

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

# TRABAJO FIN DE MÁSTER

## *DISEÑO 3D DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD EN 2 ETAPAS CON EL SOFTWARE SOLIDEDGE*



**Estudiante:** Cuesta Bidaguren, Ander

---

**Director:** Eguirraun Martinez, Harkaitz

---

**Curso:** 2022-2023

**Fecha:** Bilbao, Septiembre 2023

## **Resumen**

En el sector industrial, la innovación es crucial para la evolución. A través del diseño 3D, se pueden crear modelos virtuales precisos e innovadores que permitan optimizar los procesos, reduciendo costes y mejorando la eficiencia de los procesos. Mediante el presente proyecto se busca desarrollar un diseño innovador de un reductor de velocidad para una aplicación industrial, para lo que se describe el procedimiento seguido en el proceso de diseño.

**Palabras clave:** Diseño 3D, reductor de velocidad, eficiencia, materiales, innovación.

## **Abstract**

In the industrial sector, innovation is crucial for evolution. Through 3D design, accurate and innovative virtual models can be created to optimize processes, reducing costs and improving process efficiency. This project aims to develop an innovative design of a speed reducer for an industrial application, for which the procedure followed in the design process is described.

**Key words:** 3D design, speed reducer, efficiency, materials, innovation.

## **Laburpena**

Industria-sektorean, berrikuntza funtsezkoa da bilakaera izateko. 3D diseinuaren bidez, eredu birtual zehatzak eta berritzaileak sor daitezke, prozesuak optimizatzeko, kostuak murriztuz eta prozesuen eraginkortasuna hobetuz. Proiektu honen bidez, industria-aplikazio baterako abiadura-erreduktore baten diseinu berritzailea garatu nahi da, eta, horretarako, diseinu-prozesuan jarraitutako prozedura deskribatzen da.

**Gako-hitzak:** 3D diseinua, abiadura-erreduktorea, eraginkortasuna, materialak, berrikuntza.

## Índice

1. MEMORIA .....	6
1.1. Introducción.....	6
1.2. Contexto.....	7
1.3. Objetivos y alcance del trabajo.....	8
1.4. Beneficios que aporta el trabajo.....	9
1.5. Condiciones del proyecto .....	10
1.5.1. Ambientales.....	10
1.5.2. Geométricas.....	10
1.5.3. Mantenimiento.....	10
1.6. Normativa del proyecto .....	11
1.7. Análisis de alternativas .....	12
1.7.1. Transmisión por rozamiento .....	12
1.7.2. Transmisión flexible por engrane.....	14
1.7.3. Transmisión por engranajes .....	15
1.7.3.1. Engranajes cilíndricos.....	16
1.7.3.2. Engranajes cónicos.....	17
1.7.3.3. Tornillo sin fin.....	18
1.8. Solución adoptada .....	19
1.9. Descripción de la solución .....	20
1.9.1. Diseño general.....	20
1.9.2. Engranajes .....	20
1.9.3. Ejes.....	26

1.9.4.	Lubricación.....	31
1.9.5.	Rodamientos.....	32
1.9.6.	Chavetas .....	36
1.9.7.	Sellos de aceite .....	38
1.9.8.	Arandelas de retención .....	39
1.9.9.	Carcasa.....	40
1.9.10.	Conjunto global.....	43
2.	METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO .....	44
2.1.	Descripción de tareas.....	44
2.2.	Diagrama de Gantt.....	46
3.	PRESUPUESTO.....	47
3.1.	Costes totales.....	47
3.2.	Costes de diseño. ....	47
3.3.	Costes de fabricación.....	48
4.	CONCLUSIONES.....	55
5.	BIBLIOGRAFÍA .....	56
6.	ANEXOS.....	58
6.1.	ANEXO I. Cálculos.....	58
6.2.	ANEXO II. Procesos.....	60
6.2.1.	Procesos de fabricación.....	60
6.2.2.	Montaje y mantenimiento. ....	62
6.3.	ANEXO III. Planos .....	65

## **Lista de figuras**

Figura 1. Correa plana de transmisión .....	13
Figura 2. Correa trapezoidal de transmisión .....	13
Figura 3. Cadena de transmisión. ....	14
Figura 4. Correa dentada de transmisión. ....	15
Figura 5. Engranajes cilíndricos de dientes rectos. ....	17
Figura 6. Engranajes cónicos de dientes helicoidales. ....	18
Figura 7. Engranaje de tornillo sin fin.....	18
Figura 8. Aspecto visual de la herramienta de diseño de engranajes rectos.....	22
Figura 9. Piñón y corona de la etapa 1 .....	24
Figura 10. Piñón y corona de la etapa 2 .....	25
Figura 11. Eje de entrada.....	27
Figura 12. Eje intermedio. ....	28
Figura 13. Eje de salida .....	29
Figura 14. Diseño de ejes preliminar.....	30
Figura 15. Disposición de los ejes del reductor diseñado. ....	31
Figura 16. Rodamiento del eje de entrada.....	33
Figura 17. Rodamiento del eje intermedio.....	34
Figura 18. Rodamiento del eje de salida. ....	35
Figura 19. Dimensiones de las chavetas.....	36
Figura 20. Chaveta paralela de la corona 1. ....	37
Figura 21. Sello de aceite.....	38
Figura 22. Medidas de las arandelas de retención.....	39
Figura 23. Arandela de retención. ....	39
Figura 24. Pieza inferior de la carcasa. ....	41
Figura 25. Pieza superior de la carcasa.....	42
Figura 26. Reductor completo. ....	43

## **Lista de tablas**

Tabla 1. Coste total del proyecto. ....	47
Tabla 2. Costes de diseño del reductor. ....	47
Tabla 3. Coste total de las piezas.....	48
Tabla 4. Datos de los piezas a mecanizar. ....	48
Tabla 5. Costes del piñón 1.....	49
Tabla 6. Costes del piñón 2.....	49
Tabla 7. Costes de la corona 1.....	49
Tabla 8. Costes de la corona 2.....	50
Tabla 9. Costes del eje de entrada. ....	50
Tabla 10. Costes del eje intermedio. ....	50
Tabla 11. Costes del eje de salida.....	51
Tabla 12. Costes de la tapa inferior de la carcasa. ....	51
Tabla 13. Costes de la pieza inferior de la carcasa. ....	51
Tabla 14. Costes de la pieza superior de la carcasa. ....	52
Tabla 15. Costes de la tapa del eje de entrada en la carcasa.....	52
Tabla 16. Costes de ambas tapas del eje intermedio en la carcasa.....	52
Tabla 17. Costes de la tapa del eje de salida en la carcasa. ....	53
Tabla 18. Costes de accesorios.....	54

# **1. MEMORIA**

## **1.1. Introducción**

En el campo de la ingeniería industrial, el diseño de sistemas eficientes y seguros es crucial para el funcionamiento óptimo de las diferentes industrias. En particular, el diseño de reductores de velocidad para motores desempeña un papel fundamental en la optimización del rendimiento y la productividad de los equipos industriales. Estos reductores permiten adaptar y controlar la velocidad y el par de salida del motor a los requisitos específicos de cada aplicación, lo que se puede traducir en una mayor eficiencia energética en los procesos, muy importante para la sostenibilidad medioambiental, y una prolongación de la vida útil de los equipos.

El presente Trabajo de Fin de Máster (a partir de ahora TFM) se centra en el diseño de un reductor de velocidad para un motor utilizado en la industria, más concretamente utilizado en una aplicación acoplada a una cinta transportadora. El objetivo principal es diseñar un reductor eficiente y compacto, que permita ajustar y controlar la velocidad de salida del motor de acuerdo con los requerimientos de esta aplicación, que posteriormente se explican, garantizando al mismo tiempo la seguridad y fiabilidad del proceso. En el diseño de un reductor de velocidad se deben tener en cuenta una serie de factores como pueden ser la relación de reducción necesaria, una selección adecuada de componentes y materiales, la optimización del dimensionamiento de los componentes, entre otros.

A lo largo de este trabajo, se llevará a cabo un análisis exhaustivo de los diferentes aspectos considerados durante el diseño de un reductor de velocidad, así como se mostrará el resultado final de todo el conjunto de piezas diseñadas que forman parte de este reductor. Para esto último, se ha utilizado el programa Solid Edge, como herramienta de ingeniería de diseño 3D, en el cual se han diseñado y ensamblado todas estas piezas que anteriormente se comentaban.

En conclusión, este TFM busca contribuir al campo de la ingeniería industrial mediante el diseño de un reductor de velocidad para un motor acoplado a una cinta transportadora industrial, con el propósito de mejorar la eficiencia, la durabilidad y el rendimiento de los sistemas industriales. Se espera que el resultado obtenido pueda ser de utilidad para la industria, promoviendo la implementación de soluciones técnicas innovadoras y sostenibles.

## **1.2. Contexto**

Los reductores de velocidad son uno de los inventos más utilizados, presentes en la mayoría de máquinas y, básicamente, sirven para controlar la velocidad de un motor mediante engranajes. Esto se debe a que toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor, necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina.

Este concepto no es nuevo, antiguamente se empleaban reductores de velocidad para regular el movimiento en los trenes y barcos de vapor, en los molinos de agua o de viento y en los engranajes de las manecillas de los relojes...

Hoy en día, debido a los avances en ingeniería se cuentan con avanzados modelos de sistemas de engranajes que se combinan con motores eléctricos para controlar el movimiento en todo tipo de aplicaciones, desde la industria pesada hasta la automatización y la robótica. [1]



### **1.3. Objetivos y alcance del trabajo**

El objeto principal de este TFM consiste en diseñar mediante Solid Edge un reductor de velocidad conforme a una serie de requisitos previos marcados a continuación:

- La aplicación para la que será diseñado se trata de una cinta transportadora en el interior de una nave industrial que transporta una carga máxima de 250kg a una velocidad de 2m/s. Se sabe que el espacio de la nave es reducido y que no se dispone de mucho espacio para la instalación del reductor de velocidad.
- El motor eléctrico de alimentación tendrá una potencia nominal de 5,11kW y unas revoluciones por minuto de 1500.

Dentro de este objetivo general del proyecto, éste se puede dividir en otros objetivos secundarios, que serían:

- Calcular y dimensionar los sistemas de transmisión apropiados para conseguir los requisitos indicados.
- Verificar que el reductor dispone de todas las piezas para su óptimo funcionamiento.
- Conseguir un diseño compacto y a la vez sencillo, para que a la hora del mantenimiento sea lo más práctico y económico posible.
- Seleccionar materiales y tolerancias dimensionales de las piezas que forman el conjunto, de tal manera que se optimice el presupuesto, sin dejar de lado la seguridad y la calidad correspondiente.
- Verificar que las tolerancias generales de algunos elementos normalizados, como pueden ser los rodamientos, cumplen con los requisitos que exige el fabricante.
- Simplificar la fabricación y el montaje y desmontaje del reductor, para traducirlo en menores costes de producción y de mantenimiento.

Este TFM va a describir el diseño del reductor de velocidad y el proceso que se ha seguido para llegar hasta el resultado final. En él se han realizado algunos cálculos que han sido de ayuda para que el diseño 3D obtenido sea coherente; sin embargo, no se entran a considerar algunos aspectos mecánicos como pueden ser la fatiga de los materiales o las deformaciones y torsiones producidas en el proceso de reducción, que podrían realizarse mediante análisis de elementos finitos en futuras ampliaciones.

#### **1.4. Beneficios que aporta el trabajo**

Este diseño de reductor de velocidad mediante Solid Edge contribuye al campo de la ingeniería industrial gracias a un diseño compacto a la vez que eficiente, por lo que permite una reducción de costes y a la vez permiten un menor consumo energético, lo cual supone un impacto positivo en el medio ambiente.

Además, una óptima elección de materiales y de componentes contribuyen a que el rendimiento del producto mejore, permiten mejorar la durabilidad y reducir la necesidad de mantenimiento. Se debe tener en cuenta que la elección de materiales debe cumplir con los requisitos técnicos del producto para garantizar la seguridad y fiabilidad del sistema. El diseño del reductor se ha pensado para que sea adaptable a cualquier aplicación, por lo que se han elegido sistemas de transmisión con bajo nivel de ruido y vibraciones. Asimismo, este tipo de engranajes permiten flexibilidad en el diseño, ya que variando algunos parámetros como el ángulo de la hélice se pueden adaptar a requisitos de diseño específicos.

## **1.5. Condiciones del proyecto**

### **1.5.1. Ambientales**

Como ocurre con la mayor parte de procesos industriales de producción, este tipo de sistemas se sitúan dentro de una nave industrial. Es por ello que el reductor de velocidad no se va a encontrar en unas condiciones meteorológicas que pueda afectar negativamente al funcionamiento o mantenimiento del mismo.

Por otro lado, ya que el fin de este reductor es ser utilizado con una cinta transportadora, en la que no se especifica la suciedad o contaminación que puede haber en el ambiente interno de la nave. Se deben tener algunas consideraciones mínimas en el reductor con el fin de que no haya posibilidades de que entren partículas que puedan dañar el interior del reductor.

### **1.5.2. Geométricas**

Dado que, como se ha mencionado anteriormente, no se dispone de mucho espacio en el interior de la nave para acomodar el reductor, se intentará diseñar del mínimo tamaño posible. Además, una reducción de las dimensiones conlleva una fabricación más sencilla, lo que permite abaratar costes y evitar complicaciones innecesarias.

### **1.5.3. Mantenimiento**

Este reductor se prevé que trabaje de forma continua, por lo que teniendo en cuenta la vida útil de los rodamientos SKF utilizados (35.600 horas en el caso del rodamiento más desfavorable), estos se deberán sustituir por otros equivalentes. También se aconseja realizar un mantenimiento del lubricante cada 3.000 horas, tanto del nivel como de la limpieza del mismo.

## **1.6. Normativa del proyecto**

En este documento se ha utilizado una normativa que marcan algunas de las condiciones de diseño del reductor de velocidad descrito:

- Para los materiales designados, en el caso de los aceros se regirán por la normativa UNE-EN 10027 y para las fundiciones grises la norma UNE-EN 1561.
- Las chavetas están recogidas según la norma UNE 18072.
- Las arandelas de retención están regidas según la norma DIN 471.
- La viscosidad del lubricante se rige bajo la norma UNE 51601.
- Las tolerancias de las cotas lineales y angulares en los planos están reguladas en la norma UNE 1120.
- Para los acabados superficiales en los planos se ha seguido la norma UNE 1037.
- La bibliografía ha sido confeccionada bajo la norma ISO 690.

## **1.7. Análisis de alternativas**

Para diseñar un reductor de velocidad desde cero, se necesita analizar las diferentes alternativas que se pueden encontrar hoy en día. Los requerimientos previos del proyecto pueden dar una idea de lo que se necesita a la salida del reductor, pero esos valores finales se obtienen eligiendo un motor externo y unos mecanismos de transmisión que forman parte de la propia reducción. Dado que el motor no forma parte del propio reductor, en este apartado se evalúan los sistemas de transmisión que se podrían haber planteado en este diseño.

### **1.7.1. Transmisión por rozamiento**

El elemento característico de este tipo de transmisiones es la correa, este tipo de transmisiones se realizan mediante fricción y debido a que la unión entre ejes no es rígida, sino flexible, se producen pérdidas por deformación. Sin embargo, el hecho de que la unión entre ejes sea flexible permite que pueda absorber algunas vibraciones, por lo que lo hace apropiado para ciertas aplicaciones. Su relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida debida al deslizamiento producido entre la correa y las poleas. Su rendimiento se encuentra comprendido entre un 85 y un 95%.

Además de algunas características que ya se han comentado, se pueden enumerar otras ventajas e inconvenientes a la hora de seleccionar esta transmisión:

- El reducido coste de las correas.
- La transmisión es suave, debido a la flexibilidad de las correas, lo que ayuda a reducir el ruido, el desgaste y los impactos entre componentes.
- No necesitan lubricación, por lo que el mantenimiento se simplifica.
- La capacidad de carga de las correas está limitada y puede ser un problema en aplicaciones con altos niveles de par motor.

Existen 2 tipos principales de correas en el que la unión entre ejes es flexible. Las primeras son las correas planas (Figura 1). Las aplicaciones más habituales suelen darse cuando se requieren de una transmisión de potencia a larga distancia y sin necesidad de una relación de velocidad específica entre ambos ejes. Tienen rendimientos de entorno al 85%, debido al elevado deslizamiento.



*Figura 1. Correa plana de transmisión [2]*

El otro tipo son las correas trapezoidales (Figura 2). Las aplicaciones más habituales son los motores de vehículos o en máquina herramienta. Proporcionan mayor capacidad de transmisión que las planas, debido al inferior rozamiento, por lo que tienen rendimientos superiores, de aproximadamente 95%, aunque varía considerablemente si no se comprueba la tensión de la misma.



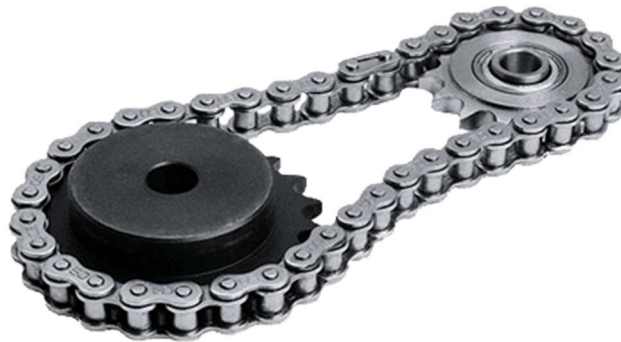
*Figura 2. Correa trapezoidal de transmisión [3]*

### 1.7.2. Transmisión flexible por engrane

Principalmente, en este tipo de transmisión, se pueden encontrar 2 elementos diferentes, que son las cadenas y las correas dentadas.

Las primeras de ellas (Figura 3) se suelen utilizar en aplicaciones con ejes paralelos. Este tipo de transmisión, comparativamente respecto de las correas, es capaz de transmitir una fuerza mayor con una menor distancia entre centros de poleas, por lo que son adecuadas para aplicaciones de alta potencia y alta carga. Están compuestas por eslabones metálicos, normalmente de acero inoxidable, conectados entre sí, por lo que no son elásticas, sino más bien rígidas.

Sin embargo, las cadenas tienen una duración limitada y necesitan un mantenimiento adecuado; requieren de una lubricación adecuada, ya que los eslabones y los dientes de la cadena pueden sufrir desgaste y es muy importante la revisión periódica de la tensión en la cadena. Además, se requiere un espacio considerable para su instalación. El rendimiento de este tipo de sistemas se encuentra entorno al 97%. [4]



*Figura 3. Cadena de transmisión [5]*

Por otro lado, están las correas de transmisión dentadas (Figura 4). La principal ventaja en este tipo de transmisión es la precisión, al encajar perfectamente los dientes de la correa con los dientes del piñón, lo que garantiza la sincronización precisa del sistema. Al contrario que con las correas de transmisión que se han mencionado en el apartado

1.5.1., en este caso no hay riesgo de deslizamiento, lo que permite llegar a valores de eficiencia mucho mayores, de aproximadamente 98%.

En cuanto a los aspectos negativos, se sigue teniendo el mismo problema de espacio que en caso anterior, debido a que se necesita una distancia elevada para transmitir una cierta potencia. Al mismo tiempo, la potencia de transmisión es relativamente baja. [6]

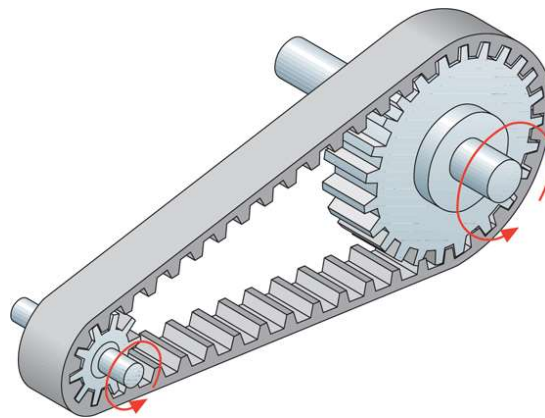


Figura 4. Correa dentada de transmisión [7]

### 1.7.3. Transmisión por engranajes

Este tipo de transmisión se trata de un mecanismo formado por 2 ruedas dentadas que se acoplan diente a diente. En la industria, se trata del tipo de transmisión más utilizado, ya que sirven para una gama de potencias, velocidades, relaciones de transmisión muy amplia y para todo tipo de orientación de ejes...

Algunas de las ventajas que tienen los engranajes respecto otras transmisiones anteriormente comentadas pueden ser:

- Evitan la posibilidad de deslizamiento, incluso a velocidades elevadas. Esto hace que la precisión en la transmisión de fuerzas sea mayor y la eficiencia sea muy elevada. Por otro lado, también se reduce el riesgo de averías o problemas debidos al deslizamiento.
- Capaces de transmitir grandes cantidades de potencia sin una deformación significativa.



- Diseñados para tener una larga vida útil, gracias a su alta resistencia al desgaste. Para reducir el desgaste es necesario una lubricación periódica con aceites, para que el calor generado no deteriore el mecanismo. Sin embargo, este mantenimiento del lubricante debe ser suficiente para el rendimiento óptimo y duradero.
- Se tratan de sistemas compactos, ya que no necesitan de una correa o cadena para transmitir el movimiento. Por lo que esto supone una ventaja muy importante en muchas aplicaciones de la industria.

A pesar de que puede parecer que sean idóneos para cualquier solución, tienen algunos inconvenientes que pueden hacer que la elección sea otro tipo de transmisión. En primer lugar, su coste es más elevado que los sistemas mencionados en anteriores apartados. En aplicaciones que requieran la ausencia de ruido, hay que tener en cuenta que los engranajes pueden generar cierto ruido y vibraciones derivadas de las altas velocidades de rotación y del rozamiento entre los dientes de las ruedas dentadas. [8]

Existen muchos tipos de engranajes que están presentes en multitud de mecanismos y sistemas utilizados en todos los sectores industriales. Los más frecuentes se detallan a continuación. [9]

#### 1.7.3.1. Engranajes cilíndricos

Se tratan de engranajes empleados con ejes paralelos, con una relación de transmisión por etapa de hasta 8. El rendimiento de estos suele estar entre el 96 y el 99%. Los dientes de los engranajes cilíndricos pueden ser rectos o helicoidales, esto dependerá de las necesidades de la aplicación.

Los engranajes de dientes rectos (Figura 5) se tratan del engranaje más sencillo y suelen emplearse con velocidades pequeñas y medias, ya que conforme aumentan la velocidad, el ruido aumenta exponencialmente. Debido a su forma simple, son más

baratos de fabricar y son muy eficientes ante cargas axiales, ya que tiene dispuestos los dientes paralelos al eje. Suelen ser propensos a impactos entre dientes, lo que puede dañarlos y afectar al funcionamiento del mecanismo.



*Figura 5. Engranajes cilíndricos de dientes rectos [10]*

En el caso de los dientes helicoidales, lo que cambia respecto a los rectos es el ángulo que forman los dientes respecto al eje (ángulo de hélice). El contacto entre los dientes se produce de forma más suave, por lo que el ruido y las vibraciones se ven reducidos considerablemente. Con esta disposición helicoidal, estos engranajes pueden soportar cargas mayores y a mayor velocidad, con una eficiencia muy elevada.

#### *1.7.3.2. Engranajes cónicos*

Lo más característico de este tipo de transmisión es que los ejes entre los que se transfiere el movimiento se cortan en el espacio, normalmente perpendicularmente. Las relaciones de transmisión pueden llegar hasta 10, aunque como siempre dependerá de cada aplicación. Al igual que en el caso anterior, los dientes pueden ser rectos o helicoidales (Figura 6) y a su vez, los ejes de los engranajes pueden ser coplanares o encontrarse en distintos planos. [11]

Una de las principales aplicaciones para este tipo de transmisión se da en automoción, para establecer la conexión entre el árbol de transmisión y las ruedas. Las eficiencias típicas en este tipo de engranajes oscilan entre 85 y 95%.



Figura 6. Engranajes cónicos de dientes helicoidales [12]

### 1.7.3.3. Tornillo sin fin

Normalmente se utiliza con el objetivo de transmitir una gran carga entre ejes cruzados, sobre todo perpendiculares. Su eficiencia es inversamente proporcional a la relación de transmisión del sistema, pudiendo ser de entorno al 96%, cuando la relación de transmisión se acerca a la unidad, hasta el 45% cuando ésta se acerca a 100. Este gran intervalo de relaciones de transmisión se debe a que, con cada vuelta completa del tornillo, la rueda dentada se mueve un diente. Además, su diseño (Figura 7) es sencillo a la vez que compacto, por lo que es apropiado para aplicaciones con baja carga y que la eficiencia no sea un condicionante. [13]



Figura 7. Engranaje de tornillo sin fin [14]

## 1.8. Solución adoptada

Una vez evaluadas todas las opciones de transmisión explicadas en el anterior apartado, se ha decidido elegir un engrane directo. Además, dado que los ejes que se plantean en el diseño de este reductor son paralelos, se ha optado finalmente por elegir un engranaje cilíndrico con dientes helicoidales. De esta manera, se obtiene una relación de transmisión constante, una fiabilidad elevada y un diseño compacto.

Los dientes helicoidales han sido elegidos por su transmisión suave y silenciosa, también permiten una mayor eficiencia y un menor desgaste, lo que hará que el mantenimiento sea mínimo y la vida útil sea longeva. A pesar de que su coste de fabricación es más elevado, se debe considerar que este reductor se diseña para una aplicación de uso continuado y que, con un buen mantenimiento, la transmisión elegida resulta más rentable que las otras opciones.

Otra de las razones para esta elección es que, teniendo en cuenta los requerimientos previos y el motor elegido, se requiere una relación de reducción total (calculada en el ANEXO I) de  $i_{tot} = 1500/60$ , lo cual limitaba las opciones a engranajes cilíndricos o tornillos sin fin. Finalmente se eligen los primeros al tener un rendimiento mayor. Sin embargo, no es posible realizar esta relación de reducción en una sola etapa, ya que resultaría de un tamaño inmenso, por lo que se realizará en 2 etapas, con 4 ruedas dentadas (2 piñones y 2 engranajes) y 3 ejes, lo que resulta en una relación de reducción en cada etapa de  $i_1 = i_2 = 5$ . Estos valores no dejan de ser valores teóricos, ya que como se verá en la descripción de los engranajes, las relaciones de reducción reales obtenidas son resultado de un cociente y no un número entero.

## **1.9. Descripción de la solución**

A continuación, se detallan las piezas que forman parte del conjunto del reductor de velocidad diseñado y desarrollado mediante el software Solid Edge. Además, se han realizado ciertos cálculos a tener en cuenta conforme se ha ido desarrollando el proyecto que se mostraran en los Anexos. Dentro de este apartado, se hará hincapié sobre todas las piezas que forman parte del reductor, con la idea de que queden claras las funciones de cada una de ellas dentro del mismo y lo que se ha tenido en cuenta a la hora de diseñarlo.

### **1.9.1. Diseño general**

En este primer apartado, se va a describir la solución adoptada sin entrar en detalle. Como se ha comentado en anteriores apartados, se ha planteado un reductor en 2 etapas, debido a que la relación total de transmisión era superior a la recomendada para engranajes cilíndricos, y además que el tamaño no encajaría con lo que se busca. Finalmente, cada etapa tiene una relación de reducción de 5, lo que hace una reducción total de 25. Para optimizar el espacio, el eje 1 y el eje 3 han sido acortados, de tal manera que se ha podido reducir considerablemente el largo de la carcasa del reductor, sin tener que hacer modificaciones en el ancho del mismo.

### **1.9.2. Engranajes**

Como se ha comentado en el apartado 1.8, como transmisión del reductor se han elegido los engranajes, debido principalmente a su fiabilidad y a su compacidad. Más concretamente, se han elegido los cilíndricos con dientes helicoidales. En este reductor se han diseñado 4 engranajes, 2 de ellos piñones, que generalmente son las ruedas conectadas al eje de entrada y las otras 2, coronas, que suelen estar conectadas al de salida. En este caso, coincide que los piñones son las ruedas de menor tamaño y las coronas las de mayor tamaño, sin embargo, hay en casos, como en los engranajes planetarios, en los que la corona puede ser más grande.

El material designado para las 4 ruedas dentadas ha sido un acero al carbono con un tratamiento térmico de templado, para mejorar sus propiedades y dureza. Sus propiedades mecánicas más relevantes son:

- Dureza Brinell: HB 160
- Tensión de rotura: 358,53 MPa
- Límite elástico: 262 MPa
- Densidad: 7833 kg/m<sup>3</sup>

Sin embargo, no se han mencionado dos parámetros muy importantes en el análisis y diseño de engranajes, sobre todo a la hora de predecir y evitar fallos durante el funcionamiento de los mismos. En este caso son la tensión de contacto y la tensión de plegado, también conocida como tensión de Hertz. Ambas propiedades se definen como:

- Tensión de contacto: Se refiere a la fuerza por unidad de área que se da en el contacto entre los dientes de dos engranajes mientras se encuentran en movimiento. Esta tensión es fundamental para evaluar la distribución de fuerzas en los dientes y determinar si los materiales y las geometrías de los engranajes son adecuados para soportar las cargas de operación. La distribución uniforme de la tensión de contacto es esencial para prevenir el desgaste anticipado, la rotura de los dientes u otros problemas. [15]
- Tensión de plegado: Se trata de a la tensión máxima que resulta en la raíz de los dientes de un engranaje debida a la deformación elástica causada por la carga aplicada. Esta tensión se calcula considerando factores como el perfil de los dientes y el módulo de elasticidad de los materiales. Si la tensión de plegado excede la resistencia del material, pueden ocurrir fallos como grietas y fracturas en los dientes. Es un parámetro crítico para determinar si los dientes se deformarán elásticamente o si pueden alcanzar una deformación plástica.

Para el diseño tridimensional de los engranajes se ha utilizado la herramienta de diseño de engranajes rectos (Figura 8) que se encuentra dentro de la “Engineering Reference” del software Solid Edge, en el que mediante la introducción de una serie de parámetros que se indican posteriormente, se pueden obtener los engranajes deseados. Se trata de una herramienta de gran ayuda y que se ha considerado muy útil, debido a la complejidad que puede tener el desarrollo de las ruedas dentadas desde cero, tanto por la geometría de las mismas, como por la verificación de la viabilidad de la resistencia realizada por la misma.

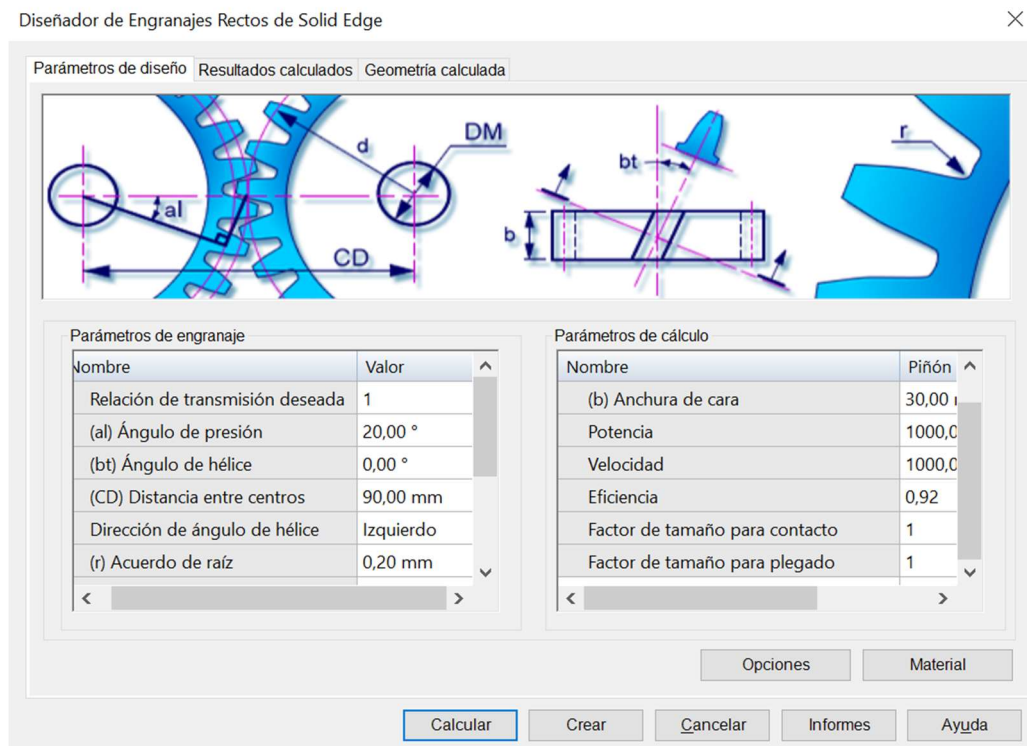


Figura 8. Aspecto visual de la herramienta de diseño de engranajes rectos.  
Fuente: Software Solid Edge

Uno de los aspectos más críticos a la hora de definir una buena calidad en los engranajes se da en el proceso de fabricación y mecanizado de los mismos. Al fin y al cabo, se trata de una serie de procesos que pueden tener un impacto muy significativo en la calidad, el rendimiento y en la vida útil de los engranajes. Por lo que, posteriormente al diseño se deberán definir correctamente estos procesos.

### Primera etapa

En esta etapa, el conjunto del primer engranaje (Figura 9) incluye el piñón 1 y la corona 1, designados posteriormente como P1 y C1. Los parámetros más relevantes considerados o solicitados (calculados en el ANEXO I) por la herramienta para esta primera etapa de reducción han sido los siguientes:

- Relación de reducción deseada:  $i_1 = 5$
- Ángulo de hélice:  $\beta = 20^\circ$  a izquierdas
- Ángulo de presión:  $\alpha = 20^\circ$
- Distancia entre centros: 200 mm
- Anchura de las ruedas:  $b_{P1} = b_{C1} = 40$  mm
- Diámetro de montaje de P1: 30 mm
- Diámetro de montaje de C1: 50 mm
- Tensión de contacto del material: 1140 MPa
- Tensión de plegado del material: 605 MPa
- Eficiencia: 0,98

Sumando a estos parámetros, algunos otros como las revoluciones de entrada del piñón o la potencia de entrada, se calculan, verifican y diseñan los engranajes cumpliendo con los parámetros estipulados. Finalmente, se obtienen algunas especificaciones de los engranajes de la primera etapa como son las siguientes:

- Módulo normal:  $m_n = 3$  mm
- Módulo tangencial:  $m_t = 3,19$  mm
- Número de dientes de P1:  $Z_{P1} = 21$
- Número de dientes de C1:  $Z_{C1} = 104$
- Diámetro primitivo de P1:  $d_{P1} = 67,04$  mm
- Diámetro primitivo de C1:  $d_{C1} = 332,02$  mm
- Relación de reducción obtenida:  $i_1 = 104/21$



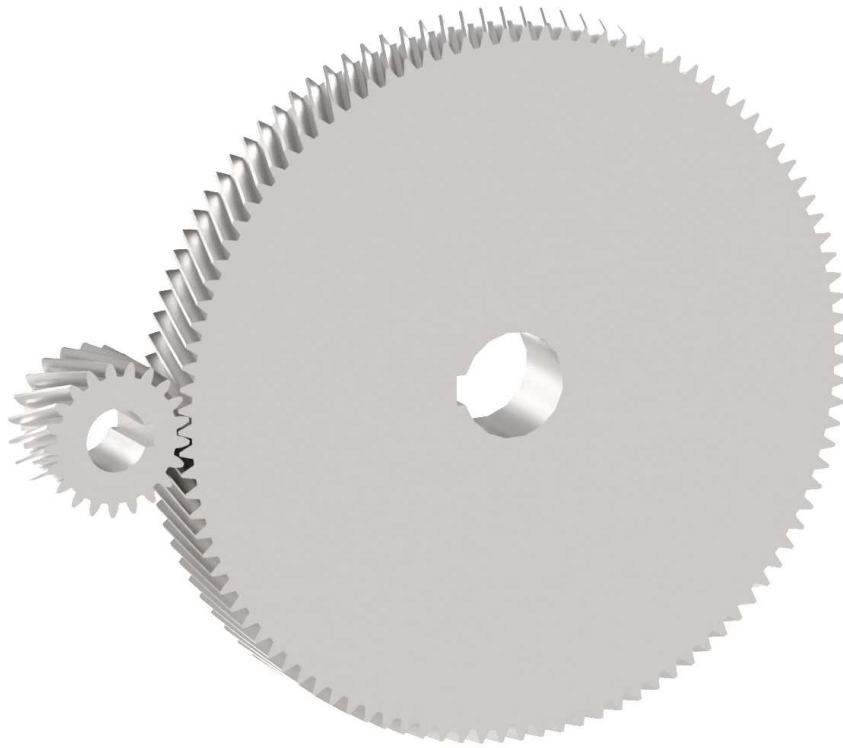


Figura 9. Piñón y corona de la etapa 1

### Segunda etapa

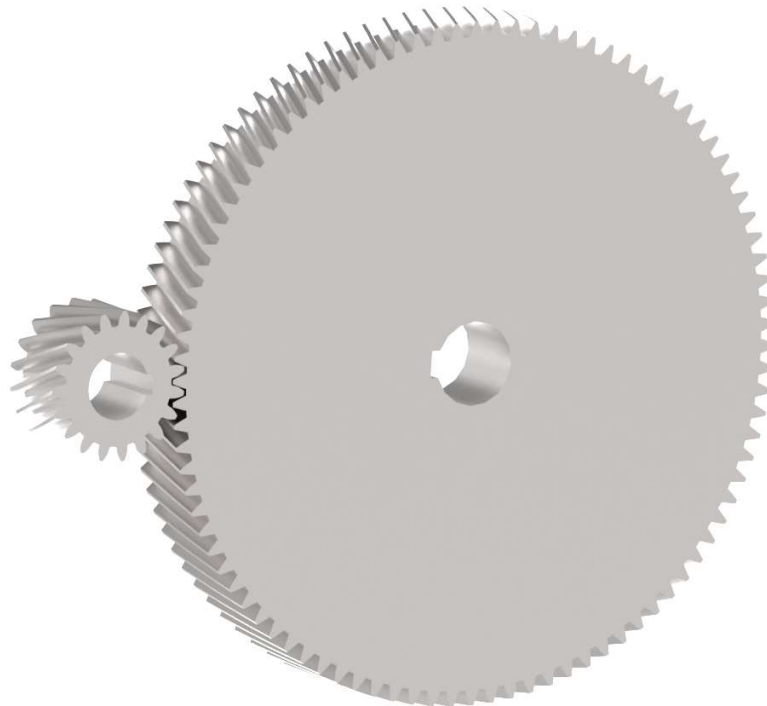
En esta otra etapa, el segundo engranaje (Figura 10) incluye P2 y C2. Los parámetros más relevantes (calculados en el ANEXO I) de la segunda etapa de reducción han sido los siguientes:

- Relación de reducción deseada:  $i_2 = 5$
- Ángulo de hélice:  $\beta = 20^\circ$  a izquierdas
- Ángulo de presión:  $\alpha = 20^\circ$
- Distancia entre centros: 240 mm
- Anchura de las ruedas:  $b_{P2} = b_{C2} = 50$  mm
- Diámetro de montaje de P2: 40 mm
- Diámetro de montaje de C2: 50 mm
- Tensión de contacto del material: 1140 MPa
- Tensión de plegado del material: 605 MPa
- Eficiencia: 0,98

En este caso, el eje de entrada de la segunda etapa es el mismo eje que el de salida de la primera etapa. Además, los parámetros de potencia y las revoluciones por minuto se han visto modificadas respecto al principio. La potencia de entrada se ha visto disminuida en un 2% debido a la eficiencia en la primera etapa, por lo que se reduce de 5110 W a 5008 W. Mientras que las revoluciones se han visto divididas entre 5, pasando de 1500 rpm a 300 rpm.

Finalmente, se obtienen algunas especificaciones de los engranajes de la segunda etapa como son las siguientes:

- Módulo normal:  $m_n = 4 \text{ mm}$
- Módulo tangencial:  $m_t = 4,26 \text{ mm}$
- Número de dientes de P2:  $Z_{P2} = 19$
- Número de dientes de C2:  $Z_{C2} = 94$
- Diámetro primitivo de P2:  $d_{P2} = 80,88 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo de C2:  $d_{C2} = 400,13 \text{ mm}$
- Relación de reducción obtenida:  $i_2 = 94/19$



*Figura 10. Piñón y corona de la etapa 2*

### 1.9.3. Ejes

Este reductor estará formado por 3 ejes, uno de entrada, otro intermedio y uno último de salida. Al ser un reductor compacto, los ejes se dispondrán de forma paralela. Estas piezas desempeñan varias funciones clave para el funcionamiento óptimo del sistema.

A continuación, se describen algunas de ellas:

- El papel fundamental es transmitir el movimiento rotativo desde el motor de entrada al reductor y del reductor a la carga de salida. Esto implica trasladar el par motor a través de los componentes de reducción, en este caso los engranajes. Para ello, se necesita que el eje resista las cargas de transmisión de movimiento, sobre todo el momento torsor, que suele ser crítico a la hora de elegir el diámetro del mismo.
- Los ejes soportan componentes internos del reductor, elementos que son estrictamente necesarios para el buen funcionamiento del mismo, como pueden ser los engranajes, los rodamientos o los sellos. Estos ejes deben estar diseñados y, finalmente, mecanizados de tal manera que estas piezas puedan realizar su función sin posibilidad de fallo.
- Los ejes se encargan de mantener la alineación y la sincronización de los elementos del reductor, de tal forma que su rigidez permita que los elementos de transmisión del movimiento, como en este caso los engranajes, realicen su movimiento de una manera precisa y duradera.

El material escogido para los 3 ejes del reductor es un acero al carbono con un tratamiento de templado, para aumentar la resistencia y la durabilidad. Se ha elegido este material debido a sus muy buenas propiedades mecánicas y a su precio relativamente bajo, en comparación con algunos aceros aleados o inoxidable. Es un material adecuado en aplicaciones con una carga moderada y una velocidad relativamente baja y, sobre todo, en ambientes de trabajo en el que la corrosión o humedad no son un problema.

### Eje de entrada



Figura 11. Eje de entrada.

La función principal de este primer eje es el acoplamiento del motor de entrada. Para ello, se dispone de una zona lo suficientemente larga, para disponer dicho accionamiento, en la Figura 11 está representado en la parte derecha de la imagen. El acoplamiento del motor con el eje de entrada se deja a elección del usuario, simplemente se deberá tener en cuenta las dimensiones del chavetero coincidan con las del eje.

Como se ha comentado en el anterior apartado, el eje sirve de alojamiento de la mayoría de piezas claves en el funcionamiento del reductor. En este eje, dichas piezas son las siguientes:

- Rodamientos: En este eje se dispondrán 2 rodamientos de catálogo de SKF.
- Piñón 1: Para transmitir el movimiento al eje intermedio
- Arandela de retención: Para evitar que el piñón y los rodamientos se muevan.
- Chavetas: Una para el acoplamiento del motor y otra para el piñón.
- Sello de aceite: Sirve para evitar que el lubricante pueda salir del sistema, ya que entre la tapa y el eje debe haber una holgura.

### Eje intermedio

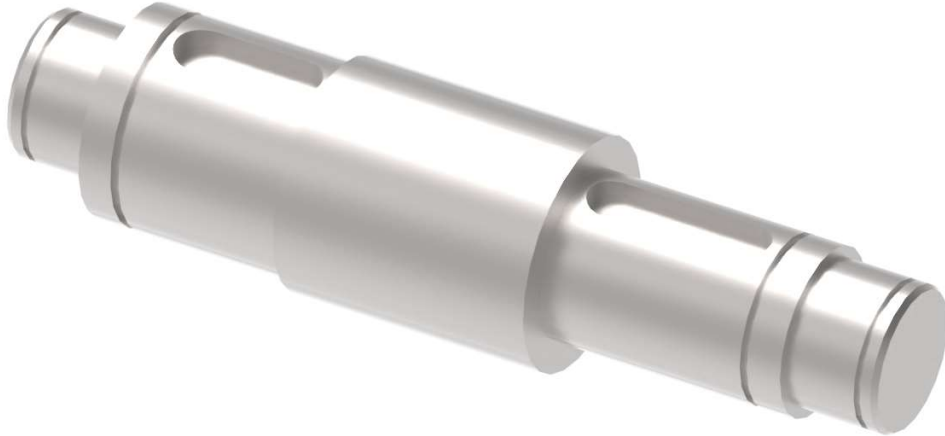


Figura 12. Eje intermedio.

En este caso, el eje intermedio básicamente sirve para transmitir movimiento desde el eje de entrada hacia el eje de salida. Debido a esto, se trata de un eje de comportamiento interno únicamente, es decir, no tiene ningún elemento en contacto con el exterior. En el centro del eje, mecanizado en el mismo, se encuentra un separador de ambos engranajes, se puede observar en la Figura 12, en este caso se ha realizado de esta manera, aunque se podría haber realizado también mediante un casquillo separador.

Como ya se ha mencionado antes, el eje es la sujeción de muchas piezas clave, entre ellas:

- Rodamientos: En este eje se dispondrán 2 rodamientos de catálogo de SKF.
- Corona 1: El movimiento se traslada del eje de entrada a este eje.
- Piñón 2: Para transmitir el movimiento al eje de salida.
- Arandelas de retención: Para evitar que la corona el piñón y los rodamientos se puedan mover.
- Chavetas: Una para el acoplamiento de la corona y otra para el piñón.

### Eje de salida



*Figura 13. Eje de salida*

El eje de salida desempeña un papel clave en la transmisión de movimiento y potencia dentro del sistema. Se ubica en la parte opuesta al eje de entrada y es el que se encarga de entregar la salida reducida de la velocidad y el aumento de par al mecanismo o carga final. Como en el caso del eje de entrada, se dispone una zona suficiente para acoplar la carga final.

En este caso, las piezas específicas del eje son:

- Rodamientos: En este eje se dispondrán 2 rodamientos de catálogo de SKF.
- Corona 2: El movimiento se traslada del eje intermedio al eje de salida.
- Arandelas de retención: Para evitar que la corona y los rodamientos se puedan mover.
- Chavetas: Una para el acoplamiento de la carga final y otra para la corona.
- Sello de aceite: Al igual que en el eje de entrada, para evitar que el lubricante pueda salir.

### Disposición de los ejes

A pesar de que se ha explicado de una forma detallada las funciones de cada eje y sus características principales, realmente no se ha profundizado la disposición de los mismos. Como ya se ha mencionado en algún capítulo anterior, uno de los objetivos principales es buscar que el reductor tenga unas dimensiones lo mínimas posibles.

Para ello se ha pensado disponer los ejes de una manera algo distinta a lo habitual en otros reductores de varias etapas. Lo habitual sería de una manera secuencial y con ejes de la misma longitud aproximadamente, como en la Figura 14.

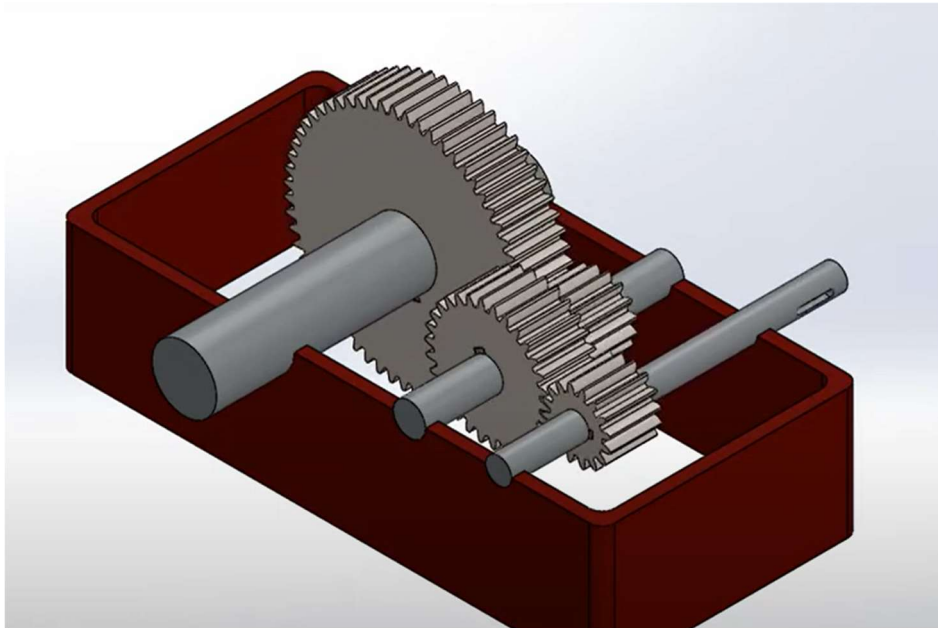


Figura 14. Diseño de ejes preliminar [16]

Sin embargo, se ha considerado diseñarlo de tal manera que se han reducido las dimensiones de los ejes de entrada y de salida, y se han dispuesto ambos prácticamente alineados. Esto conlleva haber tenido que diseñar una carcasa con un nervio interno que aloje los rodamientos. En la Figura 15 se representa la disposición de los ejes y las ruedas de los engranajes.

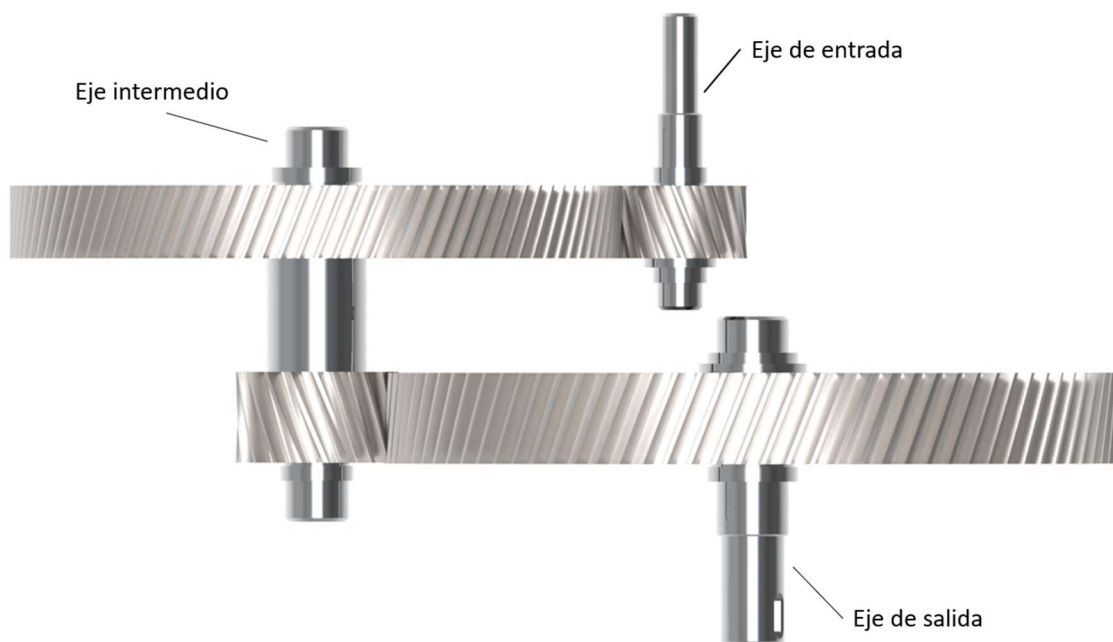


Figura 15. Disposición de los ejes del reductor diseñado.

#### 1.9.4. Lubricación

El desempeño del lubricante en un reductor de velocidad es uno de los aspectos más fundamentales del sistema. Una de sus funciones esenciales es reducir la fricción entre los engranajes, completamente necesario para que su correcto funcionamiento y para evitar un desgaste prematuro por el rozamiento.

Por otro lado, también se encarga de refrigerar el sistema y evitar que la temperatura de trabajo sea muy elevada, lo que podría provocar la soldadura de los engranajes entre sí o la corrosión de los componentes.

Dado que la velocidad y la temperatura de trabajo del sistema no son muy elevadas, se ha escogido un lubricante de tipo aceite con viscosidad media, como por ejemplo el ISO VG 68. La lubricación del sistema se realizará por salpicadura, es decir, las coronas estarán sumergidas parcialmente en el mismo y éstas se encargarán de lubricar al resto de componentes, como por ejemplo los rodamientos y los piñones.



### 1.9.5. Rodamientos

El acoplamiento entre los ejes rotativos y la carcasa, que se encuentra estática, se realiza a través de los rodamientos. La elección de los rodamientos va a depender de varios factores, los más lógicos serán los aspectos geométricos, como los diámetros interno y externo y el ancho del mismo.

Por otra parte, las cargas radiales y axiales que deben resistir o el hecho de incorporar sellado lateral o no, son valores que se tienen que evaluar en cada caso para la óptima elección de los mismos, sin olvidar el aspecto económico. En este caso, se han escogido para todos los ejes rodamientos radiales con una hilera de bolas. Debido a que son económicos y cumplen con las solicitudes de la aplicación.

Para asegurar esto último, se ha recurrido al catálogo del fabricante de rodamientos SKF, el cual dispone de unos filtros en su página web, que te indican cuáles son los rodamientos idóneos para cada tipo de aplicación, en función de los parámetros comentados anteriormente. En base a eso, se elabora un listado de las posibilidades que cumplen esos requisitos y se escoge el que más se adapte a lo que se busca. Posteriormente, se comprueba que el rodamiento cumple con las cargas solicitadas.

En los siguientes apartados, se definirán los rodamientos escogidos para cada eje y los razonamientos desarrollados para su elección. Además, se especificarán los ajustes recomendados para garantizar su funcionamiento óptimo.

Es muy importante respetar las dimensiones de los resaltes de cada rodamiento. En el diseño 3D, se deben tener en cuenta las distancias que indica el fabricante para su óptimo funcionamiento. Se deben considerar aspectos como el diámetro mínimo y máximo del resalte del eje, ancho del rebaje del anillo elástico...

### Rodamientos del eje de entrada

La elección ha sido el rodamiento 6005-2ZNR (Figura 16), para ambos rodamientos del eje. Se trata de un rodamiento rígido con un anillo elástico, que facilita la fijación axial en la carcasa y sellado integral en ambos lados del rodamiento, para evitar que pueda entrar en contacto con partículas o suciedad del exterior.

Este sellado también impide que se lubrique el propio rodamiento con la salpicadura; no obstante, este tipo de rodamientos garantizan la lubricación durante toda su vida útil gracias a que son rellenados con algún tipo de grasa, en función de su aplicación, y al estar sellados ésta no se puede salir mientras se encuentran en funcionamiento.



Figura 16. Rodamiento del eje de entrada [17]

Algunas de las características principales de este rodamiento son:

- Diámetro interior:  $d = 25 \text{ mm}$
- Diámetro exterior:  $D = 47 \text{ mm}$
- Ancho:  $B = 12 \text{ mm}$
- Capacidad de carga dinámica:  $C = 11,9 \text{ kN}$
- Capacidad de carga estática:  $C_0 = 6,55 \text{ kN}$

Hay que tener en cuenta también, que una de las cuestiones a determinar en la elección de un rodamiento es su ajuste de montaje. Para determinarlo, hay que estipular cuál será el aro que girará. En este caso, está claro que el aro interior rotará solidariamente con el eje, mientras que el exterior quedará estático con la carcasa. Por ello, el ajuste del aro interior deberá ir con un apriete k5, mientras que el aro exterior con un H8.

### Rodamientos del eje intermedio

La elección ha sido el rodamiento 6207 NR (Figura 17), para ambos rodamientos del eje. Se trata de un rodamiento rígido con un anillo elástico, que facilita la fijación axial en la carcasa. En este caso, al tratarse de un eje que no se encuentra expuesto al exterior, ya que las tapas correspondientes están completamente cerradas, no es necesario el sellado, de esta manera se van a poder lubricar por salpicadura.



Figura 17. Rodamiento del eje intermedio [18]

Algunas de las características principales de este rodamiento son:

- Diámetro interior:  $d = 35 \text{ mm}$
- Diámetro exterior:  $D = 72 \text{ mm}$
- Ancho:  $B = 17 \text{ mm}$
- Capacidad de carga dinámica:  $C = 27 \text{ kN}$
- Capacidad de carga estática:  $C_0 = 15,3 \text{ kN}$

Al igual que en caso anterior, el aro interior rotará solidariamente con el eje, mientras que el exterior quedará estático con la carcasa. Por ello, el ajuste del aro interior deberá ir con un apriete k6, mientras que el aro exterior con un H9.

### Rodamientos del eje de salida

La elección ha sido el rodamiento 6208-2ZNR (Figura 18), para ambos rodamientos del eje. Se trata de un rodamiento rígido con un anillo elástico, que facilita la fijación axial en la carcasa y sellado integral en ambos lados del rodamiento, para evitar que pueda entrar en contacto con partículas o suciedad del exterior.



Figura 18. Rodamiento del eje de salida [19]

Algunas de las características principales de este rodamiento son:

- Diámetro interior:  $d = 40 \text{ mm}$
- Diámetro exterior:  $D = 80 \text{ mm}$
- Ancho:  $B = 18 \text{ mm}$
- Capacidad de carga dinámica:  $C = 32,5 \text{ kN}$
- Capacidad de carga estática:  $C_0 = 19 \text{ kN}$

Al igual que en los otros casos, el aro interior será el que rote con el eje, mientras que el exterior no se moverá. Por ello, el ajuste del aro interior deberá ir con un apriete k6, mientras que el aro exterior con un H10.

### 1.9.6. Chavetas

Para conseguir una unión eficiente entre los ejes y las ruedas de los engranajes, se necesitan elementos que transmitan el par desde el eje de entrada hasta el eje de salida. En este reductor se han optado por utilizar chavetas paralelas de ajuste, se tratan de elementos normalizados, económicos y que facilitan el montaje y desmontaje del eje del reductor.

La función principal de estas piezas es evitar el deslizamiento entre el eje y el componente montado, lo cual podría provocar una pérdida de potencia y, por tanto, de eficiencia. Las chavetas son definidas por una serie de dimensiones señaladas en la Figura 19.

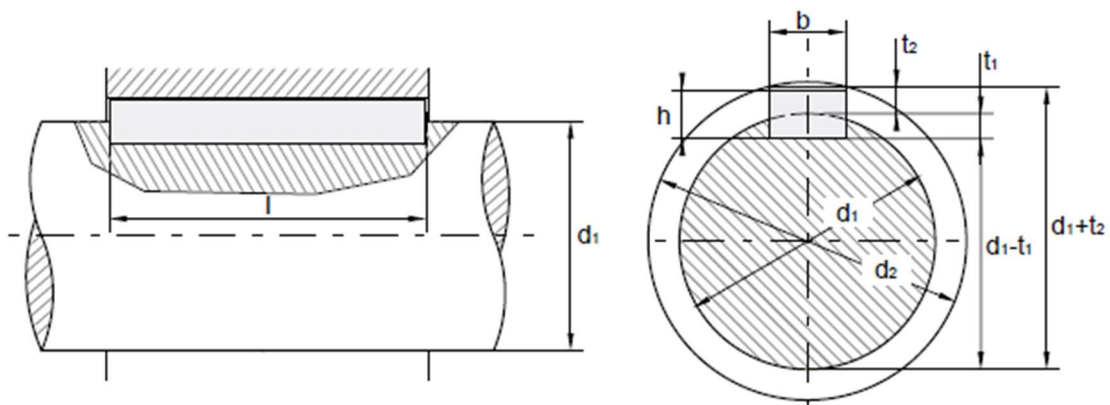


Figura 19. Dimensiones de las chavetas. [Norma UNE 18072]

Al tratarse de elementos normalizados, se mostrará en la siguiente imagen una de las chavetas del reductor como ejemplo, y el resto de chavetas solamente se indicarán sus medidas. En la Figura 20 se muestra el aspecto de las chavetas utilizadas en este reductor, en este caso la chaveta que conecta el eje intermedio con la corona 1.

El material seleccionado es un acero al carbono C45. Se trata de un acero ampliamente utilizado en la industria, debido principalmente a sus buenas propiedades mecánicas.

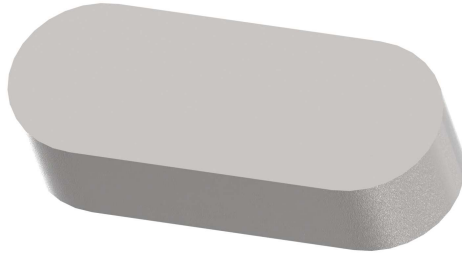


Figura 20. Chaveta paralela de la corona 1.

A continuación, se definen las principales medidas de las chavetas requeridas para este conjunto:

- Chaveta para el acoplamiento del motor:
  - $b = 6 \text{ mm}$
  - $h = 6 \text{ mm}$
  - $l = 20 \text{ mm}$
- Chaveta para el piñón 1:
  - $b = 10 \text{ mm}$
  - $h = 8 \text{ mm}$
  - $l = 36 \text{ mm}$
- Chaveta para la corona 1:
  - $b = 14 \text{ mm}$
  - $h = 9 \text{ mm}$
  - $l = 36 \text{ mm}$
- Chaveta para el piñón 2:
  - $b = 12 \text{ mm}$
  - $h = 8 \text{ mm}$
  - $l = 45 \text{ mm}$
- Chaveta para la corona 2:
  - $b = 16 \text{ mm}$
  - $h = 10 \text{ mm}$
  - $l = 45 \text{ mm}$

- Chaveta para el acoplamiento de la carga final:
  - $b = 10 \text{ mm}$
  - $h = 8 \text{ mm}$
  - $l = 25 \text{ mm}$

### 1.9.7. Sellos de aceite

En los ejes que están conectados con cargas externas, las tapas de la carcasa tienen una pequeña holgura respecto al eje. Esto se debe a que la tapa es una pieza que está atornillada a la carcasa, por lo que se encuentra estática; mientras que el eje lógicamente se encuentra rotando, por lo tanto, estas 2 piezas no pueden estar en contacto directo.

Para evitar que el lubricante con el que funciona el reductor se pueda salir al exterior, se colocan unos sellos poliméricos entre la tapa y el eje, como el que se aprecia en la Figura 21. Estas piezas se han de cambiar con una cierta periodicidad, conforme se vayan realizando los mantenimientos oportunos, se deberá verificar que no existen fugas de aceite a través de las tapas de la carcasa.



*Figura 21. Sello de aceite.*

### 1.9.8. Arandelas de retención

Para fijar axialmente las ruedas de los engranajes y los rodamientos se utilizan arandelas de seguridad. Son fiables y económicas, pero se debe tener en cuenta el rebaje del diámetro necesario para su aplicación en el diseño del eje. Tienen un diseño que las hace adecuadas para evitar el deslizamiento de las piezas y garantizar un funcionamiento seguro y eficiente.

Las medidas principales se observan en la Figura 22. Al igual que con los rodamientos, se ha recurrido a un catálogo, en este caso de Berner, una empresa dedicada a productos para la industria. En ella se definen varias medidas para las arandelas, como el diámetro interior, el diámetro del eje sobre el que se fija, el ancho...

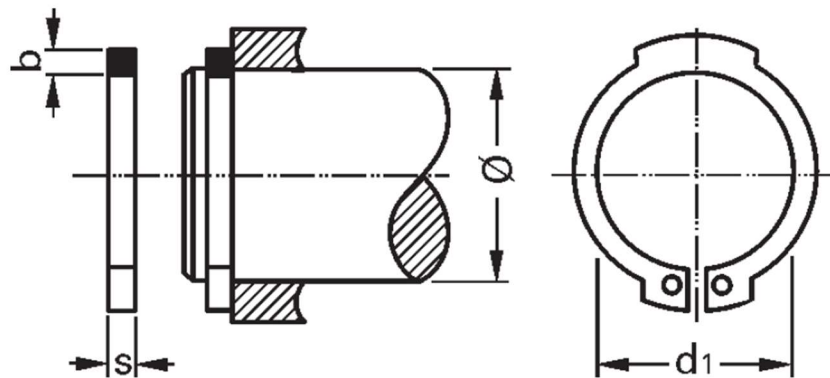


Figura 22. Medidas de las arandelas de retención. [Norma DIN 471]

Para el diseño de este reductor se han elegido las arandelas de seguridad que se adaptaban a cada eje en función del diámetro que se había diseñado. Sin embargo, existen varias formas que tienen estas arandelas en este catálogo. En este caso se han elegido arandelas de la forma que aparece en la Figura 23.

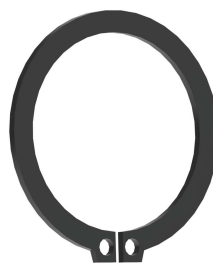


Figura 23. Arandela de retención.



### 1.9.9. Carcasa

La carcasa de un reductor es un componente que cumple un papel fundamental en la protección, soporte y funcionamiento del sistema. Sirve como alojamiento para los componentes internos del reductor, como los engranajes, rodamientos y ejes y, por tanto, evita la exposición de estos componentes al entorno.

Aparte de esta función, este componente también contribuye a mantener la alineación precisa de las piezas, lo que es esencial para la transmisión de movimiento y potencia con una alta eficiencia. Es de gran importancia que la carcasa no presente deformaciones lo que podría producir desalineaciones en los ejes y un mal funcionamiento del reductor provocando desgastes excesivos incluso el fallo del mismo. Además, ésta puede incorporar accesorios como orificios de montaje o lubricación y puntos de acceso para facilitar el mantenimiento.

En este caso, la carcasa está diseñada en 3 piezas distintas, para facilitar el transporte logístico; sin embargo, tras el primer montaje quedarán 2 partes reconocibles, ya que la tapa inferior y la pieza inferior de la carcasa se sueldan en el lugar de la instalación.

Estas 3 piezas se fabrican de fundición gris mediante colada por molde de arena. Se trata de un proceso de fabricación rápido y barato, y, aunque su acabado superficial no es muy bueno, para este tipo de piezas no es necesaria una excelente precisión ni rugosidad. No obstante, se deberán mecanizar todos los orificios anteriormente comentados y ciertas zonas de contacto con otras piezas, ya que sí que son relevantes.

Como se ha comentado en un anterior apartado, la carcasa incorpora un nervio central que alberga algunas ranuras en las que van fijadas los rodamientos. Este nervio central, además, servirá de referencia a la hora de verter el aceite de lubricación. Para realizar el mantenimiento del lubricante se ha dispuesto un orificio inferior por donde saldrá el aceite usado, y otro superior por el cual se podrá rellenar.

### Pieza inferior

Como se acaba de comentar, la parte inferior de la carcasa son 2 piezas inicialmente, debido a que el diseño y el transporte se facilitan considerablemente. Sin embargo, la idea es que se suelden estas 2 piezas para que queden unidas durante toda la vida útil del reductor.

Como se puede observar en la Figura 24, se trata de un diseño algo peculiar por el nervio central. Después, dispone de todos los agujeros pertinentes para alojar a los 3 ejes que conforman este reductor y todos los orificios necesarios para el montaje. Los orificios que se encuentran en la parte superior sirven para acoplar ambas piezas de la carcasa, mientras que los que se encuentran en los laterales son para conectar las tapas.

Adicionalmente, hay un orificio lateral que sirve para facilitar el vaciado del lubricante sin necesidad de una bomba. Al lado contrario de la imagen, se encuentra el visor del nivel de aceite, para verificar que el nivel es el adecuado, situado a la misma altura del nervio central.

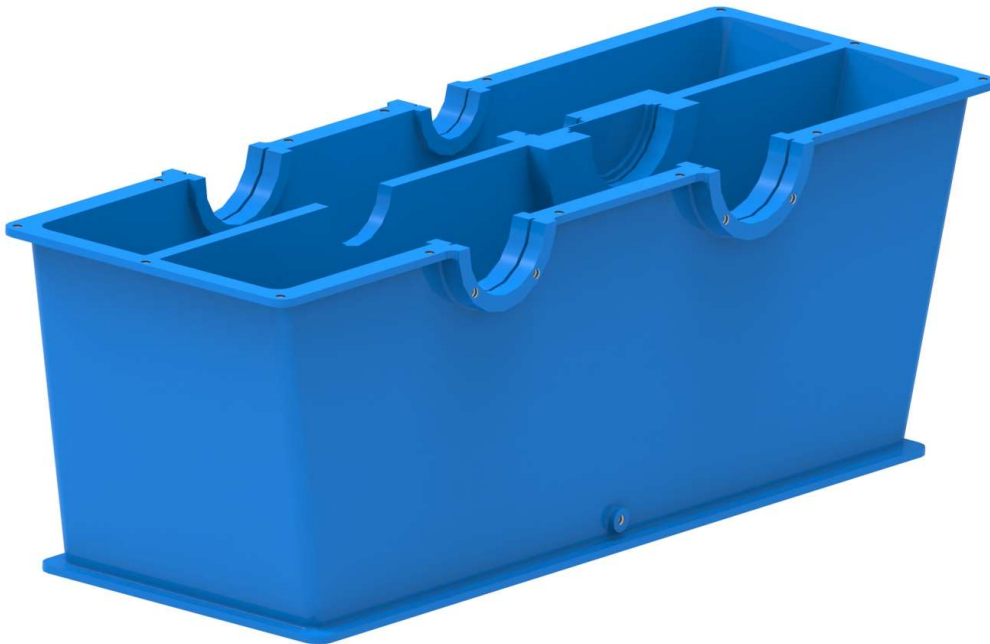
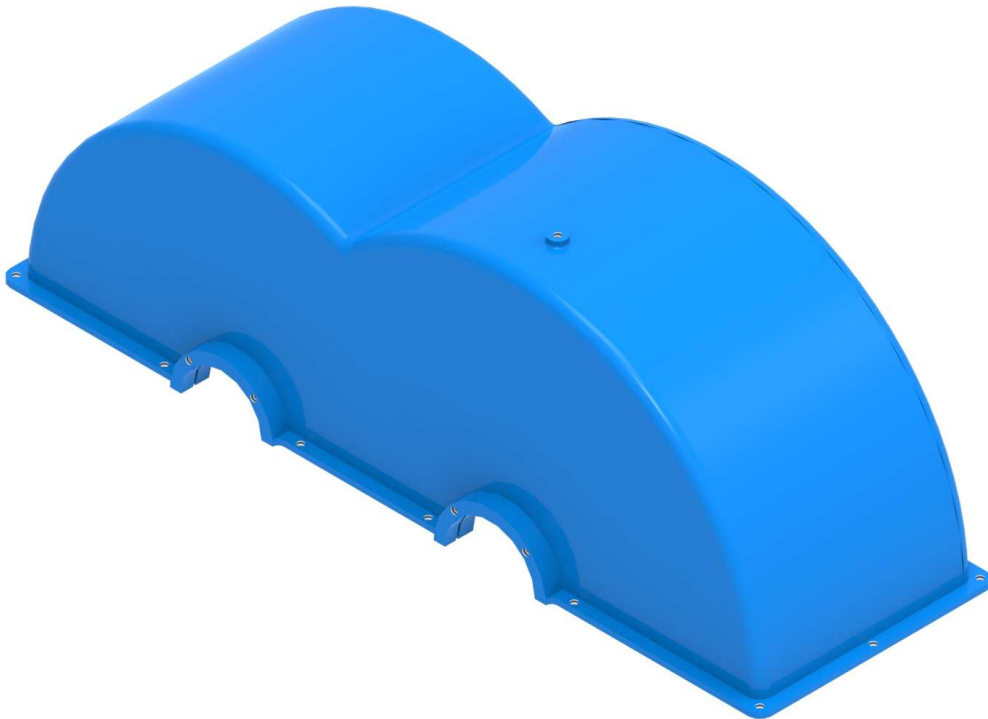


Figura 24. Pieza inferior de la carcasa.

### Pieza superior

En este caso, el diseño de esta pieza se ha basado más en reducir material y hacer una pieza algo más estética que un simple cubículo para alojar los componentes internos del reductor. Es por ello que se ha adaptado la forma de la pieza superior de la carcasa (Figura 25) a las ruedas de los engranajes del sistema, de esta manera se aprovecha más el material.

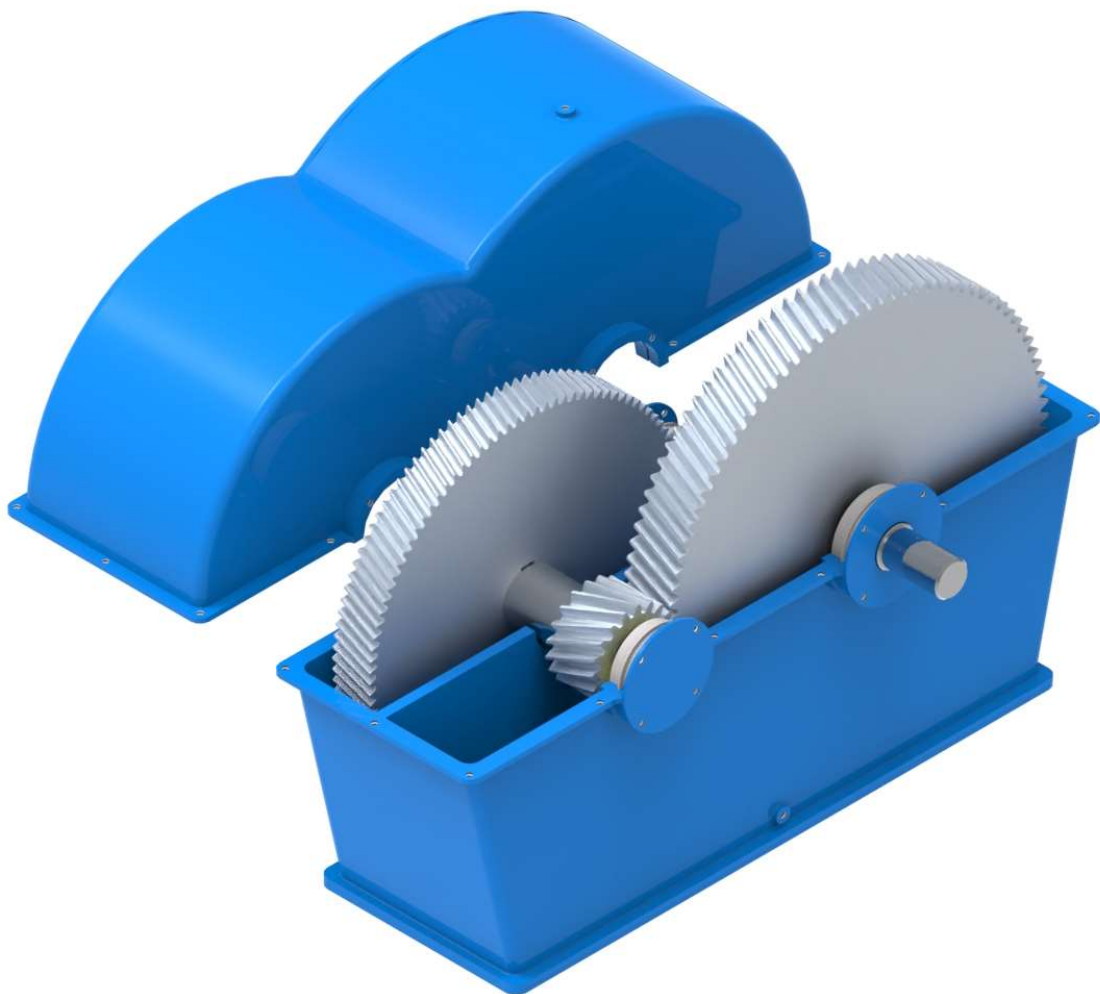
Al igual que la otra parte de la carcasa, dispone de agujeros para el alojamiento de los ejes y de los orificios de montaje, tanto entre ambas partes de la carcasa como las tapas. Por último, dispone de un orificio de entrada del lubricante en la parte superior de la carcasa. Se deberá verificar a través del visor del nivel de aceite situado en la pieza inferior que los niveles de lubricante son los precisos para el reductor.



*Figura 25. Pieza superior de la carcasa.*

### 1.9.10. Conjunto global

Finalmente, el aspecto completo del reductor de velocidad diseñado mediante el software 3D Solid Edge se puede observar en la Figura 26. Lo único que faltarían representar serían los tornillos M6 x 10 mm para todos los orificios del reductor y los tornillos M6 x 20 mm y las tuercas para unir ambas piezas de la carcasa. Estos tornillos serán de acero inoxidable A2, ya que no se trata de un ambiente corrosivo.



*Figura 26. Reductor completo.*

## **2. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO**

### **2.1. Descripción de tareas**

#### **2.1.1. Elección del tema**

En una primera fase, se realizó la elección del tema. Tras unas semanas debatiendo un sistema apropiado para diseñar en 3D, finalmente, las dos opciones posibles eran un árbol de levas, inyectores... similar al de un motor de combustión, o un reductor de velocidad y se descartó la primera por su complejidad de diseño. Esta tarea duró aproximadamente 3 semanas (23 enero – 15 febrero). Fue llevada a cabo por Ander Cuesta y supervisada por Harkaitz Eguiraun.

#### **2.1.2. Búsqueda general de información**

Con esta tarea, se analizó la industria de los reductores, las tendencias que se están implementando, el funcionamiento básico de los mecanismos que conforman los reductores, etc. Durante esta fase, también se realizaron las iteraciones de los cálculos necesarios para el desarrollo correcto del reductor de velocidad. Esta etapa duró aproximadamente un mes (15 febrero – 15 marzo) y fue precedida por la elección del tema. La realizó Ander Cuesta y supervisada por Harkaitz Eguiraun.

#### **2.1.3. Diseño de piezas**

Cuando ya se tuvo una idea general de las diferentes partes del reductor y se decidieron aspectos importantes como el tipo de engranaje y todos los componentes necesarios para el funcionamiento del sistema, se comenzó a diseñar las piezas. Este diseño mediante Solid Edge la llevó a cabo Ander Cuesta durante aproximadamente 3 meses (25 febrero – 20 mayo), mientras iba siendo supervisada periódicamente cada 3 semanas por Harkaitz Eguiraun.

#### **2.1.4. Consultas al tutor**

Cada 3 semanas desde el comienzo del diseño del reductor, se realizaban consultas vía mail al tutor para verificar que el desarrollo estaba siendo el correcto. Estas consultas se alargaron hasta el final del proyecto.

#### **2.1.5. Ensamblaje de conjuntos**

Tras el diseño de todas las piezas del reductor, se procedió al ensamblaje de los diferentes conjuntos del sistema, con la idea de revisar si estaban todos los componentes necesarios y si el diseño inicial era satisfactorio juntando todas las piezas. Esta tarea duró 3 semanas (20 mayo – 8 junio) y la realizó Ander Cuesta con la supervisión de Harkaitz Eguraun.

#### **2.1.6. Reuniones con el tutor**

Se marcaron 3 reuniones durante el desarrollo de este proyecto entre alumno y tutor, en los cuales se iba haciendo seguimiento del proyecto. La primera de ellas fue el 19 de mayo, la segunda el 10 de julio y la última al final del proyecto, el 4 de septiembre.

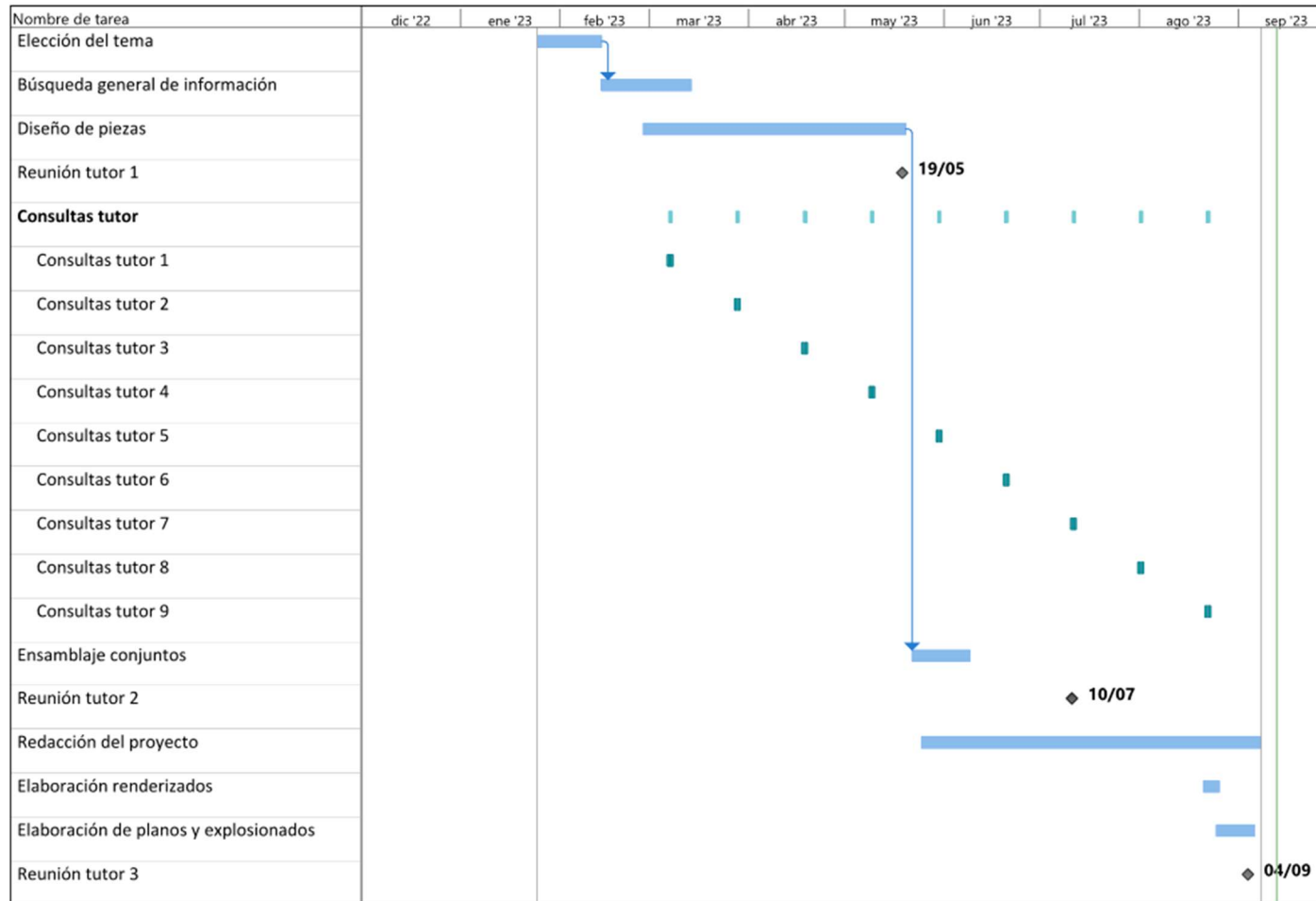
#### **2.1.7. Redacción del proyecto**

Esta tarea se demoró durante 3 meses y medio (25 mayo – 9 septiembre). Fue realizada por Ander Cuesta y verificada por Harkaitz Eguraun en la última reunión con el tutor.

#### **2.1.8. Elaboración de renderizados, planos y explosionados**

En estas últimas tareas, se realizaron los renderizados, planos y explosionados correspondientes con el sistema o piezas diseñadas durante el transcurso de este proyecto. Estas tareas las llevó a cabo Ander Cuesta y las revisó Harkaitz Eguraun. Los renderizados se realizaron durante 1 semana (16 agosto – 23 agosto) y los planos y explosionados durante 3 semanas (21 agosto - 8 septiembre).

## 2.2. Diagrama de Gantt



### 3. PRESUPUESTO

#### 3.1. Costes totales.

	Precio
<b>Coste de diseño</b>	<b>17.545,00 €</b>
<b>Coste total de las piezas</b>	<b>2.570,58 €</b>
<b>Gastos indirectos (10%)</b>	<b>2.011,56 €</b>
<b>SUBTOTAL</b>	<b>22.127,14 €</b>
<b>Impuesto del Valor Añadido (IVA 21%)</b>	<b>4.646,70 €</b>
<b>TOTAL</b>	<b>26.773,84 €</b>

Tabla 1. Coste total del proyecto.

#### 3.2. Costes de diseño.

	Nº de unidades	Precio por unidad	Total
<b>Licencias anuales</b>			
<i>Solid Edge 2023</i>	1 ud	1000,00 € / ud	1.000,00 €
<i>Microsoft Office</i>	1 ud	70,00 € / ud	70,00 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>1.070,00 €</b>
<b>Mano de obra</b>			
<i>Horas ingeniería</i>	400 uds	40,00 € / hora	16.000,00 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>16.000,00 €</b>
<b>Equipos</b>			
<i>Ordenador</i>	0,25 ud	1500,00 € / ud	375,00 €
<i>Material de oficina</i>	-	-	100,00 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>475,00 €</b>
<b>TOTAL</b>			<b>17.545,00 €</b>

Tabla 2. Costes de diseño del reductor.



### 3.3. Costes de fabricación.

	Precio
<b>Piñón 1</b>	<b>158,13 €</b>
<b>Piñón 2</b>	<b>222,88 €</b>
<b>Corona 1</b>	<b>440,42 €</b>
<b>Corona 2</b>	<b>629,16 €</b>
<b>Eje 1</b>	<b>111,76 €</b>
<b>Eje 2</b>	<b>151,20 €</b>
<b>Eje 3</b>	<b>141,54 €</b>
<b>Accesorios</b>	<b>288,73 €</b>
<b>Tapa inferior</b>	<b>48,88 €</b>
<b>Carcasa inferior</b>	<b>162,00 €</b>
<b>Carcasa superior</b>	<b>165,20 €</b>
<b>Tapa eje 1</b>	<b>13,16 €</b>
<b>Tapas eje 2</b>	<b>21,60 €</b>
<b>Tapa eje 3</b>	<b>15,92 €</b>
<b>TOTAL</b>	<b>2.570,58 €</b>

Tabla 3. Coste total de las piezas.

Estos costes se han calculado de la siguiente manera, en primer lugar, se ha estimado el material necesario previo a mecanizar las piezas:

	Ancho (m)	Diámetro (m)	Volumen (m <sup>3</sup> )	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Masa (kg)
<b>Piñón 1</b>	0,05	0,075	$2,21 \cdot 10^{-4}$	7.833	1,73
<b>Piñón 2</b>	0,06	0,095	$4,25 \cdot 10^{-4}$	7.833	3,33
<b>Corona 1</b>	0,05	0,350	$4,81 \cdot 10^{-3}$	7.833	37,68
<b>Corona 2</b>	0,06	0,410	$7,92 \cdot 10^{-3}$	7.833	62,05
<b>Eje 1</b>	0,18	0,045	$2,86 \cdot 10^{-4}$	8.000	2,29
<b>Eje 2</b>	0,23	0,058	$6,08 \cdot 10^{-4}$	8.000	4,86
<b>Eje 3</b>	0,19	0,063	$5,92 \cdot 10^{-4}$	8.000	4,74

Tabla 4. Datos de los piezas a mecanizar.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Piñón 1</b>				
Acero C45	kg	1,72	5,25 € / kg	9,03 €
Mecanizado	h	1,80	35,00 € / h	63,00 €
Templado	h	1,50	20,00 € / h	30,00 €
Operario	h	3,30	17,00 € / h	56,10 €
<b>TOTAL</b>				<b>158,13 €</b>

Tabla 5. Costes del piñón 1.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Piñón 2</b>				
Acero C45	kg	3,33	5,25 € / kg	17,48 €
Mecanizado	h	2,10	35,00 € / h	73,50 €
Templado	h	2,60	20,00 € / h	52,00 €
Operario	h	4,70	17,00 € / h	79,90 €
<b>TOTAL</b>				<b>222,88 €</b>

Tabla 6. Costes del piñón 2.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Corona 1</b>				
Acero C45	kg	37,68	5,25 € / kg	197,82 €
Mecanizado	h	3,10	35,00 € / h	108,50 €
Templado	h	2,20	20,00 € / h	44,00 €
Operario	h	5,30	17,00 € / h	90,10 €
<b>TOTAL</b>				<b>440,42 €</b>

Tabla 7. Costes de la corona 1.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Corona 2</b>				
Acero C45	kg	62,05	5,25 € / kg	325,76 €
Mecanizado	h	3,70	35,00 € / h	129,50 €
Templado	h	3,00	20,00 € / h	60,00 €
Operario	h	6,70	17,00 € / h	113,90 €
<b>TOTAL</b>				<b>629,16 €</b>

Tabla 8. Costes de la corona 2.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Eje 1</b>				
Acero C50	kg	2,29	6,4 € / kg	14,66 €
Mecanizado	h	0,80	35 € / h	28,00 €
Templado	h	1,50	20 € / h	30,00 €
Operario	h	2,30	17 € / h	39,10 €
<b>TOTAL</b>				<b>111,76 €</b>

Tabla 9. Costes del eje de entrada.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Eje 2</b>				
Acero C50	kg	4,86	6,40 € / kg	31,10 €
Mecanizado	h	1,10	35,00 € / h	38,50 €
Templado	h	1,70	20,00 € / h	34,00 €
Operario	h	2,80	17,00 € / h	47,60 €
<b>TOTAL</b>				<b>151,20 €</b>

Tabla 10. Costes del eje intermedio.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Eje 3</b>				
Acero C50	kg	4,74	6,40 € / kg	30,34 €
Mecanizado	h	1,00	35,00 € / h	35,00 €
Templado	h	1,60	20,00 € / h	32,00 €
Operario	h	2,60	17,00 € / h	44,20 €
<b>TOTAL</b>				<b>141,54 €</b>

Tabla 11. Costes del eje de salida.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Tapa inferior</b>				
Fundición gris	kg	7,80	1,60 € / kg	12,48 €
Mecanizado*	h	0,70	35,00 € / h	24,50 €
Operario	h	0,70	17,00 € / h	11,90 €
<b>TOTAL</b>				<b>48,88 €</b>

\*Incluye costes del proceso de fundición en arena.

Tabla 12. Costes de la tapa inferior de la carcasa.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Carcasa inferior</b>				
Fundición gris	kg	20,00	1,60 € / kg	32,00 €
Mecanizado*	h	2,50	35,00 € / h	87,50 €
Operario	h	2,50	17,00 € / h	42,50 €
<b>TOTAL</b>				<b>162,00 €</b>

\*Incluye costes del proceso de fundición en arena.

Tabla 13. Costes de la pieza inferior de la carcasa.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Carcasa superior</b>				
Fundición gris	kg	22,00	1,60 € / kg	35,20 €
Mecanizado*	h	2,50	35,00 € / h	87,50 €
Operario	h	2,50	17,00 € / h	42,50 €
<b>TOTAL</b>				<b>165,20 €</b>

\*Incluye costes del proceso de fundición en arena.

Tabla 14. Costes de la pieza superior de la carcasa.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Tapa eje 1</b>				
Fundición gris	kg	0,10	1,60 € / kg	0,16 €
Mecanizado*	h	0,25	35,00 € / h	8,75 €
Operario	h	0,25	17,00 € / h	4,25 €
<b>TOTAL</b>				<b>13,16 €</b>

\*Incluye costes del proceso de fundición en arena.

Tabla 15. Costes de la tapa del eje de entrada en la carcasa.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Tapas eje 2</b>				
Fundición gris	kg	0,50	1,60 € / kg	0,80 €
Mecanizado*	h	0,40	35,00 € / h	14,00 €
Operario	h	0,40	17,00 € / h	6,80 €
<b>TOTAL</b>				<b>21,60 €</b>

\*Incluye costes del proceso de fundición en arena.

Tabla 16. Costes de ambas tapas del eje intermedio en la carcasa.

	Unidades	Cantidad	Precio por unidad	Total
<b>Tapa eje 3</b>				
Fundición gris	kg	0,20	1,60 € / kg	0,32 €
Mecanizado*	h	0,30	35,00 € / h	10,50 €
Operario	h	0,30	17,00 € / h	5,10 €
<b>TOTAL</b>				<b>15,92 €</b>

\*Incluye costes del proceso de fundición en arena.

Tabla 17. Costes de la tapa del eje de salida en la carcasa.

	Nº de unidades	Precio por unidad	Total
<b>Rodamientos</b>			
6005-2ZNR	2 uds	14,15 € / ud	28,30 €
6207 NR	2 uds	11,31 € / ud	22,62 €
6208-2ZNR	2 uds	34,24 € / ud	68,48 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>119,40 €</b>
<b>Arandelas de retención</b>			
Diámetro 25	2 uds	0,71 € / ud	1,42 €
Diámetro 30	2 uds	0,77 € / ud	1,54 €
Diámetro 35	2 uds	0,81 € / ud	1,62 €
Diámetro 40	2 uds	0,88 € / ud	1,76 €
Diámetro 45	2 uds	0,98 € / ud	1,96 €
Diámetro 50	2 uds	1,15 € / ud	2,30 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>10,60 €</b>
<b>Chavetas</b>			
6x6x20	1 ud	0,41 € / ud	0,41 €
10x8x25	1 ud	0,54 € / ud	0,54 €
10x8x36	1 ud	0,79 € / ud	0,79 €
12x8x45	1 ud	2,51 € / ud	2,51 €
14x9x36	1 ud	1,78 € / ud	1,78 €
16x10x45	1 ud	3,31 € / ud	3,31 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>9,34 €</b>

<b>Sellos de aceite</b>			
Diámetro 25	1 ud	2,28 € / ud	2,28 €
Diámetro 40	1 ud	5,15 € / ud	5,15 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>7,43 €</b>
<b>Lubricante</b>			
Aceite ISO VG 68 (5L)	5 ud	25,90 € / ud	129,50 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>129,50 €</b>
<b>Tornillería</b>			
M6x10 INOX	18 uds	0,21 € / ud	3,78 €
M6x20 INOX	14 uds	0,38 € / ud	5,32 €
Tuerca hexag. M6	14 uds	0,24 € / ud	3,36 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>12,46 €</b>
<b>TOTAL</b>			<b>288,73 €</b>

Tabla 18. Costes de accesorios.

## **4. CONCLUSIONES**

Tras finalizar el proyecto, se pueden extraer una serie de conclusiones que se detallan a continuación:

- Valorar y comparar todas las características de todos los tipos de mecanismos de transmisión que se encuentran en el mercado. Es básico conocer los antecedentes existentes a un proyecto propuesto para obtener el máximo rendimiento y eficiencia, teniendo en cuenta los costes económicos
- Mediante la realización de modificaciones en la disposición de los ejes, se pueden conseguir reducciones de tamaño considerables. De esta manera, se logra un reductor más reducido en dimensiones y, por tanto, menos costoso, con la misma eficiencia que uno de similares características.
- Se debe aplicar en todo momento la normativa correspondiente al tipo de proyecto que se diseña, para que todos sus elementos trabajen de forma segura y eficiente a lo largo de toda la vida de la máquina.
- En el caso del proyecto propuesto, existe la posibilidad de diseñar el reductor con 3 etapas o más. Aunque para éste se haya considerado un diseño de 3 etapas, con un diseño de 4 etapas se obtiene un reductor más compacto, debido a que las ruedas disminuyen considerablemente el diámetro.
- Por último, a la hora de diseñar un sistema es muy importante la elección correcta en todos los pasos del desarrollo de un proyecto, para que el resultado sea lo más óptimo posible. La elección de materiales, tipo de engranajes, rodamientos utilizados... forman parte de un proceso en el que todo debe ser preciso, para que luego el producto final sea lo esperado.



## 5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] GAMB. ¿Por qué usar un reductor de velocidad? Principales aplicaciones en la industria. <https://www.gamb.com.es/post/2019/09/23/-por-qu%C3%A9-usar-un-reductor-de-velocidad-principales-aplicaciones-en-la-industria> (Fecha de acceso: 01/03/2023)
- [2] TF series - Correa plana by Habasit. <https://www.directindustry.es/prod/habasit/product-5857-1978765.html> (Fecha de acceso: 10/07/2023)
- [3] Los Tipos Comunes de Correas en V. <https://hvhindustrial.com/es/blog/tipos-comunes-de-correas-v> (Fecha de acceso: 10/07/2023)
- [4] Ventajas y Desventajas de Transmisiones por Cadena. Hvhindustrial.com. <https://hvhindustrial.com/es/blog/ventajas-desventajas-transmisiones-por-cadena> (Fecha de acceso: 03/02/2023)
- [5] TRANSMISIÓN DE POTENCIA – REMA <https://www.rema.com.co/transmision-de-potencia/> (Fecha de acceso: 11/07/2023)
- [6] Ventajas y desventajas de la correa dentada. Luff Industries <https://luffindustries.com/es/blog-es/ventajas-y-desventajas-de-la-correa-dentada/> (Fecha de acceso: 07/03/2023)
- [7] Cadenas y correas dentadas. Mecanismos y sistemas mecánicos. <https://tecnovehio.wordpress.com/mecanismos-de-transmision-del-movimiento/mecanismos-de-transmision-circular/cadenas-y-correas-dentadas/> (Fecha de acceso: 13/07/2023)
- [8] Fundamentos de las Transmisiones por Engranajes. Blog CLR - Engineering Your Actioning Ideas. <https://clr.es/blog/es/fundamentos-de-las-transmisiones-por-engranajes/> (Fecha de acceso: 05/03/2023)

- [9] Tipos de engranajes y sus aplicaciones. Blog CLR - Engineering Your Actioning Ideas. <https://clr.es/blog/es/tipos-de-engranajes-y-sus-aplicaciones/> (Fecha de acceso: 24/02/2023)
- [10] Engranaje de dientes rectos. <https://www.directindustry.es/prod/arrow-gear-company/product-56967-378113.html> (Fecha de acceso: 18/07/2023)
- [11] Engranajes cónicos, clasificación y funcionamiento. Wittenstein.es. <https://www.wittenstein.es/empresa/prensa/nota-de-prensa/engranajes-conicos-clasificacion-y-funcionamiento/> (Fecha de acceso: 05/03/2023)
- [12] Engranajes cónicos en espiral - ringgearpinions. (2023, julio 31). Ringgearpinions.com; Goela Engineers. <https://es.ringgearpinions.com/engranajes-conicos-en-espiral/> (Fecha de acceso: 20/07/2023)
- [13] Landín, P. Tornillo sin fin: descripción y aplicaciones. Blogspot.com. <http://pelandintecno.blogspot.com/2018/02/tornillo-sin-fin-descripcion-y.html> (Fecha de acceso: 12/03/2023)
- [14] Engranaje de tornillo sin fin. <https://www.directindustry.es/prod/hangzhou-chinabase-machinery-co-ltd/product-55875-569827.html> (Fecha de acceso: 20/07/2023)
- [15] Glinsky, C. Contact Stress - Calculate gear tooth contact stress. Drivetrainhub.com; <https://drivetrainhub.com/notebooks/gears/strength/Chapter%203%20-%20Contact%20Stress.html> (Fecha de acceso: 12/03/2023)
- [16] Gamonal, A. Animación de Reductor de ejes paralelos – SolidWorks <https://www.youtube.com/watch?v=rDs3GHNWNLo> (Fecha de acceso: 19/08/2023)
- [17] SKF. <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6005-2ZNR> (Fecha de acceso: 26/07/2023)
- [18] SKF. <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6207%20NR> (Fecha de acceso: 26/07/2023)
- [19] SKF. <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6208-2ZNR> (Fecha de acceso: 26/07/2023)

## 6. ANEXOS

### 6.1. ANEXO I. Cálculos

En este apartado, se detallan los cálculos realizados a la hora de extraer ciertos valores necesarios a la hora de desarrollar el diseño del reductor de velocidad. Como se ha comentado anteriormente, los cálculos de los engranajes se han realizado mediante el software Solid Edge, por lo que no se han tenido que calcular parámetros relacionados con los mismos, más allá de los valores iniciales requeridos por el propio software. En este documento no se muestran iteraciones realizadas, sino simplemente el resultado final.

#### 6.1.1. Potencia del motor.

Como datos iniciales, se tienen una sollicitación de velocidad de la cinta transportadora de 2 m/s y una carga máxima simultánea de 250 kg. Se estima que la eficiencia total del reductor de velocidad es del 96%. Con estos datos, se tiene que la potencia necesaria del motor de entrada es:

$$P = \frac{m \cdot g \cdot v}{\eta_{reductor}} = \frac{250 \text{ (kg)} \cdot 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot 2 \text{ (m/s)}}{0.96} = 5109 \text{ W}$$

Se ha elegido para este reductor un motor de 5,11 kW de potencia con unas revoluciones por minuto de 1500, por motivos económicos.

#### 6.1.2. Relación de reducción deseadas.

La velocidad necesaria a la salida del reductor, para una velocidad lineal de 2 m/s en la cinta transportadora, es de 60 rpm. Con este dato, se puede extrapolar la relación de reducción total del sistema:

$$i_{reductor} = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{1500 \text{ rpm}}{60 \text{ rpm}} = 25$$

Al tratarse de un valor superior a 8, que es el valor recomendado máximo para una aplicación con engranajes cilíndricos de engranajes helicoidales, hay que plantear varias etapas. En este caso, se ha planteado un reductor de 2 etapas, en la que cada etapa tendrá una relación de reducción de:

$$i_{reductor} = \prod_{k=1}^{n^{\circ} \text{ etapas}} i_{etapa k} = i_{etapa 1} \cdot i_{etapa 2}$$

Al considerar que las etapas tienen relaciones de reducción iguales se obtiene:

$$i_{etapa 1} = i_{etapa 2} = \sqrt{\frac{1500}{60}} = 5$$

En todo caso, se tratan de relaciones de reducción teóricas y deseadas, sin embargo, las reales se calculan en base a los números de dientes de los engranajes y se representan mediante un cociente y están indicadas en el apartado de “Descripción de la solución”.

### 6.1.3. Velocidad y par de cada eje.

Con el valor de entrada de revoluciones por minuto del reductor, se puede obtener la velocidad a la que rotará el eje intermedio:

$$\omega_i = \frac{\omega_e}{i_{etapa 1}} = \frac{1500 \text{ rpm}}{5/1} = 300 \text{ rpm}$$

En este momento ya se dispone de las 3 velocidades de los ejes del reductor. Ahora se procede a calcular los pares de cada uno de los 3 ejes teniendo en cuenta la siguiente expresión:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T_e = \frac{P}{\omega_e} = \frac{5110 \text{ (W)}}{1500 \text{ (rpm)}} \cdot \frac{1 \text{ (rpm)}}{\frac{2\pi}{60} \text{ (rad/s)}} = 32.53 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_i = \frac{P}{\omega_i} = \frac{5110 \text{ (W)}}{300 \text{ (rpm)}} \cdot \frac{1 \text{ (rpm)}}{\frac{2\pi}{60} \text{ (rad/s)}} = 162.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_s = \frac{P}{\omega_s} = \frac{5110 \text{ (W)}}{60 \text{ (rpm)}} \cdot \frac{1 \text{ (rpm)}}{\frac{2\pi}{60} \text{ (rad/s)}} = 813.28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## **6.2. ANEXO II. Procesos**

### **6.2.1. Procesos de fabricación**

El proceso de fabricación de las piezas es esencial y desempeña un papel crítico en el resultado final de un producto. Además de que la calidad final puede variar mucho en función de este proceso, también se pueden reducir costes si se optimiza el proceso de mecanizado, ya que se puede conseguir evitar sobredimensionar el material necesario o disminuir el número de etapas de mecanizado, entre otros ejemplos.

Para cada una de las piezas y elementos que deben ser mecanizados y elaborados en el taller se debe seguir un procedimiento con las diferentes operaciones de mecanizado necesarias para el acabado de las piezas.

En todo caso, se tratará de un proceso aproximado y no necesariamente se deberán seguir exactamente estos pasos, pudiendo variarlos el operario en función de su experiencia y conocimiento. El mecanizado de las mismas, por lo tanto, quedará a responsabilidad del operario y las posibilidades de la máquina, siempre y cuando se llegue al resultado exigido, o en su caso mejorando lo exigido.

En todo caso, se tratarán los procedimientos por familias de piezas, es decir, no se especificará para cada rueda de los cuatro engranajes, ni para cada uno de los tres ejes su proceso de mecanizado, sino que se generalizará.

Por otro lado, la máquina con la que se realizarán los mecanizados será una fresadora CNC de 5 ejes, ya que sobre todo los dientes helicoidales de los engranajes requieren de una precisión elevada. Estos cinco ejes permiten una mayor versatilidad y control en la fresadora para crear engranajes helicoidales con la geometría y el ángulo de hélice correctos.

#### 6.2.1.1. Engranajes

En cada una de las ruedas de los engranajes, lógicamente, se deberá partir de una barra circular de diámetro algo superior al diámetro exterior de los engranajes y de una longitud mayor que el ancho de rueda.

El procedimiento a seguir podría ser el siguiente:

1. Refrentado de las caras laterales de las ruedas.
2. Cilindrado de la pieza llegando hasta el diámetro exterior del engranaje.
3. Tallado de los dientes helicoidales.
4. Taladrado en el centro, con el diámetro de montaje del eje correspondiente.
5. Ranurado del chavetero.
6. Operaciones de acabado de la chaveta y del agujero central.
7. Corte de la pieza.
8. Control de calidad.
9. Tratamiento térmico de templado.
10. Inspección final para verificar que se cumplen las especificaciones de diseño.

#### 6.2.1.2. Carcasa

En este caso, tanto las 3 piezas de la carcasa como las tapas de la misma parten de un modelo fabricado mediante fundición en arena. Al ser un proceso con bajo nivel de precisión de tolerancias, se han de realizar algunos mecanizados como son:

1. Operaciones de acabado de todas las superficies que vayan en contacto con otras superficies o que vayan a alojar piezas.
2. Taladrado de orificios correspondientes con los tornillos necesarios.
3. Roscado de los orificios necesarios.

### 6.2.1.3. Ejes

Al igual que en el primer caso, se parte de una barra de diámetro mayor que el máximo diámetro que disponga el propio eje y de longitud mayor. En este caso, se puede hacer uso de un contrapunto para evitar la posible flexión del eje.

El proceso en este caso podría ser:

1. Refrentado de las caras frontales del eje.
2. Cilindrado de desbaste del eje.
3. Torneado de acabado de las superficies cilíndricas.
4. Fresado de los chaveteros del eje.
5. Ranurado de los alojamientos de las arandelas de seguridad.
6. Achaflanados.
7. Corte de la pieza.
8. Control de calidad.
9. Tratamiento térmico de templado.
10. Inspección final para verificar que se cumplen las especificaciones de diseño.

### 6.2.2. Montaje y mantenimiento.

En este apartado se representan aquellas operaciones y pasos que deberán realizarse a la hora del montaje de cada una de las piezas y elementos que componen el reductor de velocidad. Además, se indican las medidas de mantenimiento del reductor de velocidad

Se exige que el montaje de todos estos elementos se realice con todas las medidas de seguridad necesarias para el operario, así como para las piezas del reductor, intentando que el montaje se realice de una manera limpia y sin ocasionar defectos a las piezas mecanizadas, por golpes, caídas, montaje defectuoso...

### 6.2.2.1. Instrucciones de montaje

Los pasos a seguir a la hora de montar el reductor de velocidad han de ser los siguientes:

1. Se deben comprobar que todos los componentes se encuentran sobre el banco de trabajo y que el espacio de trabajo está en condiciones de ser utilizado.
2. Se debe soldar la tapa inferior de la carcasa con la pieza inferior de la misma, tal y como se muestra en el plano 1 del ANEXO III.
3. Una vez dispuesta la parte inferior de la carcasa, se proceden a montar los ejes, comenzando por el eje de entrada. Lo primero, se deberá colocar la chaveta en su ranura del eje, después introducir el piñón 1 y posteriormente la arandela de seguridad. A continuación, se montarán los dos rodamientos con el apriete correspondiente y sus arandelas de seguridad. Por último, se debe fijar el sello de aceite y se procede al montaje en el alojamiento de la carcasa inferior.
4. Se prosigue con el montaje del eje intermedio. Al igual que en el primer eje, lo primero, se deberán colocar las chavetas en sus ranuras, después introducir las ruedas del piñón 2 y de la corona 1, posteriormente sus arandelas de seguridad. A continuación, se montarán los dos rodamientos con el apriete correspondiente y sus arandelas de seguridad. Por último, se procede al montaje en el alojamiento de la carcasa inferior. Se debe tener en cuenta que el piñón 1 y la corona 1 deben engranar, por lo que hay que realizar el montaje de las ruedas en la correcta orientación.
5. Para terminar con los ejes, se debe montar el eje de salida. Para ello, se debe seguir exactamente el mismo proceso que el eje de entrada en el paso 3. En este caso habrá que asegurar el engranaje de las ruedas de la segunda etapa.
6. Se debe posicionar la parte superior de la carcasa e introducir los tornillos M6 x 20 mm y las tuercas inferiores para unir completamente la carcasa.
7. Se colocan las cuatro tapas y se roscan los tornillos M6 x 10 mm.
8. Se deben roscar el tornillo de vaciado y el visor del aceite.
9. Se debe verter el lubricante por el orificio superior hasta el nivel del visor.
10. Por último, se rosca el tornillo superior para el llenado.



### 6.2.2.2. *Labores de mantenimiento*

Para conseguir que el funcionamiento del reductor de velocidad sea el adecuado a lo largo de su vida útil, se necesita realizar un mínimo mantenimiento del sistema. Uno de los puntos más importantes son los cambios de aceite anuales, para que el reductor no se vea perjudicado por unas malas condiciones de lubricación.

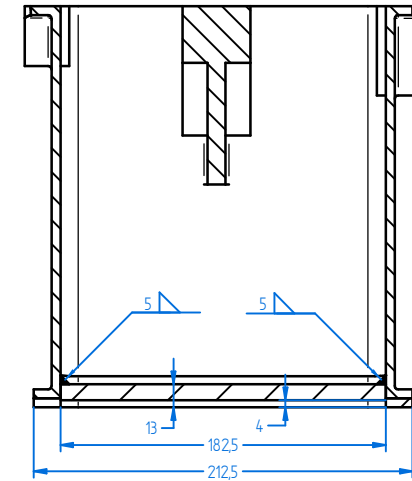
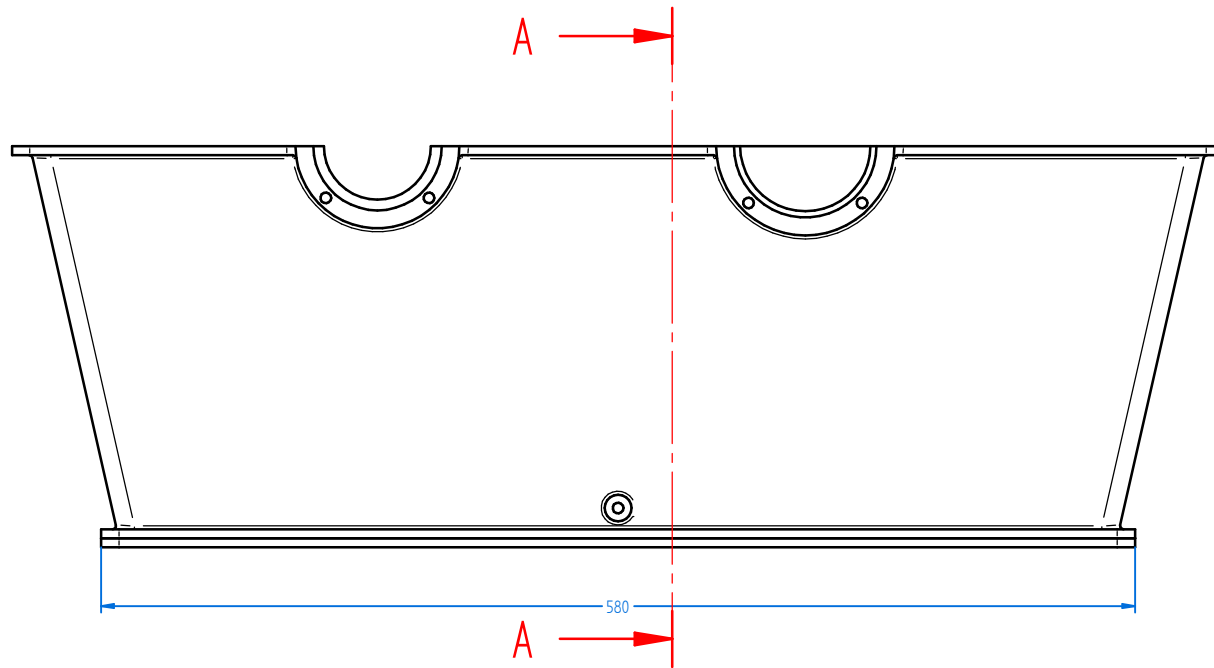
Por otro lado, se deben realizar los cambios de los rodamientos al final de su vida útil y se deben revisar los sellos de aceite y cambiarlos en caso necesario. Finalmente, se recomienda encarecidamente una revisión visual semanal conforme el funcionamiento del reductor de velocidad es adecuado y no existen anomalías visuales ni auditivas.

### **6.3. ANEXO III. Planos**

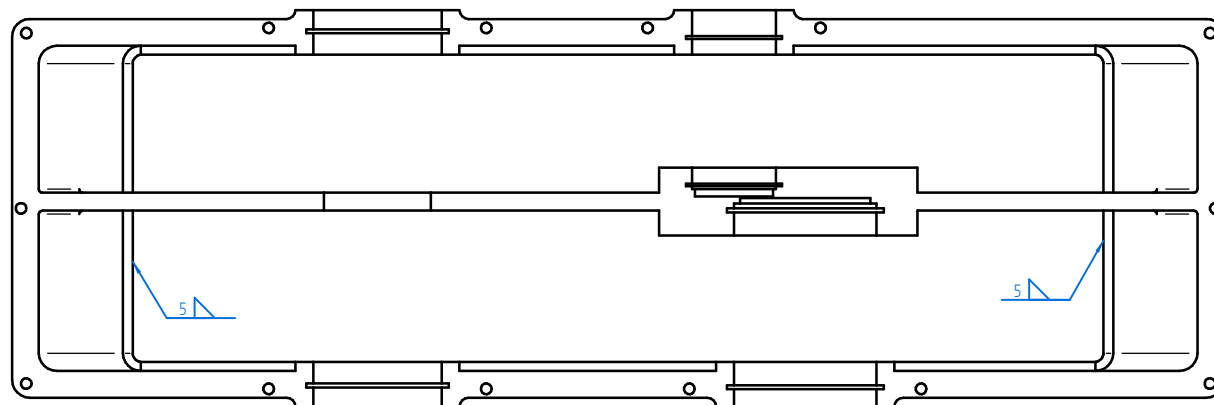
En esta sección de los anexos se muestran algunos de los planos de las piezas diseñadas componentes del reductor. La elección de estas piezas se basa en que se tratan de componentes clave para el funcionamiento del mismo, además de contener tolerancias o acabados superficiales que hay que especificar a la hora de fabricar un producto.

Se considera que el resto de piezas o bien son normalizadas y las medidas son universales o bien son piezas más sencillas o similares a las que se observan en los planos mostrados a continuación.

Además de los planos constructivos, se han realizado explosionados de algunos conjuntos para que se vean detalladamente todos los componentes del mismo. En las tablas de los mismos, vienen indicadas algunas características como el material o cantidad de las piezas en el propio conjunto.

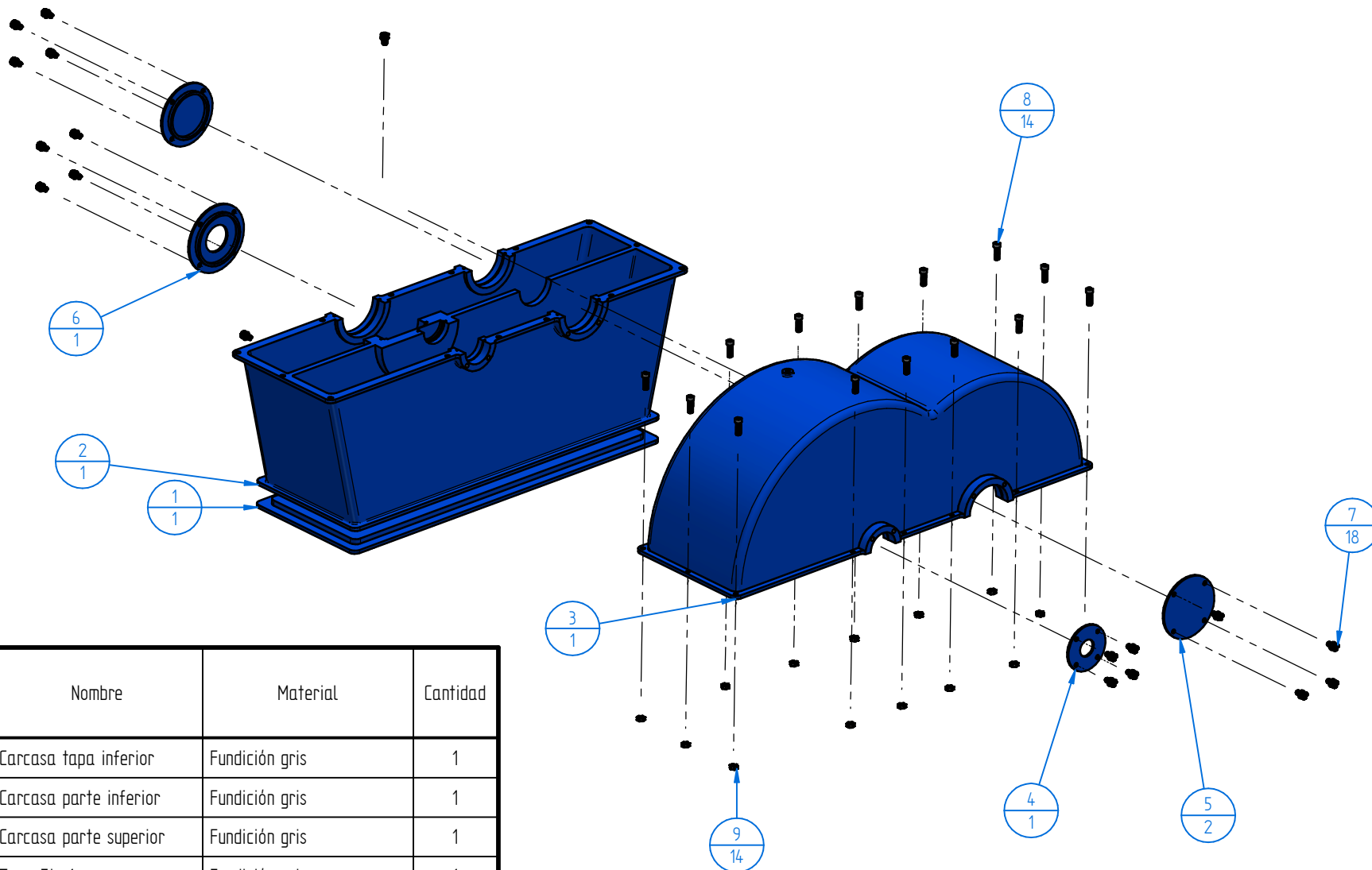


CORTE A-A



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

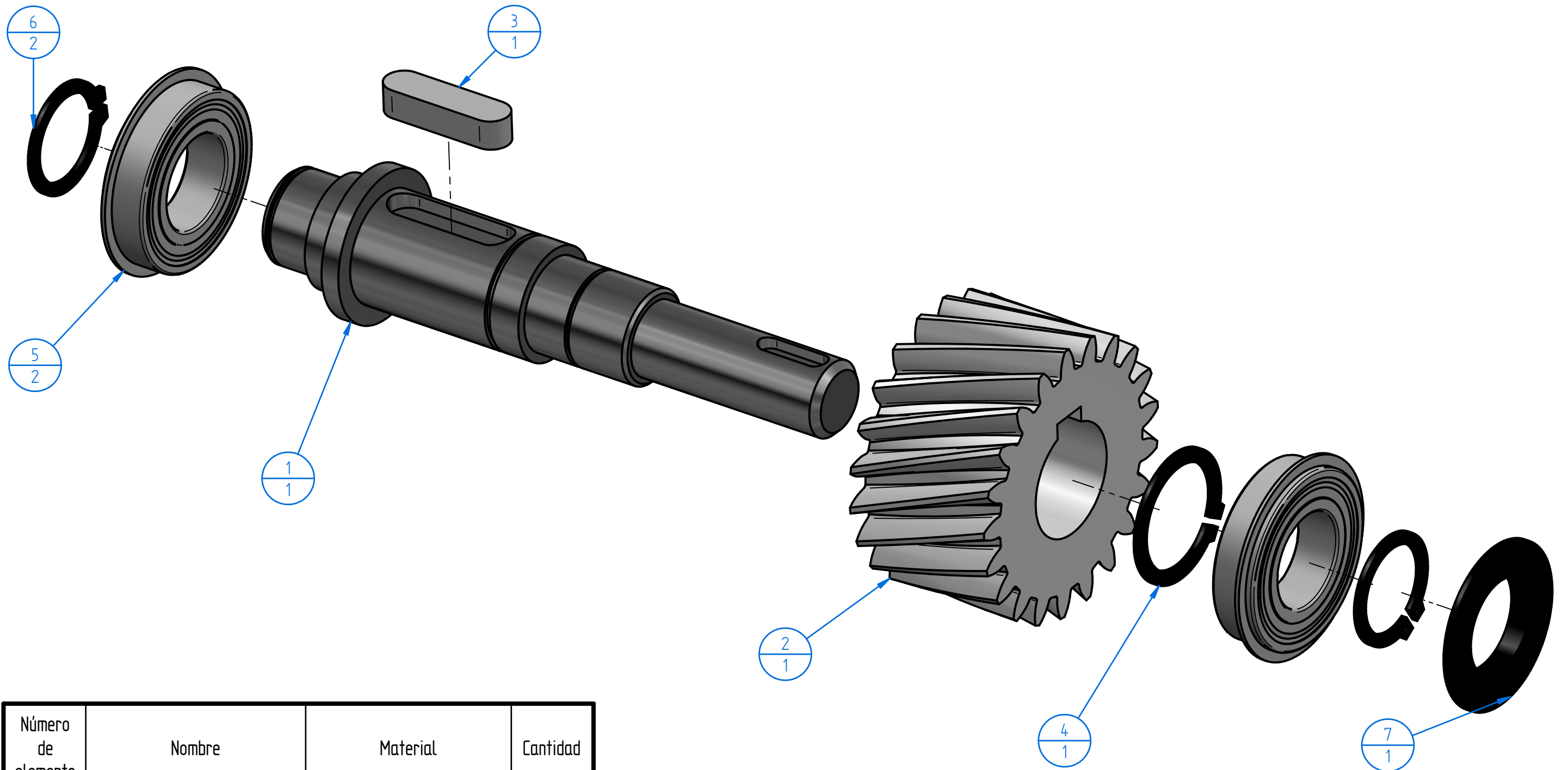
	Nombre	Fecha	<b>Solid Edge</b>	
Dibujado	Ander Cuesta	03/09/23	TFM Reductor de Velocidad	
Comprobado			Título	
Aprobado 1			Soldadura carcasa	
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$ . Radios no acotados 2 mm			Escala 1/3	
			Plano 1	



Número de elemento	Nombre	Material	Cantidad
1	Carcasa tapa inferior	Fundición gris	1
2	Carcasa parte inferior	Fundición gris	1
3	Carcasa parte superior	Fundición gris	1
4	Tapa Eje 1	Fundición gris	1
5	Tapa Eje 2	Fundición gris	2
6	Tapa Eje 3	FUndición gris	1
7	Tornillo M6x10 + arandela	Acero inoxidable	18
8	Tornillo M6x20	Acero inoxidable	14
9	Tuerca M6	Acero inoxidable	14

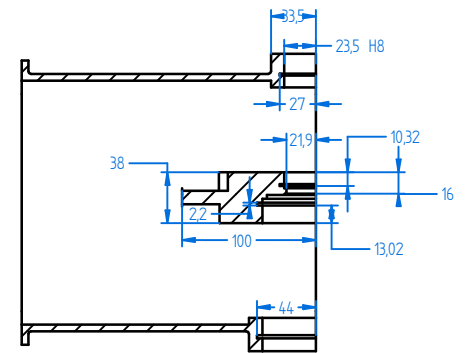
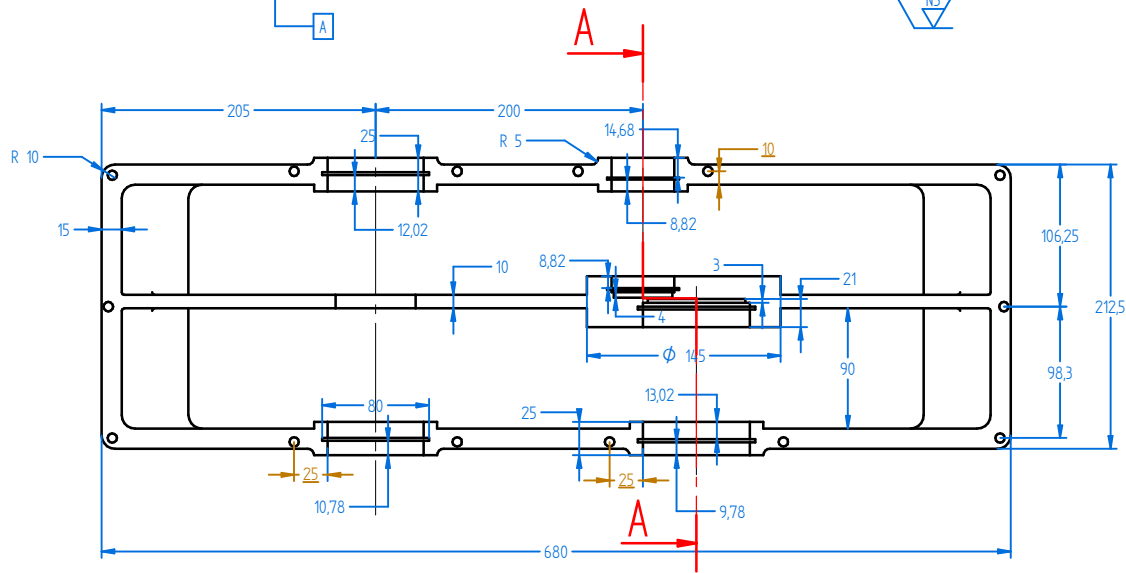
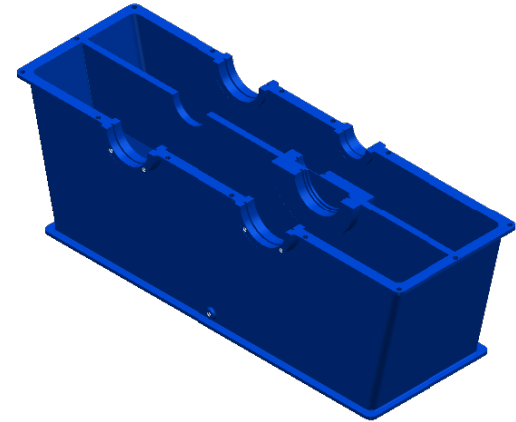
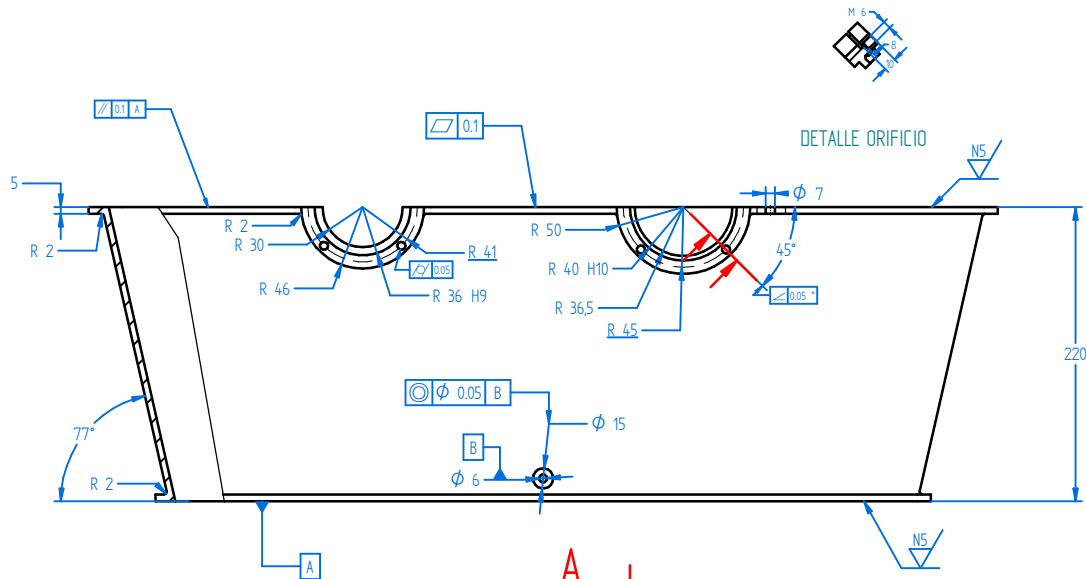
	Nombre	Fecha	<b>Solid Edge</b> TFM Reductor de velocidad
Dibujado	Ander Cuesta	03/09/23	
Comprobado			Título Explosionado carcasa
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			Escala 1/6
			Plano 2

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Número de elemento	Nombre	Material	Cantidad
1	Eje de entrada	Acero al carbono	1
2	Piñón 1	Acero al carbono	1
3	Chaveta Piñón 1	Acero C45	1
4	Anillo retención piñón 1	Acero para resortes	1
5	Rodamiento SKF 6005-2ZNR	Acero para rodamientos	2
6	Anillo retención rodamiento 1	Acero para resortes	2
7	Sello aceite eje de entrada	Elastómero (nitrilo)	1

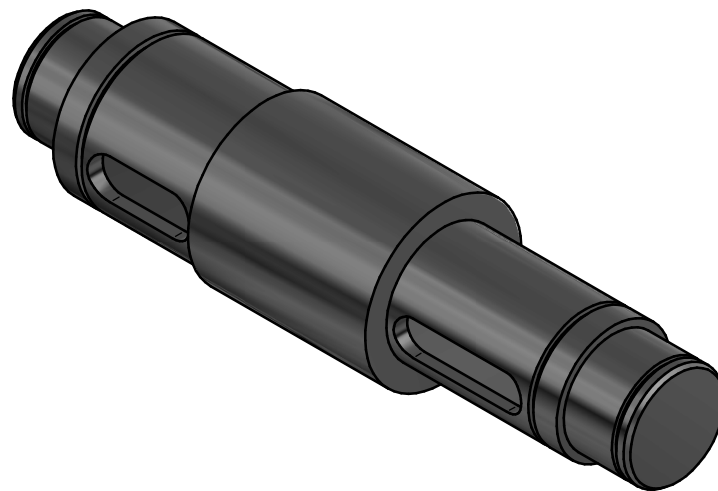
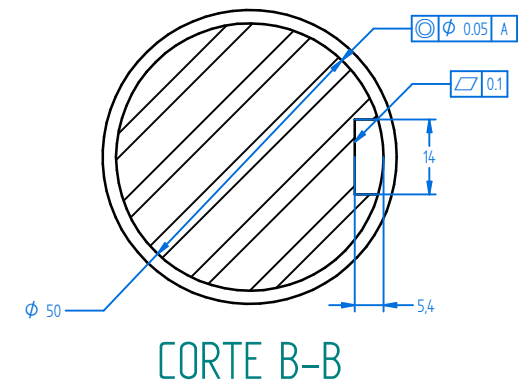
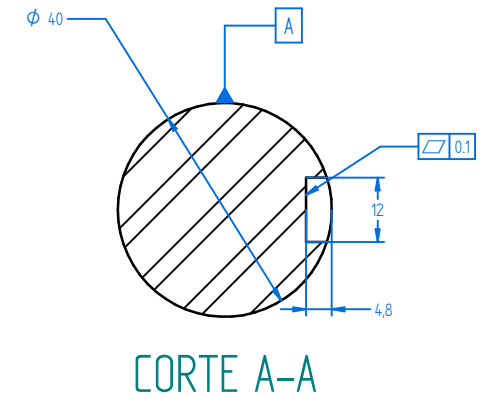
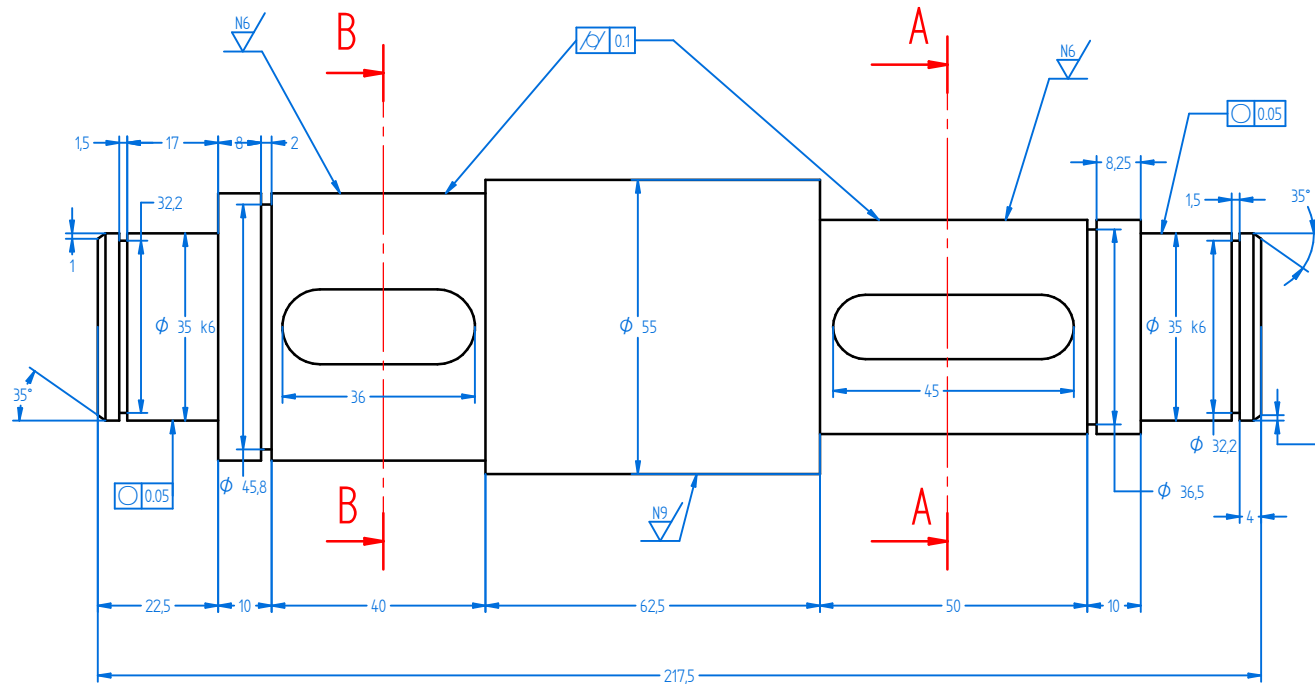
	Nombre	Fecha	<b>Solid Edge</b> TFM Reductor de velocidad Título <b>Explosionado eje de entrada</b> Escala I/I Plano 3
Dibujado	Ander Cuesta	03/09/23	
Comprobado			
Aprobado I			
Aprobado 2			Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$



CORTE A-A

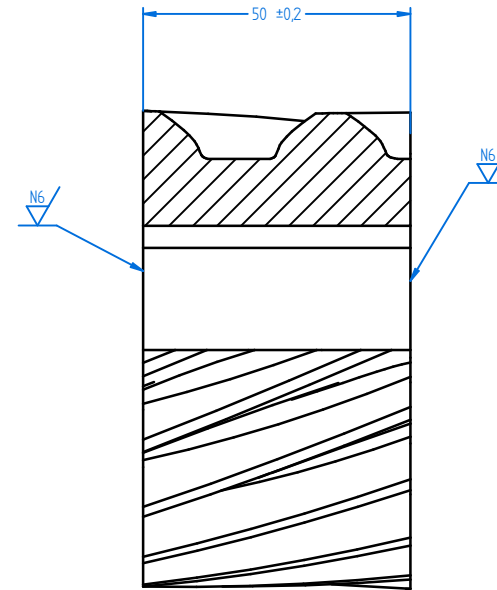
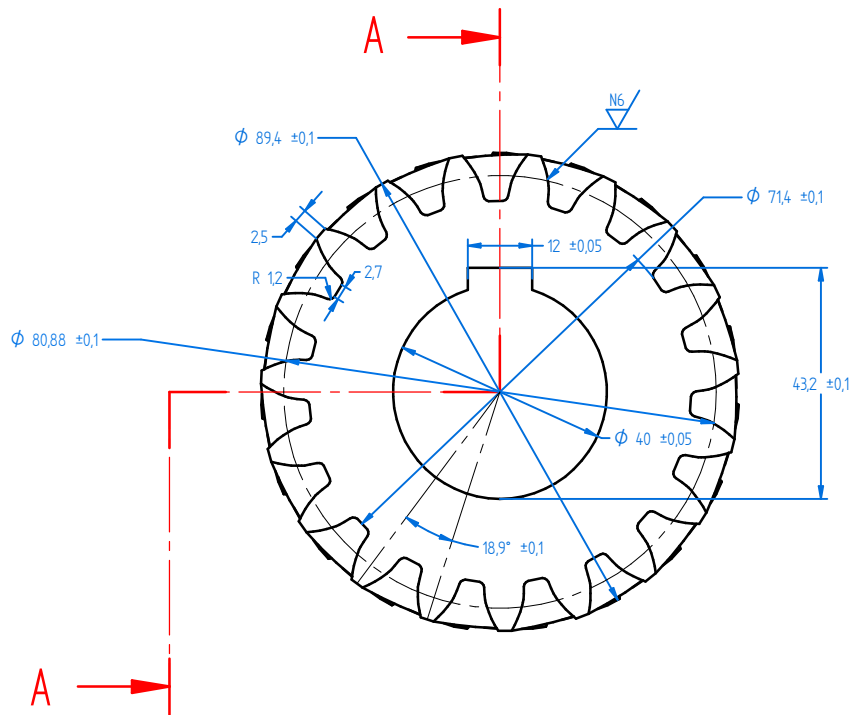
Nombre		Fecha	<b>Solid Edge</b>	
Dibujado	Ander Cuesta	03/09/23	TFM Reductor de Velocidad	
Comprobado			Título	
Aprobado 1			Pieza inferior carcasa	
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$ . Radios no acotados 2 mm			Escala 1/4	Toler. generales ISO 2768-m K
			Plano 4	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

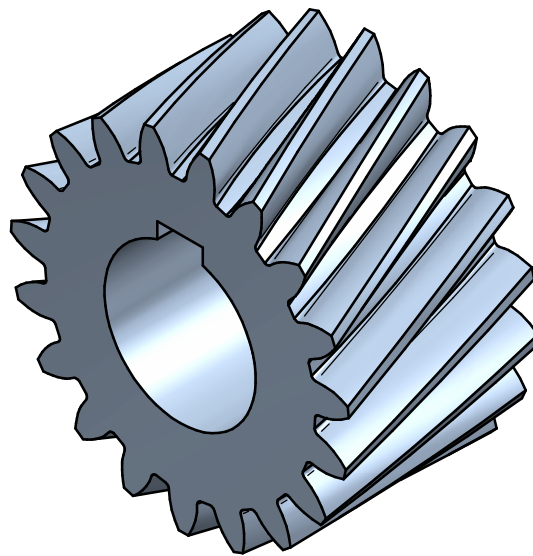


	Nombre	Fecha	<b>Solid Edge</b>	
Dibujado	Ander Cuesta	03/09/23	TFM Reductor de Velocidad	
Comprobado			Título	
Aprobado 1			Eje intermedio	
Aprobado 2				
Radios no acotados 2 mm			Escala 1/1	Toler. generales ISO 2768-m K
			Plano 5	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



CORTE A-A



Características generales del piñón de la etapa 2	
Módulo normal (mm)	4
Módulo tangencial (mm)	4,26
Número de dientes	19
Ángulo hélice	$20^\circ$ a izquierdas
Ángulo de presión	$20^\circ$
Diámetro primitivo (mm)	80,88
Diámetro exterior (mm)	89,40

		Nombre	Fecha	<b>Solid Edge</b>	
Dibujado	Ander Cuesta	03/09/23	TFM Reductor de Velocidad		
Comprobado			Título Piñón etapa 2		
Aprobado 1					
Aprobado 2					
Radios no acotados 2 mm			Escala 1/1	Toler. generales ISO 2768-m K	
			Plano 6		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY