable considerando que la reductora tiene un precio en el mercado de unos 1000 €.

## IV. Conclusiones

---

Hablando en primera persona, la realización del trabajo final de grado me ha permitido aplicar todos los conocimientos aprendidos a lo largo de toda la carrera, desde la ciencia de materiales hasta la ingeniería de los procesos de fabricación, pero sobre todo me ha permitido profundizar en mi rama favorita de la ingeniería mecánica relacionada con el diseño de máquinas y la ingeniería inversa. A pesar de la gran cantidad de trabajo que ha conllevado la realización del trabajo, lo he disfrutado y pienso que me servirá en el futuro como ejemplo para la realización de otros proyectos.

## V. APÉNDICES



### VI.1. REFERENCIAS

- KHK Gears, «Gear Systems: KHK Gears,» 2015. [En línea]. Available:  
[1] [https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/gear\\_technical\\_reference/gear\\_systems.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/gear_systems.html).
- howstuffworks, «Transmissions & Drivetrain: howstuffworks,» 2019. [En línea].  
[2] Available: <https://auto.howstuffworks.com/differential.htm>.
- SIEMENS AG, «Servo motors 1FK7 with planetary gear LP :SIEMENS AG,» 2019. [En línea]. Available:  
[3] <https://mall.industry.siemens.com/mall/de/WW/Catalog/Products/10045200>.
- TGM WEG Group, «News: TGM WEG Energy,» 2019. [En línea]. Available:  
[4] <https://www.grupotgm.com.br/en/news/the-largest-planetary-gearbox-of-the-sugar-power-industry-in-the-world-starts-operating-1>.
- The New Yorker, «Dept. of Archeology: The New Yorker,» 2007. [En línea].  
[5] Available: <https://www.newyorker.com/magazine/2007/05/14/fragmentary-knowledge>.
- Wikipedia, «Rueda de libros,» 19 julio 2019. [En línea]. Available:  
[6] [https://es.wikipedia.org/wiki/Rueda\\_de\\_libros](https://es.wikipedia.org/wiki/Rueda_de_libros).
- Revolv, «Sun and planet gear: Revolv,» 2019. [En línea]. Available:  
[7] <https://www.revolv.com/page/Sun-and-planet-gear>.
- KHK Gears, «Calculation of Gear Dimensions: KHK Gears,» 2019. [En línea].  
[8] Available:  
[https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/gear\\_technical\\_reference/calculation\\_gear\\_dimensions.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/calculation_gear_dimensions.html).

## VI. Apéndices

---

- [9] DORNER, «Paquete de motorreductor servo: DORNER,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.dornerconveyors.com/europe/es/productos/2x-serie/2200-precision-move-transportador/paquete-de-motorreductor-servo>.
- [10] Wittenstein Alpha, *Low backlash planetary gearheads catalog*, 2004.
- [11] R. L. Mott, *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS*, PEARSON, 1985.
- [12] ISO, *ISO 1328-1: Cylindrical gears-ISO system of accuracy*, 1997.
- [13] Wittenstein Alpha, *alpha Basic Line y alpha Value Line: Catálogo de productos.*, 2019.
- [14] Brevini , *INDUSTRIAL Gearbox Catalogue: Brevini power transmission*, 2019.
- [15] STM, *High Tech Line, Heavy Duty Catalogue: STM*, 2019.
- [16] Unimec, «Bevel Gearboxes: Unimec,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.unimec.eu/en/products/bevel-gearboxes/110/RP.html>.
- [17] AEN/CTN 36, *UNE EN-10083*, Madrid: AENOR, 2008.
- [18] AEN/CTN 36, *UNE EN-10084*, Madrid: AENOR, 2018.

## VI. Apéndices

---

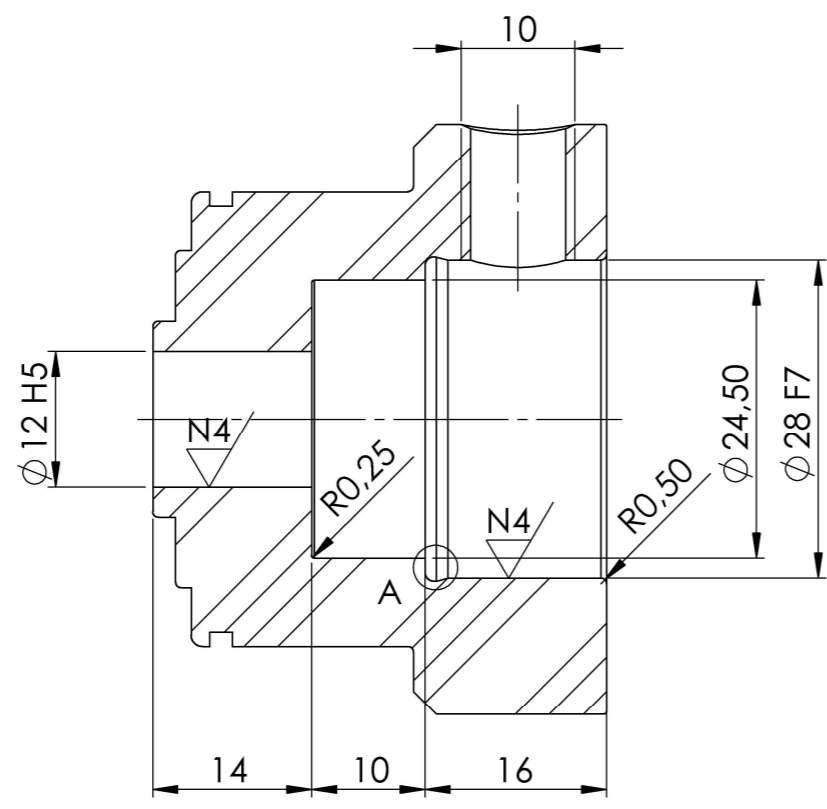
- [19] AEN/CTN 38, *UNE 38323*, Madrid: AENOR, 1981.
- [20] SKF, *Rolling bearings catalogue*, 2013.

### VI.2. PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.

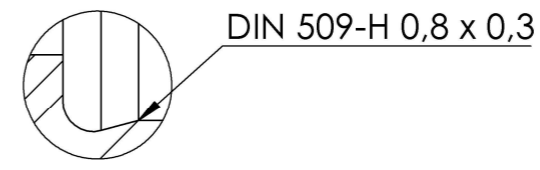
A continuación, se mostrarán los planos de fabricación de los árboles de entrada y salida, la carcasa, el soporte-adaptador y los engranajes.

Después se mostrarán los planos de ensamblaje de toda la reductora.

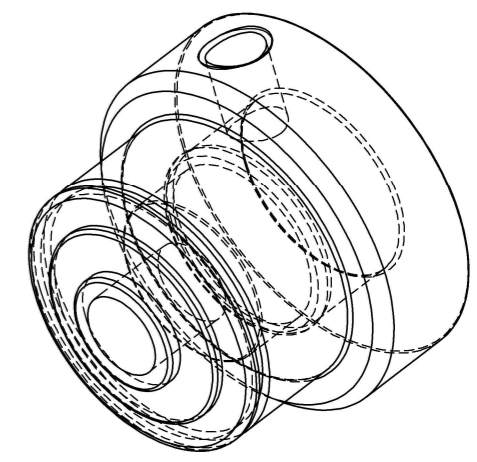
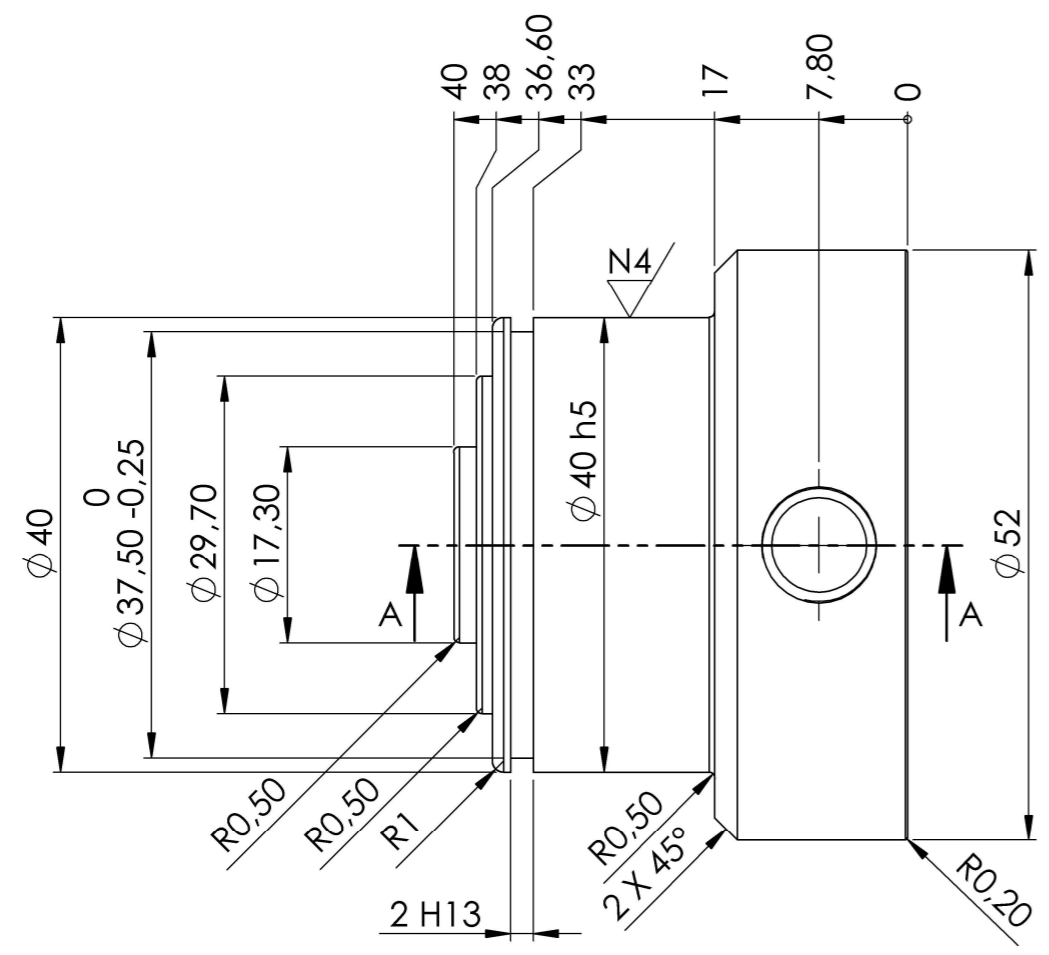
N6 / ( N4 )

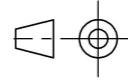



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1.5 : 1



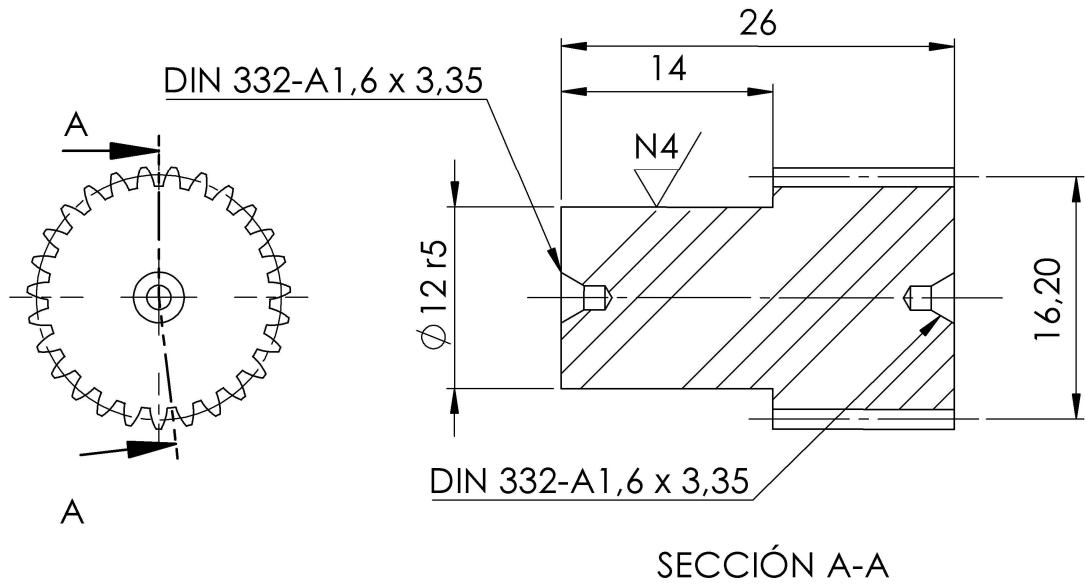
DETALLE A  
ESCALA 5 : 1



DETALLES ADICIONALES: 1.- COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS SEXAGESIMALES 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO).		SISTEMA: 	NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN
TRABAJO FIN DE GRADO: APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.		PLANO: <b>Arbol de entrada</b>	
NOMBRE CARLOS JAVIER JEACOCK CANA	FIRMA	FECHA 08/07/2019	N.º DE PLANO: <b>CJJC-001-R00</b>
REVISION ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019	
APROBADO SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019	
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>		MATERIAL: 1,0503 (C45)	ESCALA: 1,5:1
		PESO: 0,3484 kg	HOJA 1 DE 1

A3

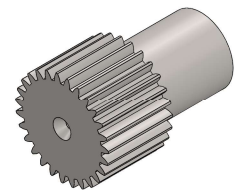
N5 / (N4)



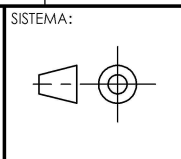
SECCIÓN A-A

**Detalles del engranaje planeta**

Numero de dientes	27
Modulo	0,6
Diametro primitivo	16,2
Altura de cabeza	0,6
Altura de pie	0,75
Paso circular	1,88
Grueso de diente	0,9425
Hueco del diente	0,9425
Angulo de helice	0°
Angulo de presion	20°
Desplazamiento dentado	+0,1264



DETALLES ADICIONALES:  
 1.- COTAS EN MM. Y ANGULOS EN GRADOS SEXAGESIMALES.  
 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS.  
 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO).  
 4.- PERFIL DE DENTADO DE ACUERDO A NORMA ISO 53: 1998.



NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

**TRABAJO FIN DE GRADO:**  
 APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACIÓN DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019

PLANO:  
**Engranaje Planeta**



MATERIAL:  
 1.6587 (18CrNiMo7-6)  
 Templado

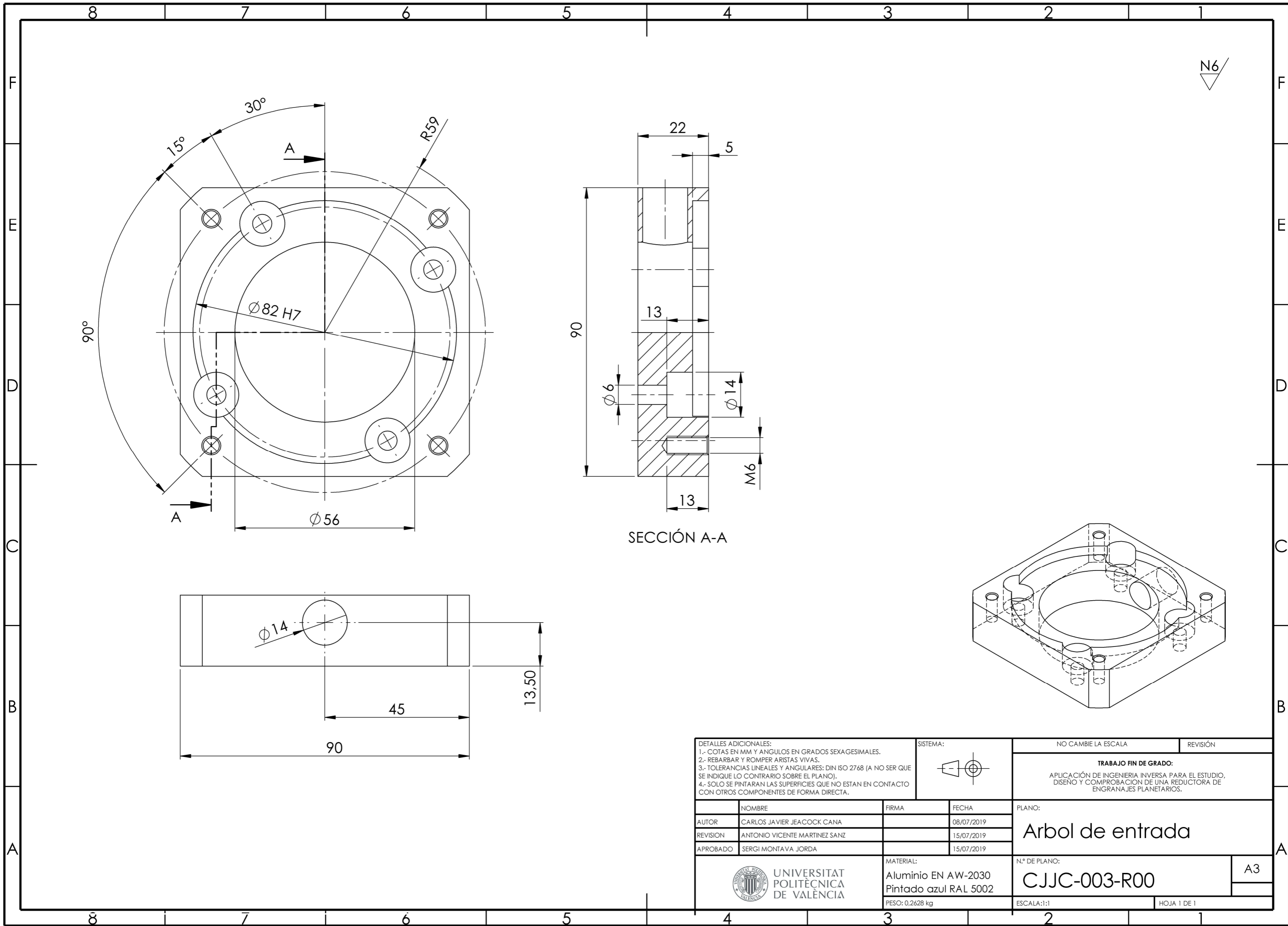
PESO: 0,0031 kg (31,14 g)

N.º DE PLANO:  
**CJJC-002-R00**

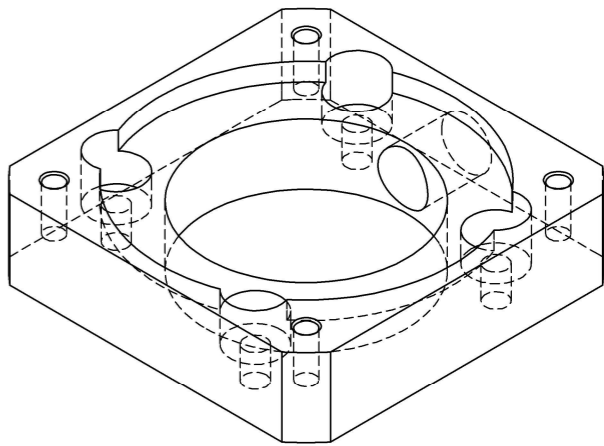
ESCALA:2:1

HOJA 1 DE 1

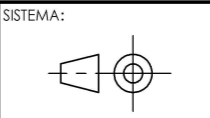
A4



SECCIÓN A-A



DETALLES ADICIONALES:  
 1.- COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS SEXAGESIMALES.  
 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS.  
 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO).  
 4.- SOLO SE PINTARAN LAS SUPERFICIES QUE NO ESTAN EN CONTACTO CON OTROS COMPONENTES DE FORMA DIRECTA.



NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN

**TRABAJO FIN DE GRADO:**  
 APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019

PLANO:  
**Arbol de entrada**

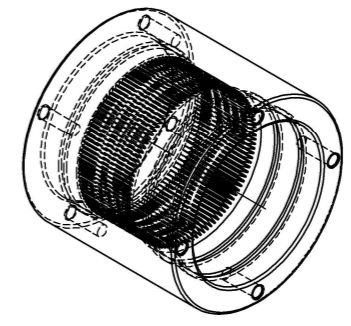
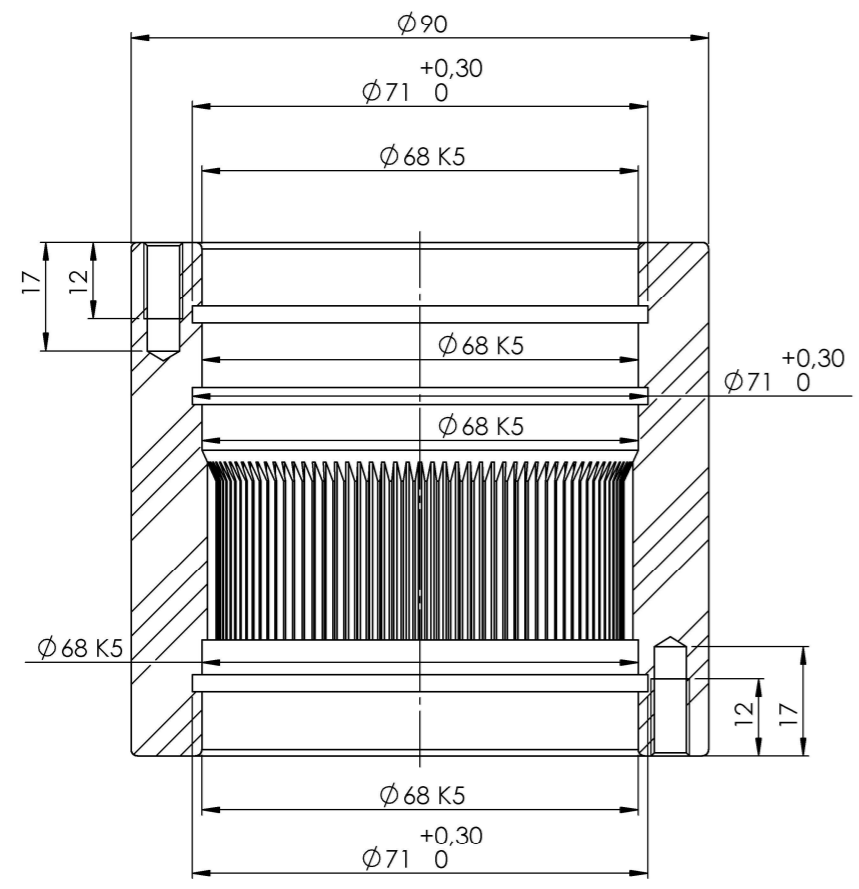
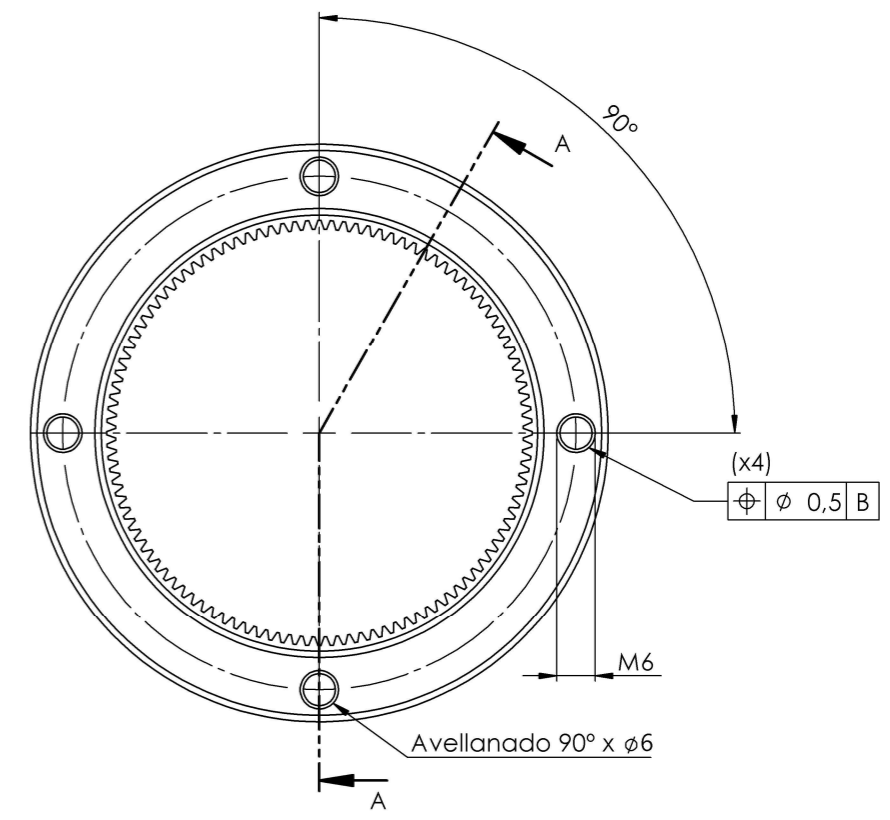
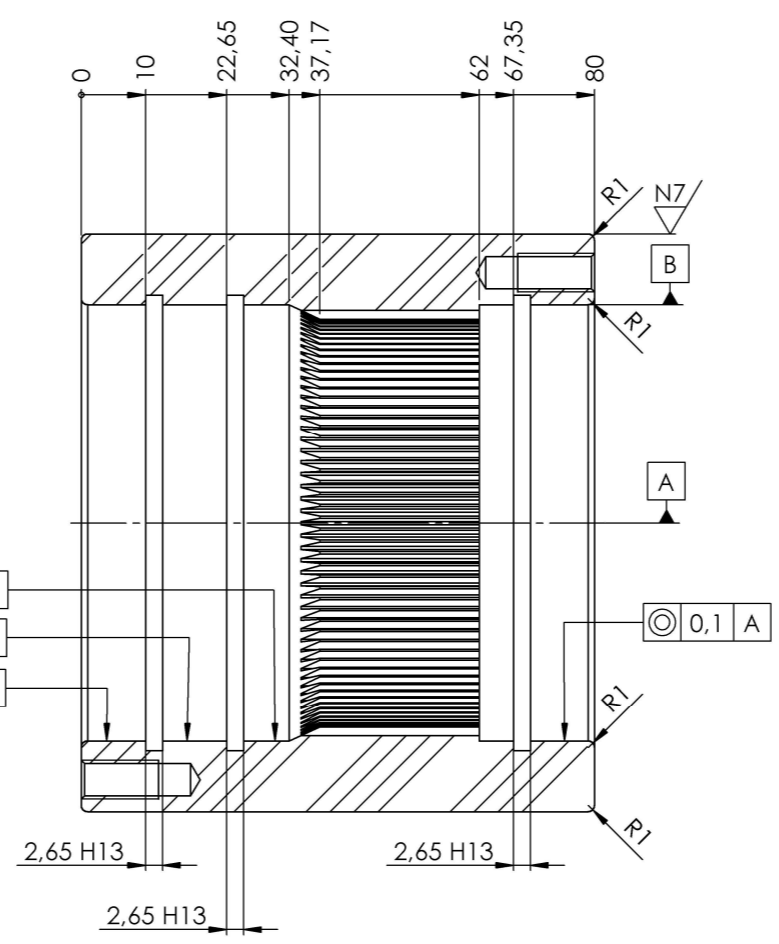
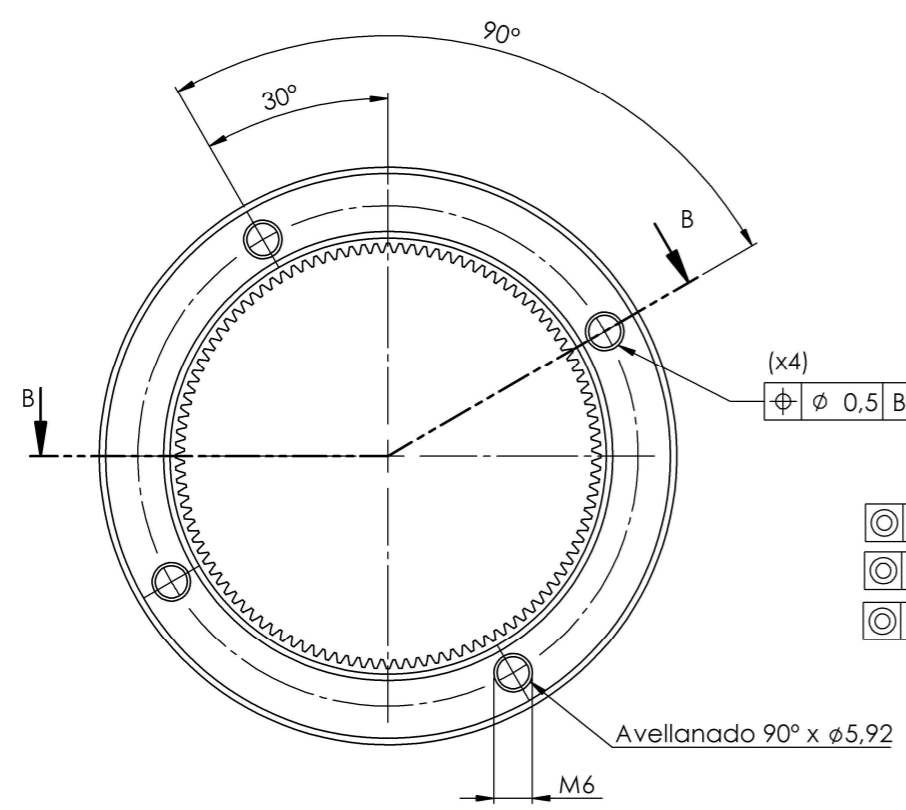
MATERIAL:  
 Aluminio EN AW-2030  
 Pintado azul RAL 5002  
 PESO: 0,2628 kg

N.º DE PLANO:  
**CJJC-003-R00**  
 ESCALA: 1:1 HOJA 1 DE 1



A3

N5/(N7/)

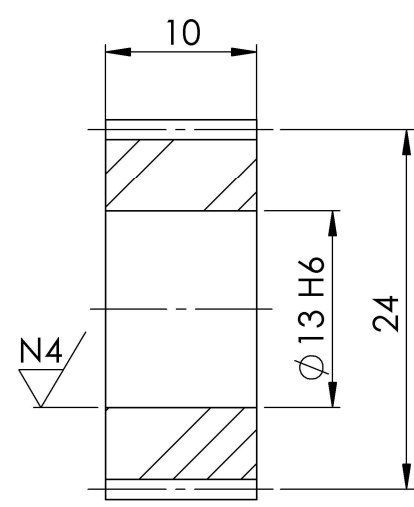
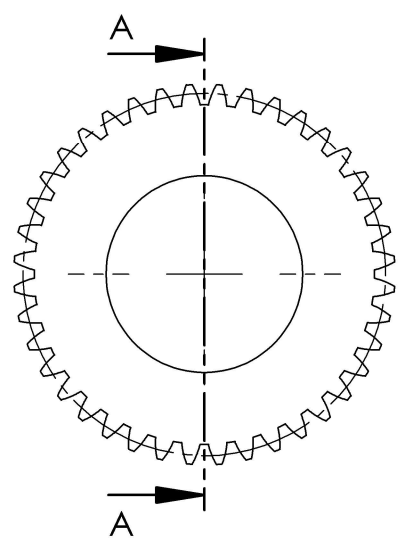


Detalles de la corona	
Numero de dientes	108
Modulo	0,6
Diametro primitivo	64,8
Altura de cabeza	0,6
Altura de pie	0,75
Paso circular	1,88
Grueso de diente	0,9425
Hueco del diente	0,9425
Angulo de helice	0°
Angulo de presion	20°
Desplazamiento dentado	+0,5971

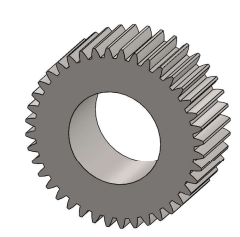
DETALLES ADICIONALES: 1.- COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS SEXAGESIMALES. 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS. 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO). 5.- PERFIL DEL DENTADO DE ACUERDO A NORMA ISO 53: 1998.			SISTEMA: 		NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN	
TRABAJO FIN DE GRADO: APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.			PLANO: <b>Carcasa</b>			
AUTOR: CARLOS JAVIER JEACOCK CANA REVISION: ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ APROBADO: SERGI MONTAYA JORDA		FIRMA: FECHA: 08/07/2019 15/07/2019 15/07/2019		N.º DE PLANO: <b>CJJC-004-R00</b>		A2
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		MATERIAL: 1,0503 (C45) PESO: 1,73 kg		ESCALA: 1:2:1 HOJA 1 DE 1		



N5 / (N4)



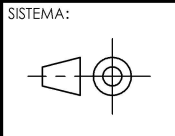
SECCIÓN A-A



**Detalles del engranaje satelite**

Numero de dientes	40
Modulo	0,6
Diametro primitivo	24
Altura de cabeza	0,6
Altura de pie	0,75
Paso circular	1,88
Gruoso de diente	0,9425
Hueco del diente	0,9425
Angulo de helice	0°
Angulo de presion	20°
Desplazamiento dentado	-0,1264

DETALLES ADICIONALES:  
 1.- COTAS EN MM. Y ANGULOS EN GRADOS SEXAGESIMALES.  
 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS.  
 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO).  
 4.- PERFIL DE DENTADO DE ACUERDO A NORMA ISO 53: 1998.



NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN

**TRABAJO FIN DE GRADO:**  
 APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACIÓN DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019

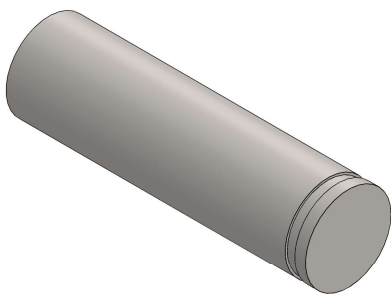
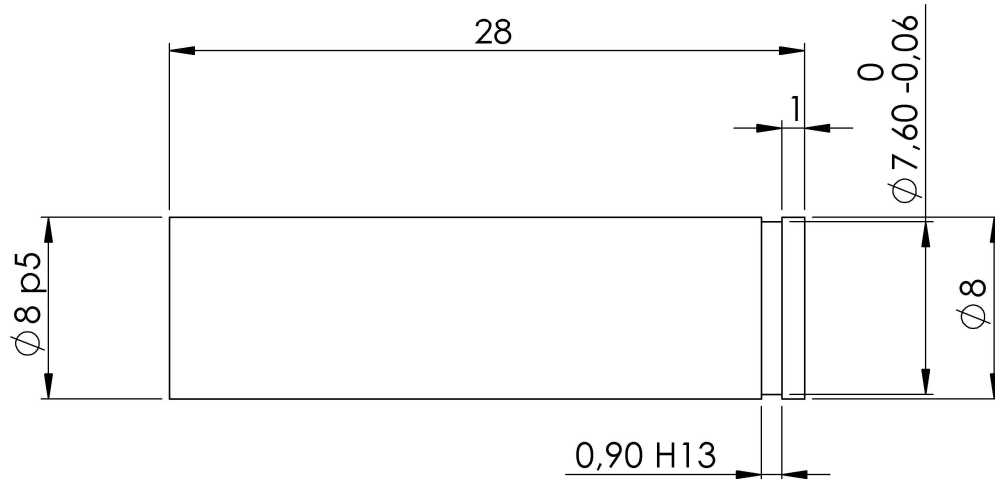
PLANO:  
**Engranaje satelite**



MATERIAL:  
 1.6587 (18CrNiMo7-6)  
 Templado  
 PESO: 0,0024 kg (24,34 g)

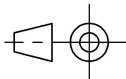
N.º DE PLANO:  
**CJJC-005-R00**  
 ESCALA:2:1 HOJA 1 DE 1

A4



DETALLES ADICIONALES:  
 1.- COTAS EN MM. Y ANGULOS EN GRADOS SEXAGESIMALES.  
 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS.  
 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO).

SISTEMA:



NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO:

APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACIÓN DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019

PLANO:

Eje portasatelites



MATERIAL:  
1,0503 (C45)

PESO: 0,0109 kg (10,94 g)

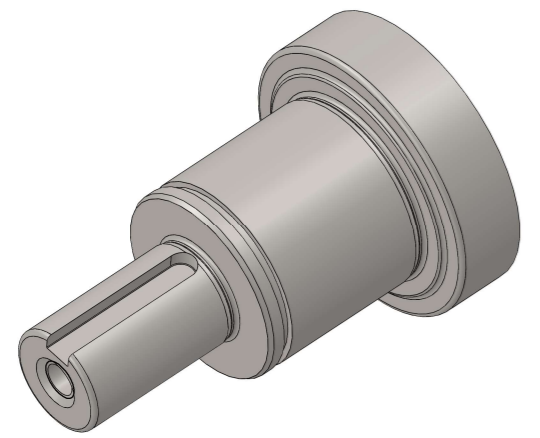
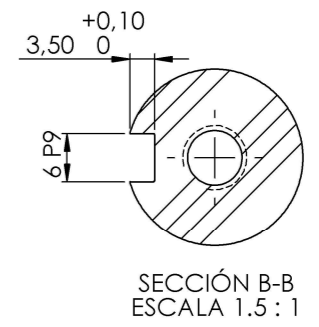
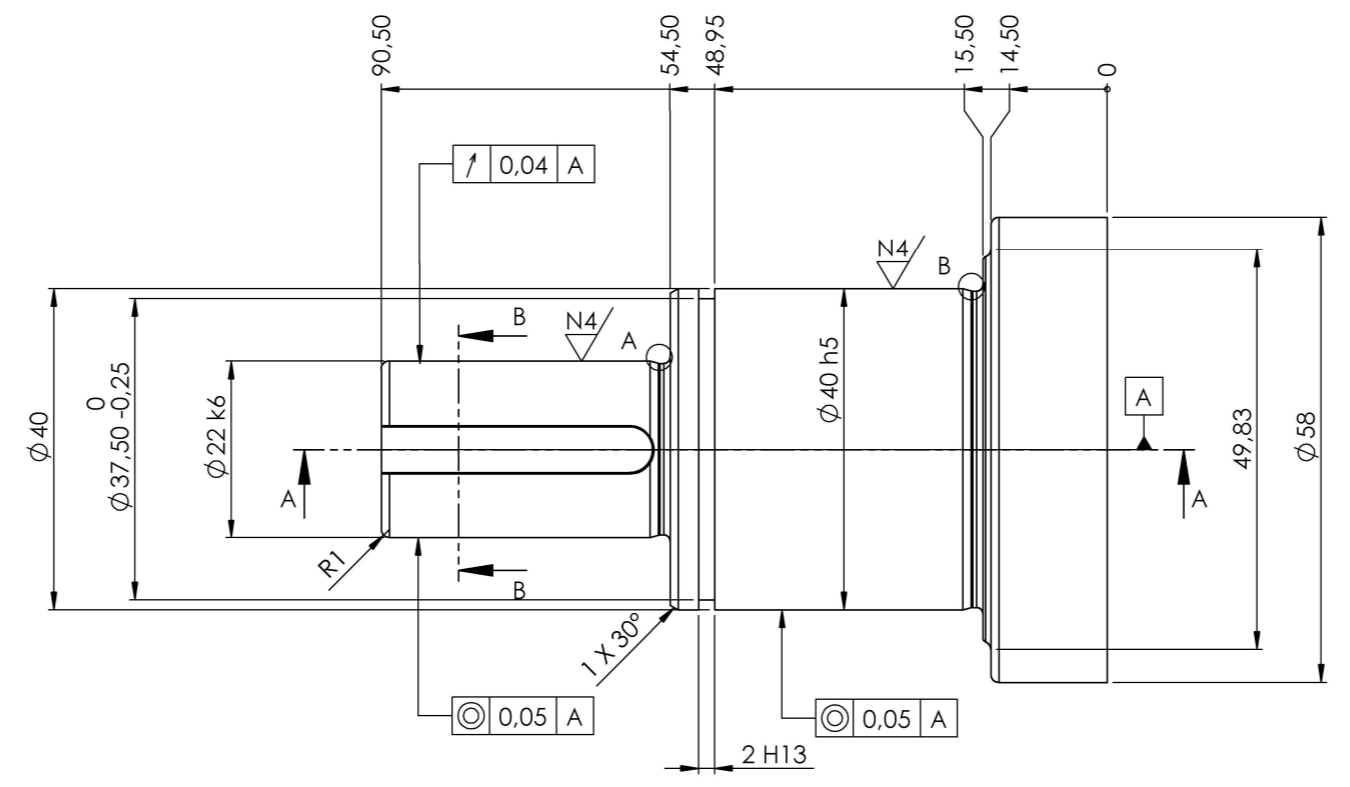
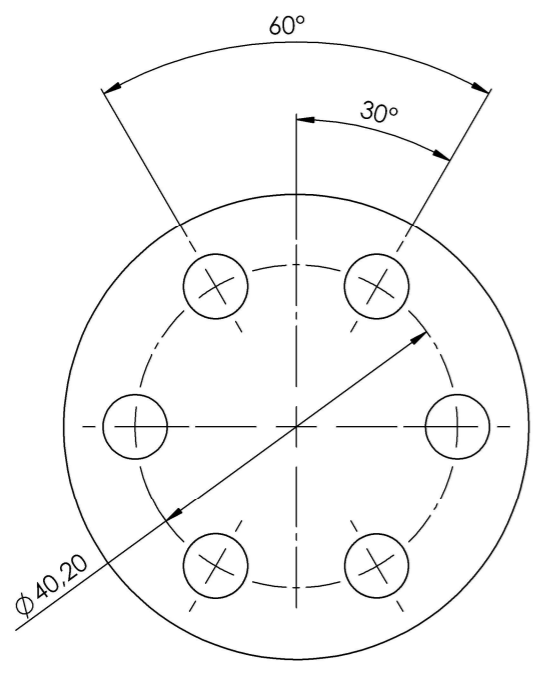
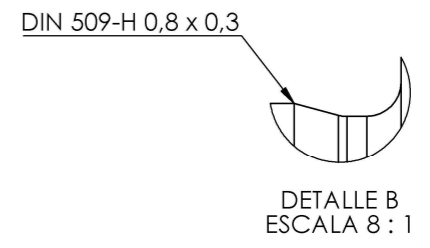
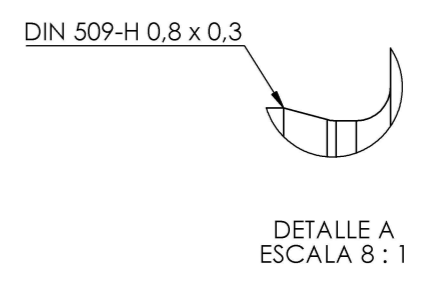
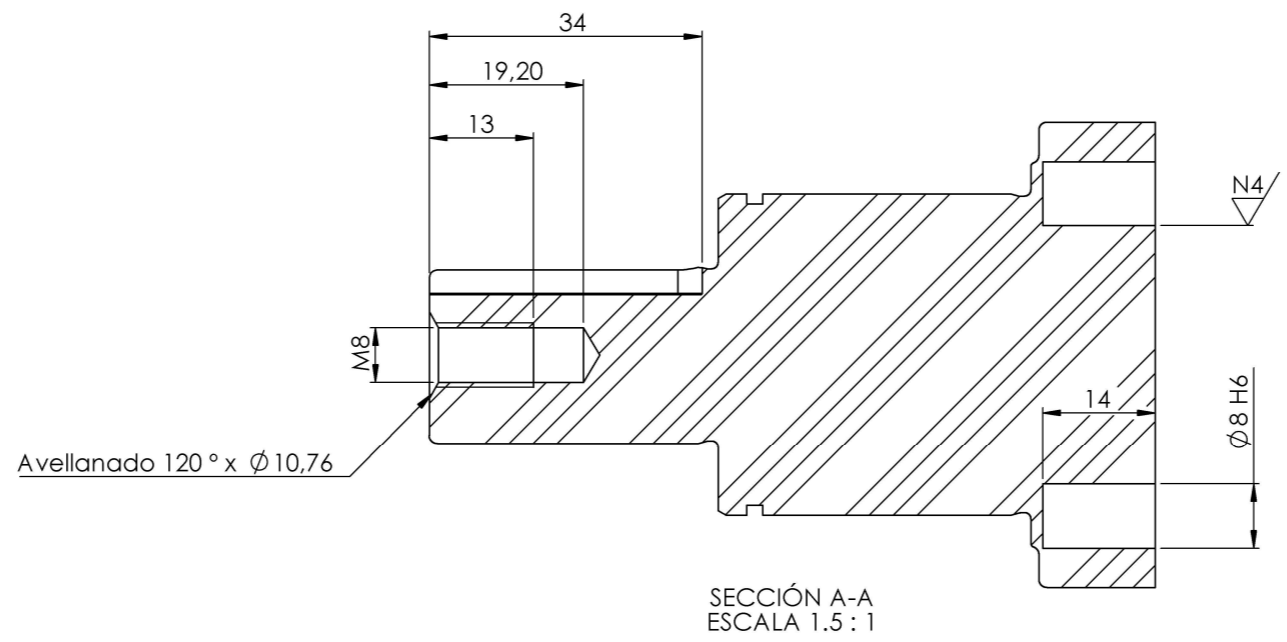
N.º DE PLANO:

CJJC-006-R00

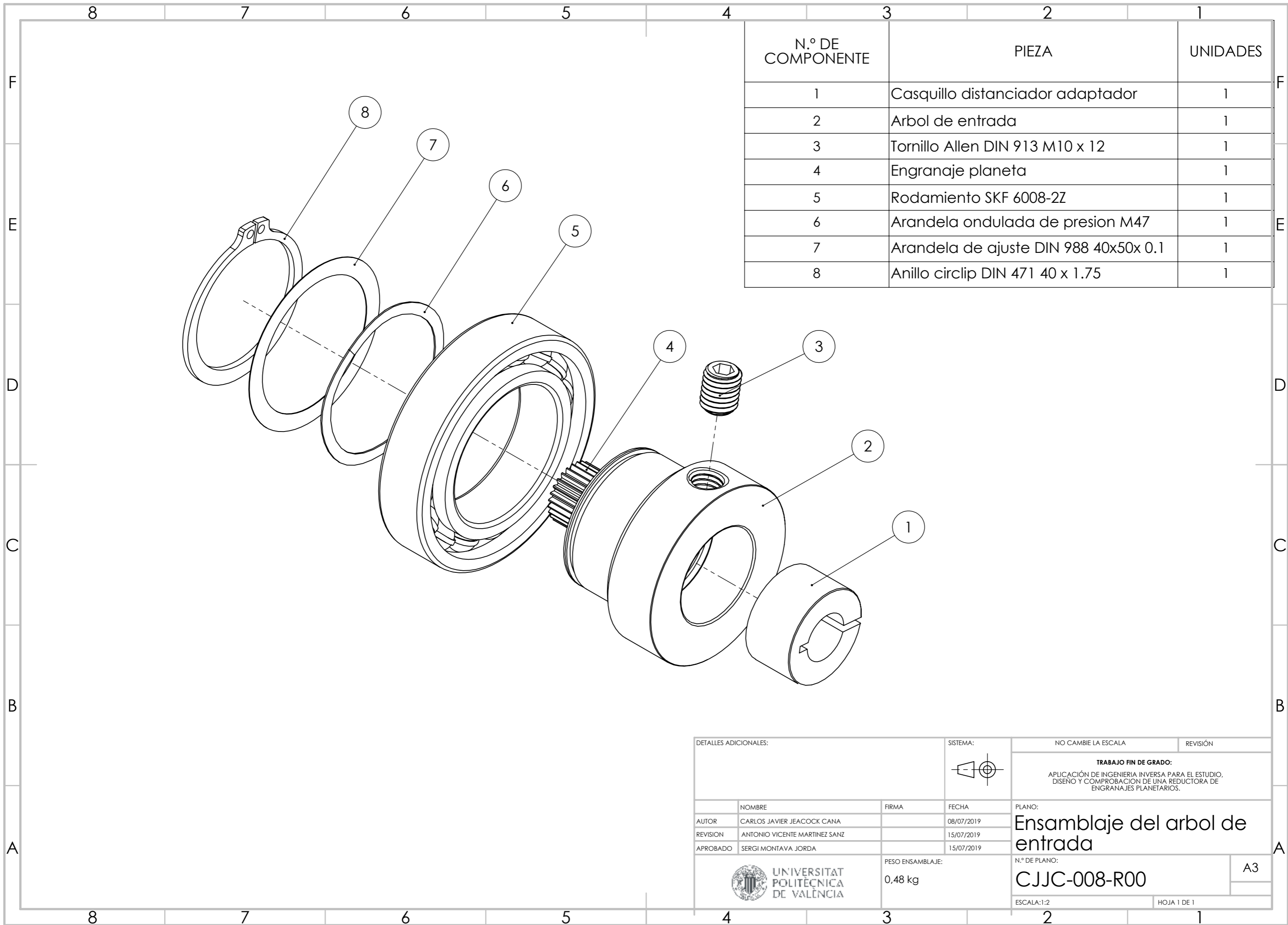
ESCALA: 3:1

HOJA 1 DE 1

A4

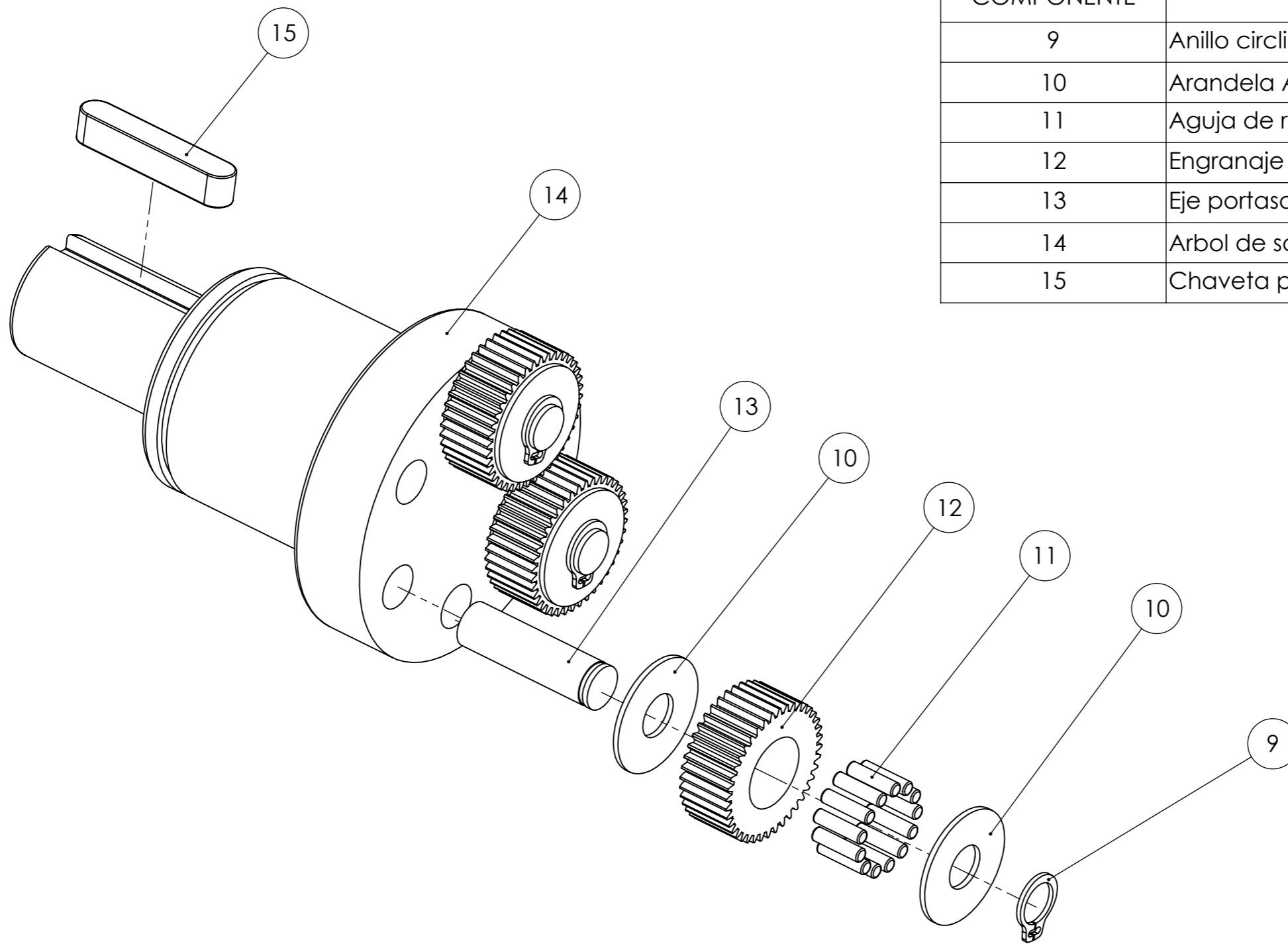


DETALLES ADICIONALES: 1.- COTAS EN MM Y ANGILOS EN GRADOS SEXAGESIMALES 2.- REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS 3.- TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES: DIN ISO 2768 (A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO SOBRE EL PLANO).		SISTEMA: 	NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN
TRABAJO FIN DE GRADO: APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.		PLANO: <b>Arbol de salida</b>	
AUTOR: CARLOS JAVIER JEACOCK CANA REVISION: ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ APROBADO: SERGI MONTAYA JORDA	FIRMA: FECHA: 08/07/2019 15/07/2019 15/07/2019	MATERIAL: 1,0503 (C45) PESO: 0,7536 kg	N.º DE PLANO: <b>CJJC-007-R00</b> ESCALA: 1:1 HOJA 1 DE 1



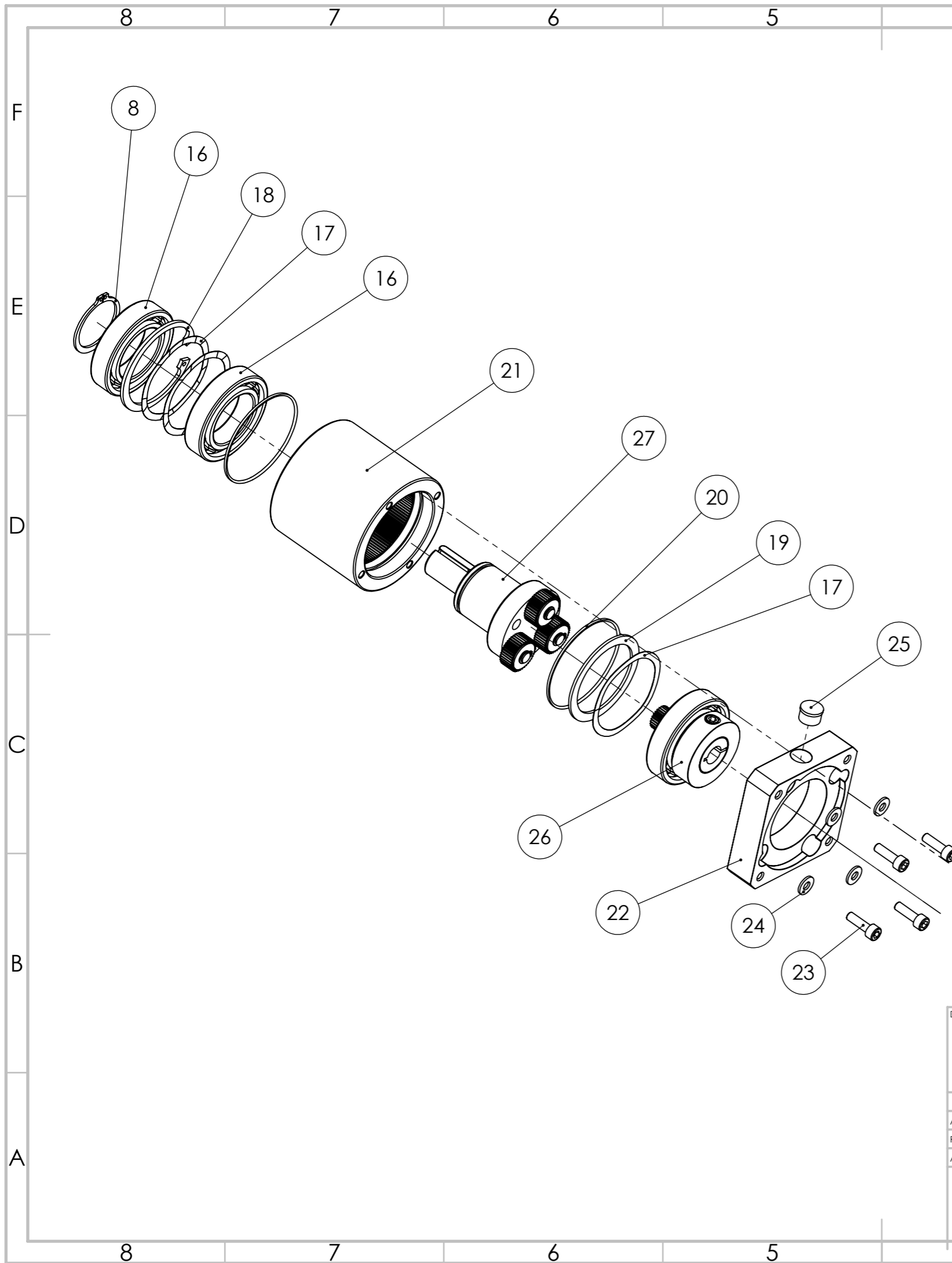
N.º DE COMPONENTE	PIEZA	UNIDADES
1	Casquillo distanciador adaptador	1
2	Arbol de entrada	1
3	Tornillo Allen DIN 913 M10 x 12	1
4	Engranaje planeta	1
5	Rodamiento SKF 6008-2Z	1
6	Arandela ondulada de presion M47	1
7	Arandela de ajuste DIN 988 40x50x 0.1	1
8	Anillo circlip DIN 471 40 x 1.75	1

DETALLES ADICIONALES:			SISTEMA:	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				<b>TRABAJO FIN DE GRADO:</b> APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	PLANO:	
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019	Ensamblaje del arbol de entrada	
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019	N.º DE PLANO:	
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019	CJJC-008-R00	
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA			PESO ENSAMBLAJE:	A3	
			0,48 kg	ESCALA:1:2	
				HOJA 1 DE 1	



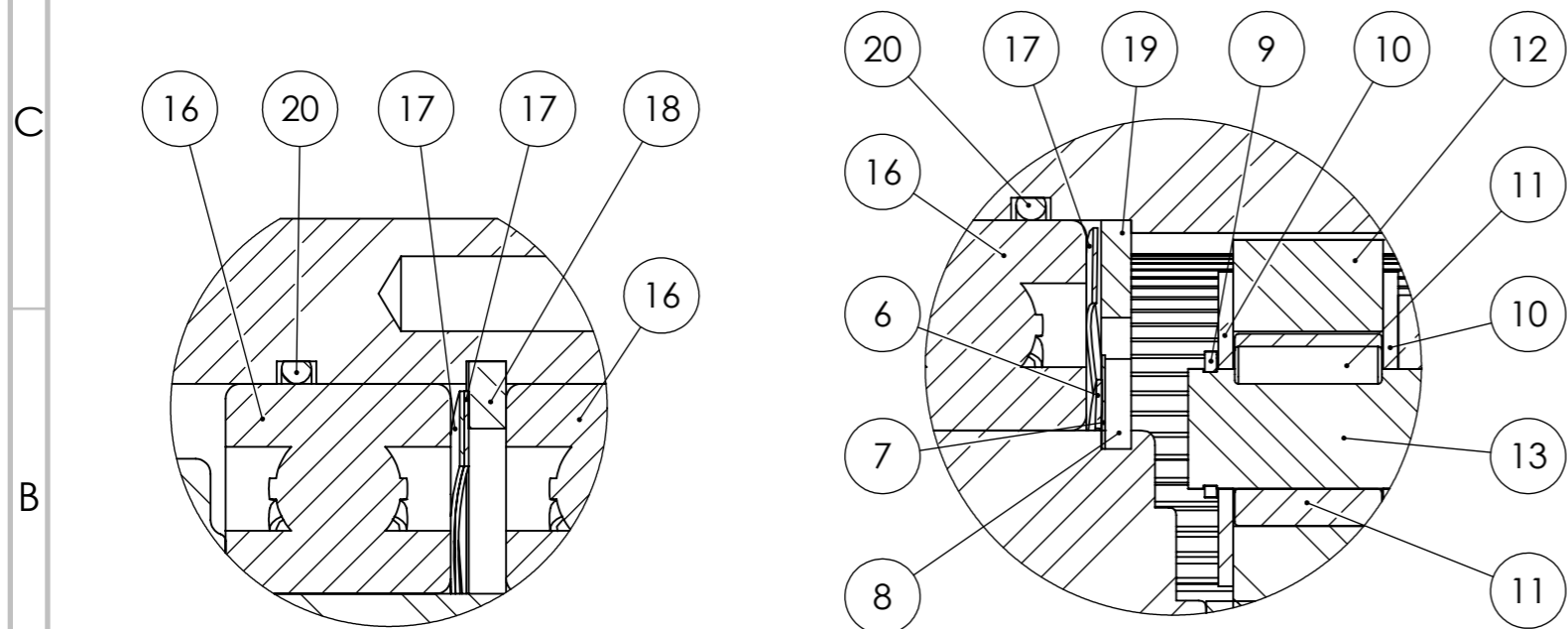
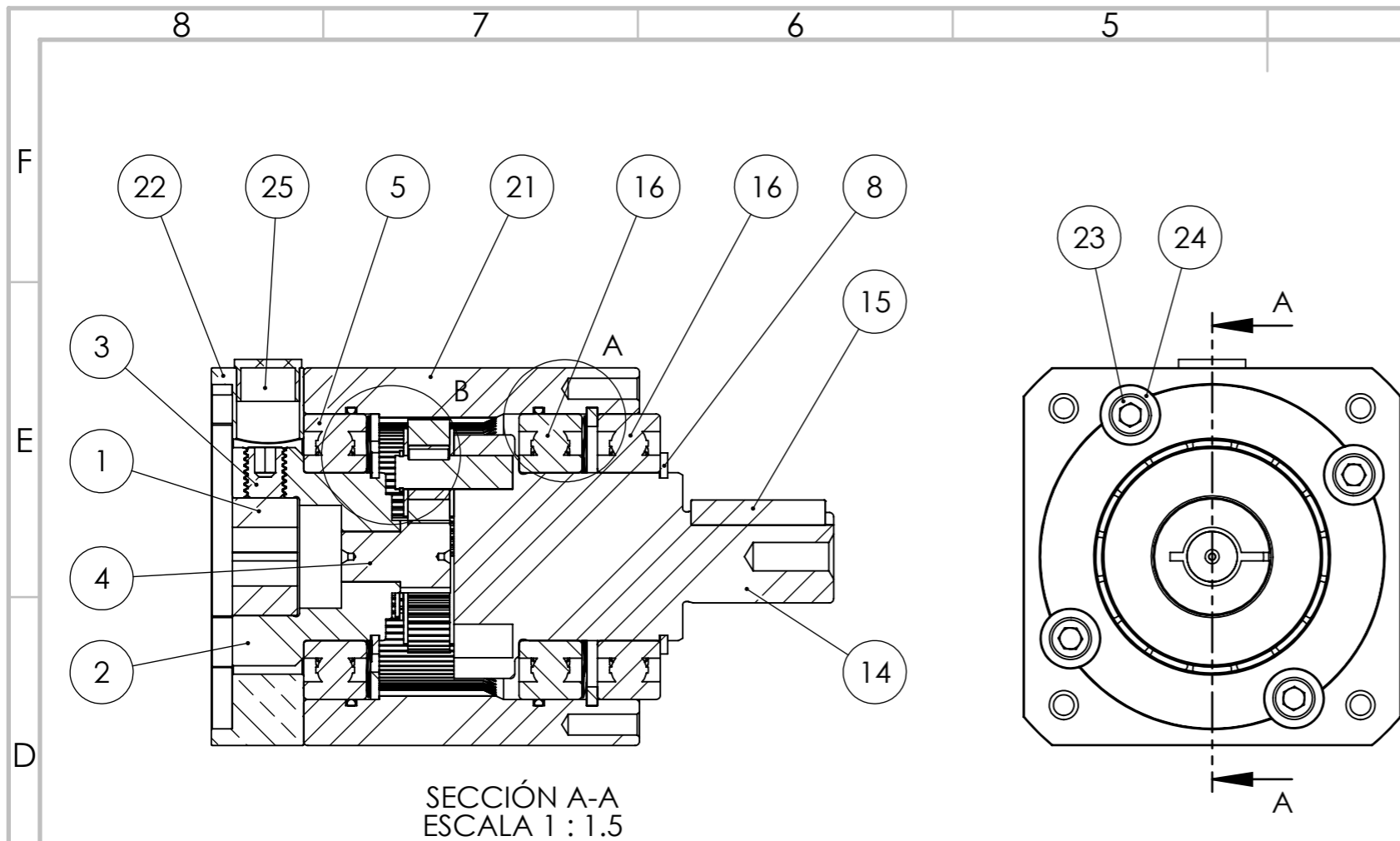
N.º DE COMPONENTE	PIEZA	UNIDADES
9	Anillo circlip DIN 471 8 x 0.8	3
10	Arandela AS 0821	6
11	Aguja de rodamientos DIN 5402 2.5x9.8	39
12	Engranaje satélite	3
13	Eje portasatelites	3
14	Arbol de salida	1
15	Chaveta plana DIN 6885 Tipo A 6x6x32	1

DETALLES ADICIONALES:			SISTEMA:	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				<b>TRABAJO FIN DE GRADO:</b> APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	PLANO:	
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019	Ensamblaje arbol de salida	
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019		
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019		
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA			PESO ENSAMBLAJE:	N.º DE PLANO:	A3
			0,90 kg	CJJC-009-R00	
				ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1



N.º DE COMPONENTE	PIEZA	UNIDADES
8	Anillo circlip DIN 471 40x1.75	1
16	Rodamiento SKF 6008-2RS1	2
17	Arandela ondulada M68	3
18	Anillo circlip DIN 472 68x2.5	1
19	Arandela de ajuste DIN 988 55x68x 2	1
20	Junta torica 2.00 x 68	2
21	Carcasa	1
22	Soporte adaptador	1
23	Tornillo DIN 912 M6 x 20	4
24	Arandela conica DIN 6796 M6	4
25	Tapa de lubricacion	1
26	Ensamblaje del arbol de entrada	1
27	Ensamblaje del arbol de salida	1

DETALLES ADICIONALES:			SISTEMA:	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				<b>TRABAJO FIN DE GRADO:</b> APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	PLANO:	
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA		08/07/2019	Ensamblaje conjunto reductor I	
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		15/07/2019		
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019		
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA			PESO ENSAMBLAJE:	N.º DE PLANO:	A3
			4,1 kg	CJJC-010-R00	
				ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1



N.º DE COMPONENTE	PIEZA	UNIDADES
1	Casquillo distanciador adaptador	1
2	Arbol de entrada	1
3	Tornillo Allen DIN 913 M10 x 12	1
4	Engranaje planeta	1
5	Rodaminto SKF 6008-2Z	1
6	Arandela ondulada de presion M47	1
7	Arandela de ajuste DIN 988 40x50x0.1	1
8	Anillo circlip DIN 471 40 x 1.75	2
9	Anillo circlip DIN 471 8 x 0.8	3
10	Arandela AS 0821	6
11	Aguja de rodamientos DIN 5402 2.5x9.8	39
12	Engranaje satelite	3
13	Eje portasatelites	3
14	Arbol de salida	1
15	Chaveta plana DIN 6885 Tipo A 6x6x32	1
16	Rodamiento SKF 6008-2RS1	2
17	Arandela ondulada de presion M68	3
18	Anillo circlip DIN 472 68x2.5	1
19	Arandela de ajuste DIN 988 55x68x2	1
20	Junta torica 2.00 x 68	2
21	Carcasa	1
22	Soportes adaptador	1
23	Tornillo DIN 912 EN M6 x 20	4
24	Arandela conica DIN 6796 M6	4
25	Tapa de lubricacion	1

DETALLES ADICIONALES:		SISTEMA:	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
			<b>TRABAJO FIN DE GRADO:</b> APLICACIÓN DE INGENIERIA INVERSA PARA EL ESTUDIO, DISEÑO Y COMPROBACION DE UNA REDUCTORA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.	
AUTOR	CARLOS JAVIER JEACOCK CANA	FIRMA	FECHA	PLANO:
REVISION	ANTONIO VICENTE MARTINEZ SANZ		08/07/2019	<b>Ensamblaje del conjunto reductor 2</b>
APROBADO	SERGI MONTAVA JORDA		15/07/2019	
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		PESO ENSAMBLAJE:	N.º DE PLANO:	A3
		4,1 kg	<b>CJJC-011-R00</b>	
			ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

### VI.3. LISTADO DE NORMAS UTILIZADAS.

DIN 743-1: 2012-12. Load Calculation of Shafts and Axles - Part 1: Basics.

DIN 743-2: 2012-12. Load Calculation of Shafts and Axles - Part 2: Shape Numbers and Notch Efficiencies.

DIN 743-3: 2012-12. Load capacity calculation of shafts and axles - Part 3: Material strength values.

DIN 743-4: 2012-12. Fatigue limit, endurance limit - Equivalently damaging continuous stress.

DIN 3992: 1964-03. Addendum modification of external track and helical gears.

DIN 3961: 1978. Tolerances for Cylindrical Gear Teeth. Bases.

ISO 1328-1: 1997. Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 1 (UNI 7880).

ISO 1328-2: 1997. Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 2 (UNI 7880).

ISO 6336-1:1996. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors.

ISO 6336-2: 2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: Calculation of surface durability (pitting).

UNE-EN 10083-1: 2008. Aceros para temple y revenido. Parte 1: Condiciones técnicas generales de suministro.

UNE-EN 10083-2: 2008. Aceros para temple y revenido. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de aceros de calidad no aleados.

UNE-EN 10084: 2018. Aceros para cementar. Condiciones técnicas de suministro.



## VI. Apéndices

---

UNE 38323: 1981. Aluminio y aleaciones de aluminio para forja. Grupo Al-Cu.  
Aleación L-3122 Al4CuPbMg.

### VI.4. LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Partes principales que componen un mecanismo básico de engranajes planetarios. [1] .....	17
Figura 2. a) Esquema simplificado de un mecanismo diferencial y sus componentes principales, b) Ejemplo real de un mecanismo diferencial. [2] .....	19
Figura 3. a) Tren epicicloidal con corona bloqueada, b) Tren epicicloidal con engranaje planeta bloqueado, c) Tren epicicloidal con portasatélites bloqueado. ....	20
Figura 4. Vista seccionada de un reductor de engranajes planetarios e indicación de sus componentes principales (Fuente propia).....	21
Figura 5. Ejemplo de acoplamiento de un motor eléctrico y una reductora de engranajes planetarios a través del soporte- adaptador. [3] .....	22
Figura 6. Reductora de engranajes planetarios empleada en el accionamiento de un molino industrial de azúcar. [4] .....	23
Figura 7. a) Restos del Mecanismo de Anticitera, b) Recreación virtual del Mecanismo de Anticitera. [5] .....	25
Figura 8. a) Rueda de libros diseñada por Agostino Ramelli [6], b) Modelo original del mecanismo de engranajes planetarios patentado por James Watt (Powerhouse Museum, Sidney, Australia). [7].....	26
Figura 9. Parámetros que definen las dimensiones, proporciones y partes del dentado que conforma un engranaje de dentado recto. [8] .....	27
Figura 10. a) Interferencia de involuta, b) Interferencia de trocoide, c) Interferencia de tallado. (Fuente propia). ....	31
Figura 11. Modelo de reductora de engranajes planetarios Alpha LP-090-MO1-5-111-000 empleada para la realización del trabajo (Fuente propia). ....	41
Figura 12. Sistema de accionamiento de una cinta transportadora de pequeño tamaño. Incluye un motor hidráulico, una reductora de engranajes planetarios y una correa de transmisión. Adaptado de [9]. ....	42
Figura 13. Placa identificatoria de la reductora de engranajes planetarios Alpha LP-090-MO1-5-111-000 empleada para la realización del trabajo (Fuente propia). ....	43

## VI. Apéndices

---

- Figura 14. Diagrama explicativo de los dígitos que componen el código de pedido de la reductora de engranajes planetarios Alpha LP-090-MO1-5-111-000. (Fuente propia) ... 43
- Figura 15. Dimensiones exteriores de la reductora de engranajes planetarios LP-090-MO1-5-111-000. Adaptado de [10]. ..... 46
- Figura 16. Fotografía del soporte-adaptador de la reductora LP 090-MO1-5-111-000 y su árbol de entrada con el casquillo montado en su interior. (Fuente propia). ..... 48
- Figura 17. Despiece del árbol de entrada, soporte-adaptador y elementos auxiliares de sujeción y ajuste. (Fuente propia). ..... 49
- Figura 18. Interior del mecanismo de engranajes planetarios de la reductora. El engranaje inferior izquierdo puede apreciarse las agujas de rodamiento entre el engranaje satélite y el eje portasatélites. (Fuente propia). ..... 50
- Figura 19. Despiece del engranaje satélite y sus componentes auxiliares. (Fuente propia). ..... 50
- Figura 20. Despiece del árbol de entrada. (Fuente propia). ..... 51
- Figura 21. Despiece de toda la reductora. Se pueden apreciar todos los componentes principales de la máquina. (Fuente propia). ..... 52
- Figura 22. Cálculo del ángulo de presión de los engranajes. Se ha empleado el engranaje satélite para el cálculo. (Fuente propia). ..... 61
- Figura 23. a) Representación gráfica de coeficiente de desviación del paso individual  $f_{pt}$  [12], b) Representación gráfica del juego circunferencial entre los dientes de dos engranajes. [13] ..... 64
- Figura 24. Tabla extraída de la norma DIN 1328 la cual relaciona el coeficiente  $f_{pt}$  con el módulo y calidad del engranaje. [12] ..... 65
- Figura 25. Representación gráfica del cálculo realizado para averiguar la calidad del dentado empleado en los engranajes de la reductora. (Fuente propia). ..... 65
- Figura 26. a) Fotografía del dentado de la corona, b) Fotografía del engranaje satélite, c) Fotografía del engranaje planeta. (Fuente propia). ..... 67
- Figura 27. a) Fotografía del exterior del árbol de entrada y el engranaje planeta montado, b) Fotografía del interior del árbol de entrada. (Fuente propia). ..... 68
- Figura 28. Fotografía del árbol de salida de la reductora. (Fuente propia). ..... 69

## VI. Apéndices

---

Figura 29. Fotografía del eje portasatélites. (Fuente propia).....	69
Figura 30. a) Fotografía del exterior de la carcasa, b) Fotografía del interior de la carcasa en la cual se puede apreciar las ranuras y el dentado de la corona. (Fuente propia). ....	70
Figura 31. Fotografía del soporte-adaptador de la reductora. (Fuente propia).....	71
Figura 32. a) Fotografía frontal del durómetro Centaur-Rb2, b) Fotografía lateral del durómetro Centaur-Rb2. (Fuente propia).....	79
Figura 33. Tabla general de cargas, penetradores y escalas del durómetro Centaur-Rb2. (Fuente propia) .....	80
Figura 34. Penetrador de acero templado 1/16" de pulgadas de diámetro para el ensayo en la escala Rockwell B. (Fuente propia) .....	80
Figura 35. a) Medida de la dureza del árbol de entrada, b) Medida de la dureza del árbol de salida. (Fuente propia) .....	82
Figura 36. Valores de dureza del acero C45 en condiciones de suministro con un tratamiento para mejorar la aptitud frente al cizallamiento (+S) o con un tratamiento de recocido de ablandamiento (+A). [17] .....	82
Figura 37. Penetrador de cono de diamante de 120° de ángulo de vértice empleado para la medición de las durezas de los engranajes en una escala Rockwell C. (Fuente propia) .....	84
Figura 38. a) Medida de dureza del engranaje satélite, b) Huella realizadas por el penetrador sobre la superficie del engranaje planeta. (Fuente propia) .....	84
Figura 39. Dureza del acero 18CrNiMo 7-6 sometido a un ensayo de templabilidad Jominy. [18] .....	85
Figura 40. Localización de las fuerzas axiales y las fuerzas radiales sobre el árbol de salida. [13].....	89
Figura 41. Guía de vida útil de rodamientos según el tipo de máquina. [20].....	91
Figura 42. Representación detallada de las fuerzas de acción y reacción sobre el árbol de salida. (Fuente propia).....	93
Figura 43. Guía de factores de seguridad a fluencia mínimos que deben de cumplir los rodamientos de bolas en función de las condiciones de servicio. [20] .....	97
Figura 44. Secciones críticas del árbol de salida de la reductora. (Fuente propia).....	98

## VI. Apéndices

---

Figura 45. Diagrama de fatiga alternativa. ....	100
Figura 46. Sistema de ejes de referencia empleado para el realizar el cálculo manual y mediante KISSsys. (Fuente KISSsys) .....	101
Figura 47. Diagrama de momentos flectores en el plano XY del árbol de salida. (Fuente propia).....	103
Figura 48. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY del árbol de salida. (Fuente propia).....	103
Figura 49. Diagrama de momento torsor en el eje Y del árbol de salida. (Fuente propia) .....	104
Figura 50. Coeficientes para el cálculo del factor de acabado. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas).....	107
Figura 51. Coeficientes para el cálculo del factor de confiabilidad. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas).....	108
Figura 52. Diagrama para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos geométricos para arboles con un cambio de sección y sometidos a un momento flector. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas). ....	109
Figura 53. Diagrama comparativo de los factores de seguridad a fluencia calculados manualmente y mediante KISSsoft para el árbol de salida. (Fuente propia) .....	114
Figura 54. Diagrama comparativo de los factores de seguridad a fatiga calculados manualmente y mediante KISSsoft para el árbol de salida. (Fuente propia). ....	114
Figura 55. Tabla de deformaciones permisibles para distintos elementos de máquinas. (Fuente: apuntes de la asignatura Teoría y Diseño de Maquinas). ....	116
Figura 56. Secciones críticas del árbol de entrada de la reductora. (Fuente propia).....	118
Figura 57. Visualización del cojinete genérico y el rodamiento 1 montados sobre el árbol de salida modelado en KISSsoft. ....	121
Figura 58. Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsys del engranaje planeta con los parámetros de funcionamiento nominales introducidos. (Fuente KISSsys) .....	124
Figura 59. Ajustes árbol/cubo recomendados por KISSsys para el ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta. (Fuente KISSsys) .....	124

## VI. Apéndices

---

Figura 60. Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsys del engranaje planeta con los parámetros de funcionamiento límites para la comprobación de los factores de seguridad. (Fuente KISSsys).....	125
Figura 61. Curva de tensiones para el ajuste por interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta. (Fuente KISSsys) .....	126
Figura 62. Secciones críticas de los ejes portasatélites de la reductora. (Fuente propia). .....	128
Figura 63. Fuerzas radiales a las que están sometidos los ejes portasatélites. (Fuente propia).....	130
Figura 64. Cálculo del momento flector de reacción que genera la fuerza radial sobre el ajuste de interferencia del eje portasatélites. (Fuente propia).....	130
Figura 65. Diagrama de desplazamiento de los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft)	132
Figura 66. Representación del diámetro exterior del cubo ficticio empleado en el cálculo del ajuste por interferencia del eje portasatélites. (Fuente propia) .....	134
Figura 67. Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsoft de los ejes portasatélites con los parámetros de funcionamiento nominales introducidos. (Fuente KISSsoft) .....	135
Figura 68. Interfaz de cálculo de ajustes por interferencia de KISSsys de los ejes portasatélites con los parámetros de funcionamiento límites para la comprobación de los factores de seguridad. (Fuente KISSsys).....	136
Figura 69. Seguridades nominales mínimas para metales según ISO 6336. (Fuente KISSsys) .....	138
Figura 70. Factores de seguridad del dentado para $n_1=6000$ rpm y $T_2= 50$ Nm. (Fuente KISSsoft) .....	139
Figura 71. Factores de seguridad del dentado para $n_1=3400$ rpm y $T_2= 50$ Nm. (Fuente KISSsoft) .....	139
Figura 72. Factores de seguridad del dentado para $n_1=6000$ rpm y $T_2= 100$ Nm. (Fuente KISSsoft). .....	139
Figura 73. Factores de seguridad del dentado para $n_1=3400$ rpm y $T_2= 190$ Nm. (Fuente KISSsoft). .....	140

## VI. Apéndices

---

Figura 74. Factores de seguridad del dentado para $n_1=6000$ rpm y $T_2= 190$ Nm. (Fuente KISSsoft). .....	140
Figura 75. Evolución del factor de seguridad del dentado para $n_1=6000$ rpm. (Fuente propia).....	141
Figura 76. Evolución del factor de seguridad del dentado para $T_2= 50$ Nm. (Fuente propia).....	142
Figura 77. Recubrimiento del dentado del tren epicicloidal. (Fuente KISSsoft).....	143
Figura 78. Diagrama de momentos torsores y momentos flectores en la reductora. (Fuente KISSsoft). .....	143
Figura 79. Diagrama de esfuerzos axiales y esfuerzos radiales en la reductora. (Fuente KISSsoft). .....	144
Figura 80. Diagrama de ángulos de torsión y flexión de la reductora. (Fuente KISSsoft). .....	145
Figura 81. Diagrama de momentos torsores y momentos flectores sobre los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft).....	146
Figura 82. Diagrama de esfuerzos axiales y esfuerzos radiales sobre los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft).....	147
Figura 83. Diagrama de ángulos de torsión y flexión sobre los ejes portasatélites. (Fuente KISSsoft). .....	147
Figura 84. Ensamblaje del árbol de entrada utilizado para realizar la simulación mediante FEM. (Fuente SolidWorks) .....	150
Figura 85. c) Contacto entre el engranaje planeta y el árbol de entrada, b) Contacto lateral entre el rodamiento y el árbol de entrada, c) Contacto entre el árbol de entrada y la pista interior del rodamiento, d) Sujeciones del rodamiento para realizar la simulación. (Fuente SolidWorks) .....	151
Figura 86. Momento torsor aplicado sobre el árbol de entrada para realizar la simulación FEM. (Fuente SolidWorks).....	152
Figura 87. Mallado del árbol de entrada, a) Vista exterior, b) Vista del interior (Fuente SolidWorks).....	152

## VI. Apéndices

---

- Figura 88. Gráfico de tensiones equivalentes de Von Mises superpuesto sobre el árbol de entrada. a) Vista frontal, b) Vista posterior, c) Vista superior, d) Vista isométrica, e) Escala de colores. (Fuente SolidWorks). ..... 153
- Figura 89. Gráfico de desplazamiento superpuesto sobre el árbol de entrada. Desplazamiento exagerado 1000 veces. a) Vista superior, b) Vista frontal. (Fuente SolidWorks)..... 154
- Figura 90. Gráfico superpuesto del factor de seguridad sobre el árbol de entrada. a) Vista frontal, b) Vista posterior, c) Vista superior, d) Vista isométrica, e) Escala de colores. (Fuente SolidWorks)..... 154
- Figura 91. Ensamblaje del árbol de salida utilizado para realizar la simulación mediante FEM. (Fuente SolidWorks) ..... 156
- Figura 92. a) Contacto entre el árbol de salida y el eje portasatélites, b) Contacto lateral entre la chavera y el árbol, c) Contacto inferior entre la chaveta y el árbol, d) Contacto entre el árbol y la pista interior del rodamiento 3, e) Contacto entre el árbol y la pista interior del rodamiento 2, f) Contacto lateral entre el hombro del árbol y el rodamiento 2. (Fuente SolidWorks). ..... 157
- Figura 93. Sujeciones de los rodamientos para realizar la simulación del árbol de salida. (Fuente SolidWorks) ..... 158
- Figura 94. Cargas introducidas en el árbol de salida para realizar la simulación FEM a) Momento torsor de 190 Nm, b) Fuerza radial sobre los ejes portasatélites de 3151 N, c) Fuerza radial introducida en el extremo del árbol de 2400 N, d) Fuerza axial de 1900 N. (Fuente SolidWorks). ..... 159
- Figura 95. Mallado del árbol de salida y los ejes portasatélites. (Fuente SolidWorks). 160
- Figura 96. Gráfico de tensiones equivalentes de Von Mises superpuesto sobre el árbol de salida deformado por el desplazamiento de los componentes. Desplazamientos aumentados 250 veces. a) Vista superior del árbol de entrada y los ejes portasatélites, b) Vista del chavetero y cambio de sección del árbol, c) Vista de los ejes portasatélites, e) Escala coloreada de la tensión equivalente de Von Mises. (Fuente SolidWorks). ..... 161
- Figura 97. Gráfico de los factores de seguridad a fluencia representados sobre el árbol de salida. Valores representados de 0 a 100. a) Vista isométrica 1, b) Vista isométrica 2, c) Escala coloreada del factor de seguridad a fluencia. (Fuente SolidWorks). ..... 162



## VI. Apéndices

---

Figura 98. Gráfico de los factores de seguridad a fluencia representados sobre el árbol de salida. Valores representados de 0 a 10. a) Vista isométrica 1, b) Vista isométrica 2, c) Escala coloreada del factor de seguridad a fluencia. (Fuente SolidWorks). ..... 163

Figura 99. Gráfico de vida total en ciclos superpuesto sobre el árbol de salida. La zona marcada en rojo indica una vida total de 100000 ciclos. La zona azul indica una vida infinita. (Fuente SolidWorks)..... 165

### VI.5. LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Formulas e indicaciones para el cálculo del índice de reducción de un tren epicicloidal según el componente bloqueado en el mecanismo. [1] .....	20
Tabla 2. Fórmulas para el cálculo de los parámetros de un engranaje de dentado exterior para perfil normalizado y modificado. [8] .....	28
Tabla 3. Fórmulas para el cálculo de los parámetros de un engranaje de dentado interno para perfil normalizado y modificado. [8] .....	29
Tabla 4. Condiciones de engrane necesarias para el correcto funcionamiento de un mecanismo de engranajes planetarios. [1] .....	30
Tabla 5. Datos técnicos de la reductora de engranajes planetarios LP-090-MO1-5-111-000. Tabla proveniente del catálogo técnico de reductores Alpha. Adaptado de [10]. ..	45
Tabla 6. Cálculo de las condiciones de engrane del tren epicicloidal de la reductora. .	58
Tabla 7. Coeficientes de dentados empleados en el tren epicicloidal de la reductora. ..	62
Tabla 8. Grado de calidad del dentado según la aplicación. Adaptado de [11]. .....	63
Tabla 9. Características geométricas de los engranajes empleados en la reductora. Medidas en milímetros. ....	66
Tabla 10. Designación simbólica, numérica y española del acero C45. [17] .....	74
Tabla 11. Propiedades mecánicas del acero C45. (Fuente KISSsys) .....	74
Tabla 12. Propiedades físicas del acero C45. (Fuente KISSsys) .....	75
Tabla 13. Composición química del acero C45. [17] .....	75
Tabla 14. Designación simbólica y numérica del acero 18CrNiMo7-6. [18] .....	76
Tabla 15. Propiedades mecánicas del acero 18CrNiMo7-6. (Fuente KISSsys) .....	76
Tabla 16. Propiedades físicas del acero 18CrNiMo7-6. (Fuente KISSsys) .....	77
Tabla 17. Composición química del acero 18CrNiMo7-6 [18] .....	77
Tabla 18. Designación simbólica, numérica y española de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19] .....	78

## VI. Apéndices

---

Tabla 19. Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19].....	78
Tabla 20. Propiedades físicas de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19] .....	78
Tabla 21. Propiedades físicas de la aleación de aluminio EN AW-2030. [19] .....	78
Tabla 22. Medidas de dureza tomadas para el árbol de entrada y árbol de salida en la escala Rockwell B. ....	81
Tabla 23. Medidas de dureza tomadas para el engranaje planeta y el engranaje satélite en la escala Rockwell C.....	85
Tabla 24. Listado de componentes de la reductora de engranajes planetarios. ....	86
Tabla 25. Resultados de la vida útil para los rodamientos de la reductora con distintas confiabilidades y métodos de cálculo.....	94
Tabla 26. Seguridad a fluencia de los rodamientos para las condiciones límite de funcionamiento de la reductora y una confiabilidad del 90 %. ....	96
Tabla 27. Criterio de selección y localización de las secciones críticas del árbol de salida. ....	99
Tabla 28. Momento flector en el plano XY del árbol de salida.....	102
Tabla 29. Resultados del factor de seguridad a fluencia del árbol de salida calculados manualmente. ....	105
Tabla 30. Calculo manual de los factores empleados para obtener manualmente los factores de seguridad a fatiga de las secciones criticas 9 y 10 del árbol de salida. ....	110
Tabla 31. Factores de seguridad a fatiga calculados manualmente para las secciones criticas 9 y 10 del árbol de salida.....	111
Tabla 32. Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados mediante KISSsoft para las secciones críticas del árbol de salida.....	112
Tabla 33. Criterio de selección y localización de las secciones críticas del árbol de entrada. ....	119
Tabla 34. Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados mediante KISSsoft para las secciones críticas del árbol de entrada.....	122

## VI. Apéndices

---

Tabla 35. Factores de seguridad calculados para el ajuste de interferencia entre el árbol de entrada y el engranaje planeta. Resultados para los dos casos de funcionamiento simulados. ....	125
Tabla 36. Deformaciones permisibles para el engranaje planeta y valor real de la deformación en el asiento de este. ....	127
Tabla 37. Criterio de selección y localización de las secciones críticas de los ejes portasatélites. ....	129
Tabla 38. Factores de seguridad a fluencia de los ejes portasatélites calculados mediante KISSsoft. ....	131
Tabla 39. Deformaciones permisibles para los engranajes satélites y valor real de la deformación en el asiento de estos. ....	133
Tabla 40. Parámetros de cálculo de los factores de seguridad del ajuste por interferencia. ....	136
Tabla 41. Factores de seguridad calculados mediante KISSsoft para el ajuste por interferencia de los ejes portasatélites. ....	137
Tabla 42. Casos planteados para el cálculo de los factores de seguridad del dentado del tren epicicloidal. ....	138
Tabla 43. Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados manualmente, mediante KISSsoft y por elementos finitos para el árbol de salida. ....	166
Tabla 44. Factores de seguridad a fluencia y a fatiga calculados manualmente, mediante KISSsoft y por elementos finitos para el árbol de entrada. ....	166
Tabla 45. Presupuesto de todos los componentes normalizados que contiene la reductora LP 090-M01-5-111-000. ....	167
Tabla 46. Presupuesto de materia prima necesaria para la fabricación de los árboles, la carcasa, los engranajes y soporte de la reductora. ....	168
Tabla 47. Coste por hora de los procesos de fabricación y montaje para la fabricación de la reductora. ....	168
Tabla 48. Presupuesto de fabricación de los árboles, la carcasa, los engranajes y soporte de la reductora. ....	169
Tabla 49. Coste de los tratamientos térmicos sobre los engranajes. ....	169

## VI. Apéndices

---

Tabla 50. Cálculo del tiempo de montaje de la reductora. ....	169
Tabla 51. Cálculo del presupuesto final de fabricación de toda la reductora. ....	170