
TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE
VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6
PARA EL ACOUPLE A UNA FRESADORA CNC**

DOCUMENTOS

- 1. Memoria**
- 2. Planos**
- 3. Pliego de condiciones**
- 4. Presupuesto**

PRESENTADO POR:

ETHAN HERNÁNDEZ BERNAL

DIRIGIDO POR:

MANUEL TUR VALIENTE

TITULACIÓN:

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

JULIO 2017.

TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

MEMORIA

DOCUMENTO N° 1



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A
UNA FRESADORA CNC**

ÍNDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	4
2. PROMOTOR.....	5
3. ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES.....	6
3.1. NECESIDADES DE POTENCIA	6
3.2. NECESIDADES DE MULTIPLICACIÓN DE VELOCIDAD	6
3.3. CONDICIONES DE TRABAJO, TAMAÑO Y GEOMETRÍA	6
3.4. CONDICIONES AMBIENTALES	7
3.5. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN	7
3.6. CONDICIONES DE ANCLAJE Y ACOPLE	7
4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	9
4.1. TIPOS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	9
4.1.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO.....	9
4.1.1.1. TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO	9
4.1.1.2. TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE	10
4.1.2. TRANSMISIÓN POR ENGRANE	11
4.1.2.1. TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO	11
4.1.2.1.1. Engranajes cilíndricos de dientes rectos	12
4.1.2.1.2. Engranajes cónicos	12
4.1.2.1.3. Engranajes cónicos desplazados	13
4.1.2.1.4. Corona y tornillo sin fin.....	13
4.1.2.2. TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE	13
4.1.2.2.1. Cadenas.....	13
4.1.2.2.2. Correas dentadas.....	14
4.2. NÚMERO DE ETAPAS	15
4.3. ÁRBOLES	15
4.4. RODAMIENTOS.....	16
4.5. LUBRICACIÓN	16
4.6. UNIONES DE ÁRBOLES.....	16
4.7. CARCASA.....	17

5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA.....	18
5.1. TIPO DE TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	19
5.2. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	19
5.3. ACOPLÉ RUEDAS DENTADAS CON ÁRBOLES.....	20
5.4. APOYOS EN ÁRBOLES.....	20
5.5. SUJECIÓN DE RODAMIENTOS Y ENGRANAJES.....	21
5.6. LUBRICACIÓN.....	21
5.7. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA COMPONENTE.....	22
5.7.1. DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA.....	22
5.7.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES.....	25
5.7.2.1. MATERIAL DE LOS ENGRANAJES.....	27
5.7.2.2. GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES.....	28
5.7.2.2.1. Primera etapa.....	28
5.7.2.2.2. Segunda etapa.....	29
5.7.3. DESCRIPCIÓN DE LOS ÁRBOLES.....	30
5.7.3.1. MATERIAL DE LOS ÁRBOLES.....	30
5.7.3.2. GEOMETRÍA DE LOS ÁRBOLES.....	31
5.7.3.2.1. Árbol de entrada.....	31
5.7.3.2.2. Árbol intermedio.....	32
5.7.3.2.3. Árbol de salida.....	33
5.7.4. DESCRIPCIÓN DEL ANCLAJE.....	34
5.7.5. DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	35
5.7.5.1. RODAMIENTOS DEL ÁRBOL DE ENTRADA.....	35
5.7.5.2. RODAMIENTOS DEL ÁRBOL INTERMEDIO.....	36
5.7.5.3. RODAMIENTOS DEL ÁRBOL DE SALIDA.....	36
5.7.6. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS.....	37
5.7.7. DESCRIPCIÓN DEL SELLO DE ESTANQUEIDAD.....	38
5.7.8. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS.....	38
5.7.9. DESCRIPCIÓN DE LAS ARANDELAS ELÁSTICAS.....	40
5.7.10 DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES DE ACEITE.....	41
5.7.11 DESCRIPCIÓN DE LA TORNILLERÍA.....	42
5.7.12 DESCRIPCIÓN DEL TAPÓN DE ACEITE.....	43
5.7.13 DESCRIPCIÓN DEL VISOR DE ACEITE.....	43
5.8. ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA.....	44

1. OBJETO DEL PROYECTO

El proyecto que aquí se presenta tiene por objeto el diseño y cálculo de un multiplicador de velocidad para una fresadora de control numérico LAGUN. La fresadora dispone de un motor eléctrico que opera con los siguientes parámetros:

- Potencia del motor principal = 3 CV
- Velocidad del motor = 3000 rpm
- Velocidad de salida deseada = 18000 rpm

Este proyecto se ha diseñado con la intención de entregarlo a Escuelas San José – Jesuitas con el fin de llevarlo a cabo en el Ciclo Superior de Fabricación Mecánica por sus alumnos como fin didáctico.

El motivo del diseño del multiplicador reside en la necesidad de alcanzar unas velocidades considerablemente altas, de en torno a unas 18000 rpm, para el posible mecanizado de maderas y composites, ya que estos no tienen un fácil mecanizado y para obtener buenos resultados es necesario conseguir velocidades de giro considerablemente altas.

Para lograr esta velocidad de giro tan elevada, dividiremos nuestro multiplicador en 2 etapas, de tal forma que la geometría de los engranajes no sea demasiado grande, puesto que también se busca un tamaño lo más reducido posible debido a las limitaciones que se nos presentan a la hora del manejo de la fresadora CNC con el multiplicador acoplado.

La fresadora LAGUN de control numérico es la que se muestra a continuación:



El multiplicador deberá acoplarse a la caña de la fresadora para que pueda operar con total normalidad y movilidad. El peso del mismo será considerado puesto que puede influir considerablemente en las operaciones que pueda realizar la fresadora dificultando así su movilidad. Por ello, deberemos emplear materiales ligeros pero resistentes.

El multiplicador, como ya se ha mencionado, deberá acoplarse a la caña de la fresadora, esto será posible gracias a un anclaje en forma de abrazadera que se mostrará más adelante.

Deberá ser un multiplicador fiable y duradero. No obstante, no se van a realizar trabajos diarios las 24 horas del día ni va a tener una continuidad laboral que precise de una alta fiabilidad.

Como se ha mencionado anteriormente, este proyecto tiene como fin llevarse a cabo en Escuelas San José – Jesuitas, donde podrá proponerse a sus alumnos de Ciclo Superior de Fabricación Mecánica como fin didáctico.

En lo referente a esto, el multiplicador se ha diseñado para que todos sus componentes puedan mecanizarse en sus instalaciones.



2. PROMOTOR

D. Ethan Hernández Bernal, con D.N.I. 53253810-R y domicilio en Plaza Zumalacárregui, 7 en la población de Valencia (VALENCIA).

El presente proyecto tiene por objetivo la obtención del Título de Grado en Ingeniería Mecánica en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño.

3. ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES

3.1. NECESIDADES DE POTENCIA

La función de la fresadora CNC es el mecanizado de una diversidad de piezas de distintos materiales, la cual funciona y es accionada por un motor eléctrico de 3 CV de potencia.

El multiplicador a diseñar, deberá transmitir esta potencia desde el eje de entrada al de salida sin verse prácticamente afectada, ya que se obtendrán una serie de pérdidas mecánicas debidas al rozamiento y más factores que influyen en el proceso de multiplicación.

3.2. NECESIDADES DE MULTIPLICACIÓN DE VELOCIDAD

Debido a que la velocidad de giro proporcionada por el motor eléctrico de la fresadora es insuficiente, precisamos del multiplicador para elevar esa velocidad de giro de las 3000 rpm que nos proporciona el motor eléctrico de la fresadora a las 18000 rpm que necesitamos para poder mecanizar los distintos materiales mencionados anteriormente.

- Velocidad de entrada = 3000 rpm
- Velocidad de salida = 18000 rpm
- Relación de transmisión total = 6
- Relación de transmisión por etapa = 2,449

La relación de transmisión del multiplicador será de 6 con una velocidad de salida de 18000 rpm.

3.3. CONDICIONES DE TRABAJO, TAMAÑO Y GEOMETRÍA

Como se ha mencionado anteriormente, el multiplicador debe de tener un tamaño lo más reducido posible. Esto se debe a que, al tener que acoplarse a la fresadora CNC, debe ser lo menos aparatoso posible para que la fresadora pueda trabajar con total normalidad y máxima movilidad.

A su vez y en relación al tamaño, se requiere al igual un peso lo más reducido posible ya que, por las mismas razones, un exceso de peso podría influir en los movimientos de la fresadora provocando un mal mecanizado debido a la deflexión de los ejes causado por el peso del multiplicador.

3.4. CONDICIONES AMBIENTALES

La fresadora CNC se sitúa en un departamento interior en la zona de la Formación Profesional de Fabricación Mecánica del centro Escuelas San José – Jesuitas.

Por ello, estimamos una temperatura ambiental media de trabajo en 25° C.

3.5. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

Como mantenimiento, se ha establecido que las primeras 500 horas de trabajo y en lo sucesivo, cada 3000 horas de funcionamiento se realizará el cambio de aceite.

Se aconseja el lavado interior a cada cambio de aceite debido a las virutas generadas por la fricción entre los elementos del multiplicador y que pueden causar daños y obstrucciones en sus uniones y rodamientos.

También es aconsejable la revisión periódica del lubricante, para lo cual se ha incluido un visor de aceite en uno de los laterales del multiplicador.

Los rodamientos se han diseñado para una vida de 10000 horas, no obstante, los rodamientos definitivos han dado una vida bastante superior a las calculadas, por lo que podremos alargar un poco más la sustitución de los mismos.

3.6. CONDICIONES DE ANCLAJE Y ACOPLA

Como se ha mencionado anteriormente, el multiplicador tiene la finalidad de acoplarse a una fresadora CNC, por lo que dicho acople deberá de diseñarse de tal forma que proporcione sujeción al mismo multiplicador y que resista el par generado por el motor eléctrico para que se mantenga fijo y no comience a girar.

Para ello, el anclaje se ha diseñado en base a una sujeción ya existente en la fresadora para la sujeción de otros elementos como un soplador. Esta sujeción actúa como una abrazadera que se acopla a la caña de la fresadora.

En la siguiente figura se muestra dicha abrazadera acoplada en la caña de la fresadora:



ABRAZADERA



4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Los requisitos de velocidad y de par que se dan habitualmente en las máquinas no se obtienen con facilidad directamente de los motores, por lo que se emplean distintos elementos de transmisión para acondicionar la salida del motor a las necesidades de la utilización, siendo esta una solución económica y extendida.

El uso o aplicación al cual se ha destinado el multiplicador, condiciona la utilización de un sistema mecánico de transmisión u otro distinto, capaces de multiplicar la velocidad de salida del motor eléctrico.

Para ello, existen diversos sistemas de transmisión que se adaptan a las diferentes necesidades según el caso y los cuales tienen diferentes características entre sí.

A continuación, se enumeran los principales mecanismos de transmisión empleados.

4.1. TIPOS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

4.1.1. Transmisión por rozamiento

4.1.1.1. Transmisión por contacto directo

La potencia se transmite mediante rozamiento, a través de ruedas de fricción.

Este tipo de transmisión es posible emplearla tanto en árboles paralelos como entrecruzados o secantes, y de relaciones de transmisión hasta un máximo de 6, ya que no puede transmitir grandes potencias y añade esfuerzos adicionales en los ejes debido a la fuerza de contacto que debe existir entre los materiales de fricción.

Este tipo de transmisión afecta al ambiente y ocupa demasiado espacio. No suelen emplearse actualmente en sistemas de transmisiones.

En lo referente a nuestro proyecto, no es conveniente la elección de este sistema a pesar de que cumple con el requisito de relación de transmisión máxima de 6 puesto que no deseamos unas fuerzas adicionales a nuestro conjunto y, entre otras cosas, existe posible deslizamiento al coincidir la relación de transmisión del multiplicador con la relación de transmisión máxima permitida por dicha transmisión.

4.1.1.2. Transmisión por contacto flexible

Los principales elementos característicos de estas transmisiones son las correas planas. Se pueden emplear tanto entre árboles paralelos como cruzados y tienen un rendimiento comprendido entre 95 – 98%.

De este tipo de transmisión pueden destacarse las siguientes ventajas e inconvenientes:

- **Ventajas**

- ✓ Coste reducido y bajas tolerancias en el posicionamiento de los árboles.
- ✓ Sistema de transmisión silencioso.
- ✓ Capacidad de absorción elástica de choques y protección contra sobrecargas.

- **Inconvenientes**

- ✗ La relación de transmisión que proporciona este sistema no es exacta y depende directamente de la carga, existiendo un deslizamiento comprendido entre 1 – 3 %.
- ✗ Los cojinetes se sobrecargan debido a la necesidad de tensión previa.
- ✗ Tienen una duración limitada.
- ✗ Requieren espacios elevados.
- ✗ Son sensibles al ambiente.

En lo referente a nuestro proyecto, este tipo de transmisión no nos resulta adecuado debido a que ocupa grandes espacios y una de nuestras necesidades es la de diseñar un multiplicador de tamaño lo más reducido posible, por lo que este tipo de transmisión no resulta viable.

4.1.2. Transmisión por engrane

4.1.2.1. Transmisión por contacto directo

Son el principal tipo de transmisión y el más utilizado, tanto entre árboles paralelos como entre árboles cruzados o secantes y sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia.

De este tipo de transmisión pueden destacarse las siguientes ventajas e inconvenientes:

- **Ventajas**

- ✓ Tienen una relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- ✓ Alta fiabilidad y larga duración.
- ✓ Dimensiones considerablemente reducidas.
- ✓ Alto rendimiento.
- ✓ Mantenimiento bastante reducido.
- ✓ Permiten soportar sobrecargas.

- **Inconvenientes**

- × Elevado coste.
- × Se generan ruidos durante el funcionamiento.
- × Transmisión totalmente rígida.

En las transmisiones por engranajes pueden distinguirse los siguientes más habituales:

4.1.2.1.1. Engranajes cilíndricos de dientes rectos

Este tipo de transmisión se emplea entre árboles paralelos, llegando a un límite de relación de transmisión por etapa de $i = 8$, no obstante, en situaciones especiales, este valor puede alcanzar incluso $i = 20$.

El rendimiento de este tipo de transmisión en cada etapa se sitúa entre el 96 y 99 %.

En el caso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos podemos llegar a obtener problemas de vibraciones mecánicas ya que no podemos evitar los golpes que se generan entre los dientes debidos a la transmisión.

Una de las principales ventajas es que este tipo de dentado es mucho más simple y más económico en su construcción que el helicoidal, así como una mayor simplicidad en los cálculos que conlleva.

No obstante, para lograr un funcionamiento silencioso, se recurre a los engranajes de dentado helicoidal o en casos en los que existan pares pequeños en materiales sintéticos.

La principal ventaja de los engranajes de dentado helicoidal es que el movimiento se transmite de un modo más suave y prácticamente en ausencia de vibraciones mecánicas.

Por lo contrario, este tipo de dentado, a parte de las fuerzas radiales que aparecen en los árboles debidas a la transmisión del par, aparecen unas fuerzas axiales, de valores no muy importantes respecto a las fuerzas radiales pero lo suficientemente considerables como para tenerlas en cuenta a la hora de realizar los cálculos de los árboles y rodamientos.

4.1.2.1.2. Engranajes cónicos

Este tipo de transmisión, menos utilizada que la anterior como es lógico, se emplean entre árboles secantes, alcanzando una relación de transmisión máxima de hasta $i = 6$.

Para unas exigencias más elevadas se utilizan con un dentado en espiral.

4.1.2.1.3. Engranajes cónicos desplazados

Este tipo de transmisión, empleada menos aún que las dos anteriores, se emplea entre árboles que se cruzan cuando la distancia entre ellos es bastante reducida, con el propósito de reducir los ruidos y tener la posibilidad de prolongar los árboles de transmisión.

Su rendimiento es bastante menor respecto a los engranajes del tipo cónicos debido al mayor deslizamiento.

4.1.2.1.4. Tornillo sin fin

Este tipo de transmisión se emplea para árboles cruzados (90°), con unas relaciones de transmisión por etapa que van desde 1 hasta 100.

Su rendimiento, muy variable, se sitúa entre el 45 y el 97 %, disminuyendo este valor al aumentar la relación de transmisión.

4.1.2.2. Transmisión por contacto flexible

4.1.2.2.1. Cadenas

Este tipo de transmisión se emplea entre árboles paralelos con una distancia considerablemente mayor entre ejes que en el tipo de transmisión de engranajes.

Pueden transmitir fuerzas bastante mayores que las correas con ángulos de abrazamiento y distancias entre ejes bastante menores.

Es un tipo de transmisión que se emplea para relaciones de transmisión, en general, de $i \leq 7$.

Su rendimiento, muy constante, se sitúa entre un 97 y 98 %.

De este tipo de transmisión pueden destacarse las siguientes ventajas e inconvenientes:

- **Ventajas**

- ✓ Coste bastante más reducido frente a los engranajes.
- ✓ Relación de transmisión constante.
- ✓ Se puede emplear en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.
- ✓ Se pueden accionar varias ruedas dentadas con una sola cadena.

- **Inconvenientes**

- × Tienen una duración limitada.
- × Presentan limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- × Requieren espacios elevados.
- × Necesidad de lubricación y protección contra agentes externos como el polvo.
- × No trabajan de forma elástica.
- × Son económicamente más caras que las correas.

4.1.2.2.2. Correas dentadas

Este tipo de transmisión consta de una correa dentada, la cual es un elemento con el que se pueden conseguir unas ventajas similares a las de las cadenas, no obstante, se eliminan los problemas de lubricación permitiendo trabajar a velocidades superiores de hasta valores de 60 m/s.

Por el contrario, este tipo de transmisión presenta el inconveniente de necesitar mayor espacio para trabajar en unas condiciones similares de carga que una cadena.

4.2. NÚMERO DE ETAPAS

El número de etapas que se emplean en un multiplicador de velocidad depende principalmente de la relación de transmisión que se busque.

Para unas relaciones de transmisión considerablemente altas, será necesario dividir la multiplicación de la velocidad en varias etapas para reducir esa relación de transmisión de forma que los engranajes no excedan considerablemente sus tamaños y perdamos la ventaja de tamaño reducido que nos proporciona este tipo de transmisión mecánica.

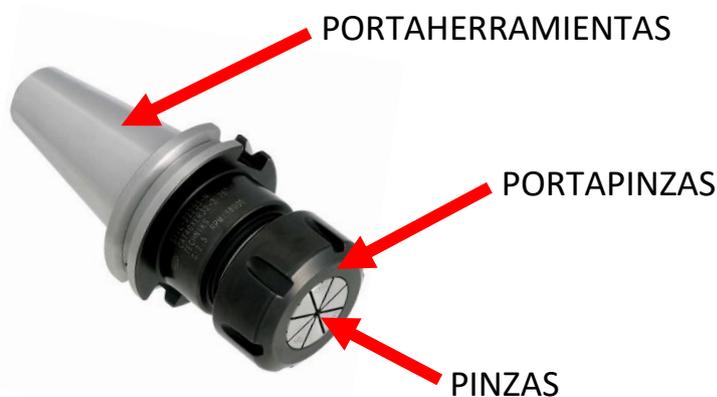
Por otra parte, hay que tener en cuenta que un aumento del número de etapas conlleva un aumento considerable de los elementos que componen el multiplicador y, en consecuencia, una mayor complejidad del sistema, encareciendo notablemente el producto.

4.3. ÁRBOLES

El número de árboles que será preciso emplear dependerá directamente del número de etapas que se hayan definido.

Los árboles se han de diseñar conforme a los requisitos de entrada y salida de la fresadora, es decir, el árbol de entrada debe de conectar el eje de la fresadora con el multiplicador mediante la geometría de un portaherramientas de 40 y el árbol de salida debe de tener la geometría de un portapinzas para poder acoplar fresas del diámetro deseado mediante una pinza.

Además, como se ha mencionado anteriormente, la disposición del árbol de entrada y el de salida debe de ser coaxial con la intención de reducir los esfuerzos y deflexiones de los árboles cuando la fresadora esté realizando cualquier operación que genere esfuerzos en la punta de la herramienta.



4.4. RODAMIENTOS

Los árboles se montan exclusivamente en rodamientos. En comparación con los cojinetes, los rodamientos ofrecen ventajas bastante considerables, por ejemplo:

- ✓ Marcha segura.
- ✓ Sin riesgo de recalentamiento.
- ✓ Engrane invariable debido a que no se produce desgaste en los mismos.
- ✓ Reducidas pérdidas de potencia.
- ✓ Dimensiones reducidas de la caja de engranajes debido a que el espacio axial es pequeño.
- ✓ Bajo consumo de lubricante gracias al mínimo rozamiento.

4.5. LUBRICACIÓN

La lubricación es la mejor técnica empleada para reducir el rozamiento en los distintos tipos de transmisiones que hemos mencionado anteriormente.

El lubricante debe adherirse a los dientes a pesar de la fuerza centrífuga y resistir a las fuertes presiones unitarias para un buen engrase.

Existen diversos tipos de métodos de lubricación; en el caso de los multiplicadores, para velocidades no muy elevadas, el método de barboteo resulta más que suficiente, mientras que para velocidades más considerables es necesario una irrigación continua de los dientes y de los rodamientos mediante una bomba.

4.6. UNIONES DE ÁRBOLES

En numerosos casos, el diseño de los árboles implica el problema de transmitir un momento torsor de un elemento a otro, en el árbol. Los elementos más empleados para la transmisión del momento torsor son:

- Chavetas.
- Árboles acanalados
- Tornillos de fijación
- Pasadores

El método de transmisión del momento torsor más usual es mediante chavetas.

Otra opción es la de utilizar pasadores como medio más simple para transmitir cargas más ligeras.

Otra de las alternativas es la de emplear tornillos de fijación en el cubo para prevenir el movimiento relativo, mecanizando en el árbol como mínimo una superficie plana para posibilitar el desmontaje y montaje posterior.

Usualmente, se emplean tornillos a 90°. El uso de tornillos es adecuado para cargas de servicio relativamente ligeras, aunque no resulta aconsejable cuando el aflojamiento de la unión comporte cierto riesgo.

Por otra parte, la forma de transmitir un mayor par torsor es mediante árboles acanalados.

El método para posicionar axialmente los elementos montados sobre los árboles, como medio económico, se emplean las arandelas elásticas. El uso de estas arandelas elásticas requiere la mecanización de su asiento correspondiente en el árbol, lo que lo debilita generando así un concentrador de tensiones. Debido a esto, en numerosas ocasiones se emplean cambios de diámetro del árbol donde el estado tensional es elevado

Finalmente, otra de las alternativas para posicionar tanto axial como torsionalmente los elementos de un árbol, es la de emplear un ajuste por interferencia, normalmente por ajuste a presión o mediante expansión térmica. En ocasiones, se emplea una combinación de ajuste por interferencia y otro medio como puede ser una chaveta.

4.7. CARCASA

La carcasa debe asegurar la fijación de la posición de los árboles, paralelismo y distancia, así como la ausencia de vibraciones, ausencia de resonancias y, entre otras cosas, servir de depósito del lubricante, por lo que deberá estar herméticamente sellada.

Su construcción será metálica, pudiendo ser esta de:

- Fundición.
- Acero moldeado.
- Chapas de acero dobladas y soldadas con o sin rigidizadores.

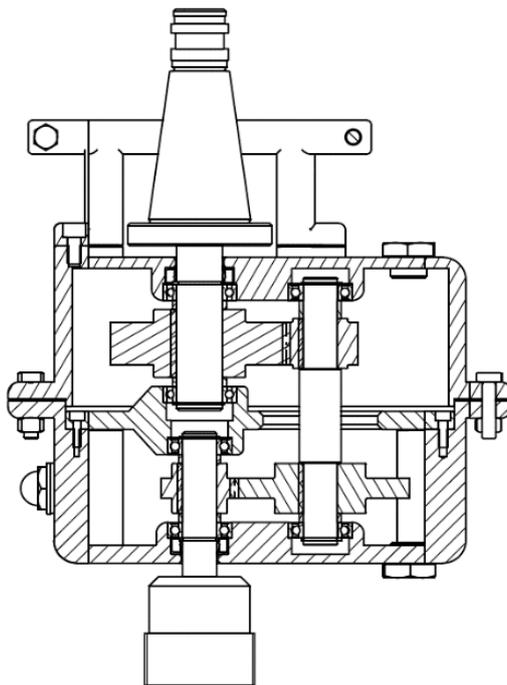
Todos ellos con su correspondiente estanqueidad de aceite.

5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA

El diseño y desarrollo del conjunto multiplicador se ha basado en el objeto considerando el estudio de necesidades a partir de las limitaciones y características de las cuales ha partido este proyecto.

Se ha dispuesto pues, de una forma resumida, los siguientes elementos para la composición del conjunto multiplicador de tal forma que resulte de forma sencilla:

- Un par de engranajes, un engranaje piñón – rueda para cada etapa, siendo el número de etapas de 2.
- Tres árboles; el árbol de entrada que acopla con el eje de la fresadora, un árbol intermedio que conectará ambas etapas y el árbol de salida, el cual gira a la velocidad final deseada.
- Un par de rodamientos por cada árbol. Un total de 6.
- La carcasa de un material ligero, debido a que las fuerzas resultantes son muy reducidas y podemos permitir escoger un material como el aluminio para la fabricación de la carcasa debido a su gran resistencia mecánica y su peso relativamente ligero.
- El acople diseñado conforme a la geometría de una abrazadera explicada anteriormente, empleando el mismo material que el de la carcasa para su fabricación.
- El método de lubricación por barboteo.
- Elementos de sujeción, retención, tornillería y demás.



5.1. TIPO DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

Una vez se han expuesto las diferentes alternativas que podemos seleccionar a la hora de diseñar el multiplicador, procedemos a valorar dichas opciones teniendo en cuenta las limitaciones que se nos presentan en el proyecto, así como los requisitos de potencia, relación de transmisión y otros factores como es el de ruido, entre otros.

Finalmente, el tipo de transmisión mecánica más adecuado y que mejor se adapta a nuestras necesidades es el de engranajes cilíndricos de dentado helicoidal debido a su flexibilidad en el diseño, el alto rendimiento, la alta duración, la fiabilidad, el bajo mantenimiento y la resistencia al ambiente, entre otros

Esta elección viene dada porque deseamos un tamaño reducido de nuestro multiplicador, el cual ha de ser también lo más silencioso en la medida de lo posible y, considerando que nuestras relaciones de transmisión han de ser constantes, es la mejor opción a seleccionar.

5.2. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Una vez se han realizado los cálculos necesarios a partir de estimaciones y se han obtenido los valores reales para cada factor y seleccionando un número de etapas de 2, se ha obtenido una relación de transmisión por etapa de:

$$i = 2.4737$$

Cuyo valor es ligeramente superior al valor que habíamos establecido para cada etapa que era de $i = 2.449$.

Se ha pretendido que los valores de relación de transmisión de ambas etapas sean idénticos para una mayor sencillez de cálculo y fabricación debido a que es más rentable realizar dos engranajes similares que dos diferentes. Debido a esta misma razón, se seleccionó el mismo módulo para ambas etapas.

Finalmente, con este valor se obtiene la relación de transmisión total del conjunto multiplicándolo por sí mismo debido a que ambas etapas tienen la misma relación de transmisión. Nos resulta una relación de transmisión total de:

$$i = 6.1192$$

Cuyo valor es ligeramente superior al valor final deseado de relación de transmisión y cuyos valores de velocidad de giro de los árboles es de:

$$\omega_{Entrada} = 3000 \text{ rpm}$$

$$\omega_{Intermedio} = 7421 \text{ rpm}$$

$$\omega_{Salida} = 18357 \text{ rpm}$$

5.3. ACOPLER RUEDAS DENTADAS CON ÁRBOLES

Una vez evaluadas las alternativas de las uniones de los árboles con los engranajes, se ha seleccionado que la unión de estos elementos se realizará empleando chavetas cuadradas planas de tipo perfilado, ya que el elemento a montar con el árbol tiene una pared delgada.

Se ha seleccionado esta opción, entre otras cosas, porque permite un fácil montaje y desmontaje de los engranajes sobre los árboles, tiene un precio bastante reducido respecto a otros elementos de unión y, a expensas de actuar como concentrador de tensiones, la reducción del límite de fatiga es menor que otros sistemas de sujeción como los que se han expuesto anteriormente.

Los pasadores no se han considerado una opción debido a que las cargas generadas por los engranajes son demasiado grandes como para que estos elementos puedan resistirlas con seguridad y cuyo concentrado de tensiones es considerablemente elevado.

Tampoco se ha tenido en cuenta la opción de realizar el tallado de los engranajes en los árboles porque supone un coste más elevado de lo que ya resultaría realizar los engranajes de forma convencional.

La alternativa de diseñar los árboles acanalados se ha desestimado por la misma razón que la de tallar los engranajes en los árboles pese a poder responder bien a los esfuerzos solicitados, con características similares a las chavetas.

Tampoco se ha considerado la opción de unir por interferencia los elementos pese a poder transmitir cierto par torsor debido a que dificulta las labores de montaje y desmontaje y encarece considerablemente el proceso de fabricación a causa de las tolerancias necesarias.

Finalmente, la opción de soldar los engranajes a los árboles queda totalmente descartada debido a que no permite el desmontaje, dificultando así la inspección y mantenimiento del conjunto multiplicador, así como la sustitución de sus elementos defectuosos y, entre otras cosas, introduce un elevado nivel de tensiones pudiendo aparecer así defectos ocultos como poros o grietas o generar acritud en el metal de la zona de soldadura.

5.4. APOYOS EN LOS ÁRBOLES

La alternativa seleccionada para los apoyos en los árboles estaba bastante clara debido a su poca variedad. Se ha optado por apoyar los árboles en rodamientos debido a su bajo nivel de ruido, capacidad de trabajar a altas velocidades, una elevada vida de trabajo, un gran rendimiento, un reducido par torsor de fricción en el arranque y la poca necesidad de lubricación, así como su fácil intercambiabilidad.

5.5. SUJECIÓN DE LOS RODAMIENTOS Y ENGRANAJES

Los rodamientos y engranajes deben de estar sujetos mediante unos elementos de sujeción para impedir su deslizamiento axial. Para ello, se opta por diversas soluciones, seleccionando aquella que se adapte más adecuadamente a las situaciones de espacio reducido y funcionalidad, que es uno de los requisitos y limitaciones fundamentales de nuestro proyecto.

La elección que se ha tomado ha sido la de emplear arandelas elásticas, casquillos y cambios de sección. Esta disposición es la más empleada para la sujeción de los rodamientos y los engranajes. Por otra parte, se suele optar también a emplear únicamente arandelas elásticas y cambios de sección, a expensas de elevar el coste de mecanizado de la pieza e introducir concentradores de tensiones como es el cambio de diámetro, debido a su elevada eficacia y su ayuda en el montaje y desmontaje del mecanismo.

5.6. LUBRICACIÓN

La lubricación es una de las partes más importantes en la toma de decisiones ya que, con una mala elección, provocaría un desgaste inadecuado de nuestros elementos como los engranajes o rodamientos, acortando su vida considerablemente, por lo que hemos de prestar mucha atención y seleccionar el método adecuado para la lubricación de nuestro conjunto multiplicador.

El sistema de lubricación que se ha seleccionado para el conjunto es el de barboteo o salpicadura del aceite a los distintos elementos que deben de ser lubricados mediante la acción rotativa y centrífuga que causan los engranajes al girar. Esto es que cuando el conjunto multiplicador se pone a funcionar, el propio giro de los engranajes a velocidad considerable hace salpicar el lubricante por todo el interior de la carcasa de forma constante mientras exista movimiento de giro, por lo que todos los elementos se mantienen en lubricación constante.

El nivel de aceite se ha tenido que reconsiderar, así como el método de lubricación del conjunto multiplicador ya que nuestra disposición de los árboles es vertical, por lo que la primera etapa (etapa situada en la parte superior del multiplicador) y sus correspondientes engranajes no pueden ir bañados en aceite debido a que el resto del conjunto estaría inundado en aceite desde la mitad de los engranajes de la primera etapa hacia abajo.

No obstante, se ha valorado y considerado el método mencionado anteriormente ya que la segunda etapa será capaz de lubricar a la primera etapa debido a la elevada velocidad de giro que alcanzará el engranaje de la segunda etapa.

Por ello, se ha considerado el barboteo como método de lubricación del conjunto multiplicador, estableciendo como nivel de aceite la mitad del engranaje de la segunda etapa, pudiendo revisarlo mediante un visor de aceite.

El lubricante seleccionado a emplear en nuestro conjunto multiplicador es un aceite VG 320, ya que es un lubricante óptimo y con unas características favorables para las condiciones de trabajo en las que se va a ver sometido nuestro conjunto multiplicador, cumpliendo así con los requisitos de lubricación de engranajes, rodamientos y demás elementos.

Las propiedades de este lubricante son las siguientes:

LUBRICANTE VG 320		
Densidad a 15 °C	904	Kg/m ³
Punto. Inflamación (mín.)	220	°C
Punto. Congelación (máx.)	-12	°C
Viscosidad a 40 °C	310	cSt
Viscosidad a 100 °C	23,8	cSt

El proceso de llenado y vaciado de aceite del lubricante se realizará mediante los dos tapones situados en la parte superior, para el llenado, e inferior, para el vaciado.

Los orificios deberán estar sellados adecuadamente para evitar posibles fugas del lubricante al exterior.

5.7. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA COMPONENTE

5.7.1. Descripción de la carcasa

La carcasa es el elemento que envuelve y protege al multiplicador, así como es el soporte estructural para el resto de los componentes mecánicos que conforman el conjunto multiplicador. Las principales funciones que debe cumplir son las de ser un elemento resistente a los esfuerzos, contener el lubricante con un correcto sellado del sistema y aislar los componentes mecánicos internos del exterior. Gracias a este aislamiento nos aseguramos de que los elementos y componentes mecánicos de nuestro multiplicador van a trabajar en un ambiente limpio y protegido de agentes corrosivos, logrando así una mayor duración de los mismos.

El diseño de la carcasa debe de ser sencillo y compacto, de esta forma lograremos no encarecer los costes de fabricación y mecanizado de este elemento y así aprovechar al máximo el espacio del que se dispone, ya que el acople a la fresadora de control numérico es bastante reducido.

A su vez, ha de estar diseñada para su fácil y rápido montaje y desmontaje, permitiendo, de esta forma, invertir el menor tiempo posible en caso de avería.

Debe de ser una estructura consistente y robusta, capaz de soportar las cargas, tensiones y vibraciones a las que estará sometida en las horas de trabajo debido a los esfuerzos mecánicos que generan los engranajes en su funcionamiento.

Se ha seleccionado el aluminio como material para fabricar la carcasa. Esto se debe a que las fuerzas generadas por nuestros engranajes no son de un valor considerable respecto a otros sistemas mecánicos, por lo que el material a emplear no requerirá de una gran resistencia mecánica.

Este material, entre otras cosas, ofrece una buena resistencia mecánica en consideración con su peso, por lo que nuestro conjunto multiplicador resultará bastante más ligero que si hubiésemos seleccionado el acero como material para fabricar la carcasa. Este es un aspecto importante ya que, como hemos comentado anteriormente, el conjunto debe de ser lo más ligero posible, para que el peso influya lo más mínimo en el movimiento de las operaciones que vaya a realizar la fresadora de control numérico. Además, resulta mucho más sencillo de mecanizar, por lo que es una gran ventaja a la hora de proceder a la fabricación del conjunto multiplicador.

El material seleccionado es el **Aluminio AL-6063**, con una composición de:

% Si	% Fe	% Cu	% Mn	% Mg	% Zn	% Ti	% Cr	% Otros	% Al
0,40	0,35	0,10	0,10	0,675	0,10	0,10	0,10	0,15	97.925

Sus propiedades mecánicas a temperatura ambiente de 20 °C en función de su estado son:

Estado	Características a la tracción			Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura N/mm ²	Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2. N/mm ²	Alargamiento A 5,65 %			
0	100	50	27	110	70	25
T1	150	90	26	150	95	45
T4	160	90	21	150	110	50
T5	215	175	14	150	135	60
T6	245	210	14	150	150	75
T8	260	240	-	-	155	80

La carcasa, como hemos mencionado anteriormente, se realizará mediante fabricación mecánica mediante una fresadora CNC. Entre otras cosas, se ha seleccionado este material porque resulta muy fácil de mecanizar y sus propiedades son las óptimas para los requisitos que nos presenta el conjunto multiplicador.

Este tipo de fabricación mecánica nos permite seleccionar el acabado deseado, al contrario que con el moldeo con arena, cuyo acabado es mucho peor.

Resultan de vital importancia los acabados y precisiones en los alojamientos de los rodamientos, por lo que haremos especial hincapié en el acabado de estas superficies, seleccionando el ajuste y las tolerancias que nos convengan y definiéndolas en los planos.

La carcasa se compone de dos partes: parte superior y parte inferior. Cada una formará parte de un subconjunto distinto, los cuales se definen posteriormente.

Se ha seleccionado esta configuración debido a que no hemos considerado conveniente el empleo de tapas ya que, debido a los requisitos de estanqueidad y facilidad de mecanizado, nos resultaba mucho más conveniente realizar todos los alojamientos en los cuerpos de las dos partes de la carcasa.

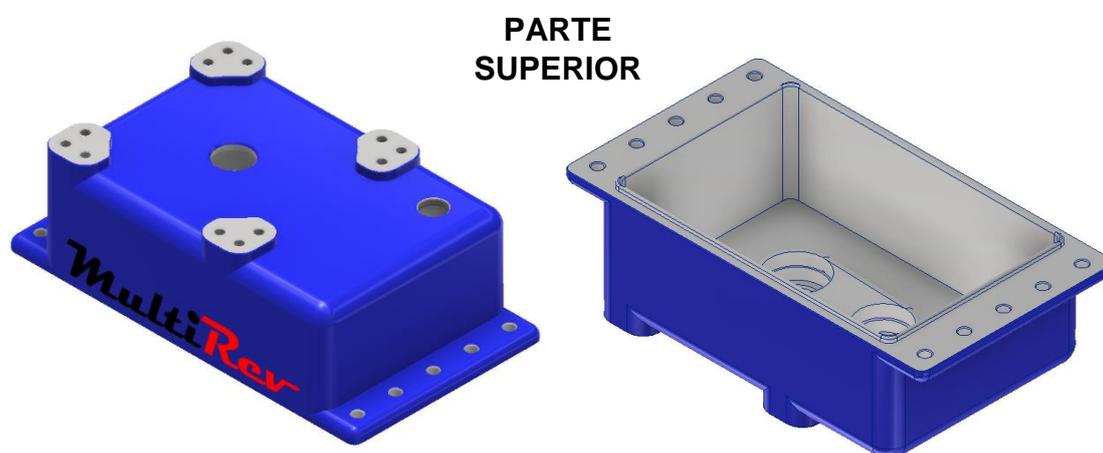
El tapón de llenado del lubricante se situará en la parte superior en la cara horizontal y el tapón de vaciado en la parte inferior, también en la cara horizontal, ambos elementos comerciales.

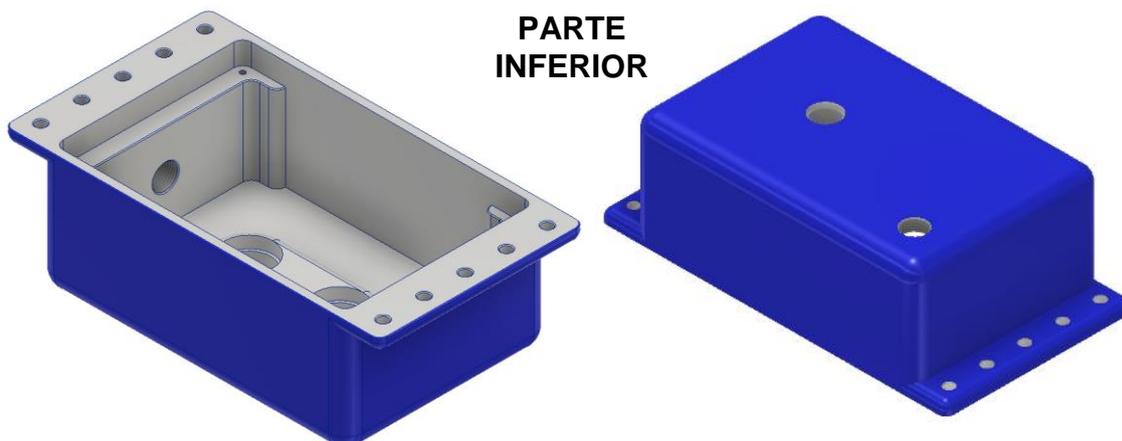
En la cara izquierda de la parte inferior se ha ubicado el visor de aceite, como ya hemos mencionado, a la altura de la mitad del engranaje de la segunda etapa, que será el nivel del lubricante.

La unión de ambas carcasas se realizará mediante elementos de unión como son los pernos y las tuercas, con una disposición lineal de 5 a cada lado del conjunto multiplicador, siendo un total de 10 uniones roscadas, más que suficiente para soportar los esfuerzos que se generarán en el interior del conjunto.

Para asegurar la estanqueidad del conjunto, en la unión entre las dos partes de la carcasa, se colocará una junta o sello de estanqueidad para evitar las posibles fugas de lubricante y aislar el interior del conjunto con el exterior, evitando que el contacto con el exterior pueda perjudicar al mecanismo y a su funcionamiento.

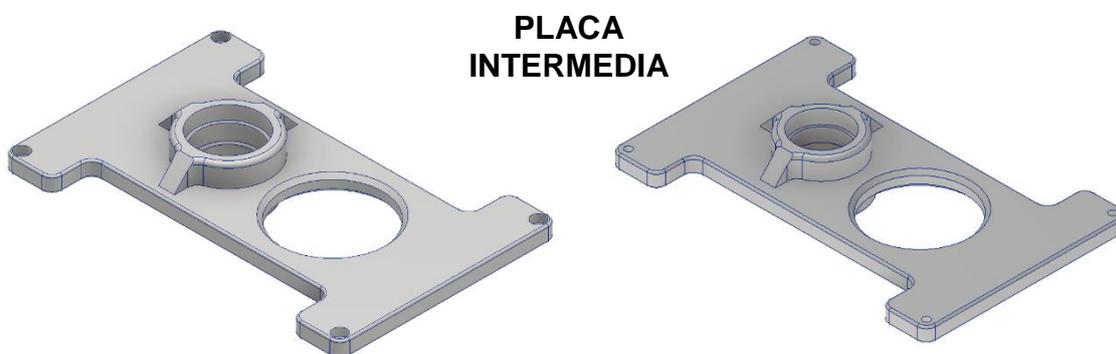
La carcasa debe disponer de una adaptación para unir el conjunto multiplicador con el anclaje y este, a su vez, a la caña de la fresadora. Esto es posible observarlo en el diseño CAD que se ha realizado de conjunto.





Finalmente, la sujeción de los rodamientos 2 y 5 de los árboles de entrada y salida, respectivamente, han de fijarse en un alojamiento, como es lógico, pero la configuración seleccionada no permitía alojar estos rodamientos en las partes de la carcasa, por lo que ha sido necesario el diseño de una placa intermedia, alojada en la parte inferior de la carcasa, para el alojamiento de los rodamientos mencionados. El espesor, diseño y geometría de la placa intermedia se ha tenido en consideración, así como los nervios de la misma capaces de soportar las sollicitaciones y esfuerzos generados por los engranajes de ambas etapas.

El diseño en CAD de la placa intermedia puede observarse a continuación:



5.7.2. Descripción de los engranajes

Se define engranaje como el conjunto de dos o más ruedas dentadas destinadas a transmitir un movimiento de giro, donde una es la conductora o motriz, denominada piñón, y la otra la conducida, denominada rueda.

Para nuestro caso de multiplicación, la conductora o motriz será la rueda y el piñón será la conducida.

A efectos cinemáticos durante el funcionamiento, puede considerarse que el movimiento se produce rodando los dos diámetros primitivos de las ruedas, a las cuales se refiere la relación de transmisión $i = z_1/z_2$ de la rueda conducida a la conductora.

A parte de la circunferencia primitiva, se consideran otras dos circunferencias, una exterior o de cabeza y otra interior o de pie o base, que son las que delimitan los dientes superior e inferiormente, tallados sobre la corona de la rueda.

Las definiciones fundamentales son:

- Circunferencia exterior: Delimita la parte exterior de los dientes.
- Circunferencia base: Delimita la base de los dientes.
- Paso circular: Longitud medida sobre la circunferencia primitiva y limitada por los ejes de simetría de dos dientes consecutivos.
- Cabeza del diente o adendum: Parte del diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia exterior.
- Pie del diente o dedendum: Parte del diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia base.
- Módulo: Relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes.

En el anexo de tablas, en las tablas nº 1 y nº 2, se hace referencia a estas denominaciones, mostrando su método de cálculo. Además, se hace referencia otras definiciones no incluidas en este apartado.

Los engranajes de ambas etapas, que son idénticos entre sí con la única diferencia del ancho de los mismos, se han calculado cuidadosamente partiendo de estimaciones hasta alcanzar finalmente unos valores reales coherentes a nuestras necesidades, requisitos y limitaciones tanto de ruido como de espacio reducido.

Los cálculos se han realizado para que los engranajes soporten adecuadamente los esfuerzos a los que van a ser sometidos. Todos estos cálculos se muestran en el anexo de Cálculos.

La correspondiente información geométrica necesaria para la construcción y fabricación de los engranajes se muestra en los planos de los engranajes del proyecto.

5.7.2.1. Material de los engranajes

Como se ha mencionado anteriormente, ambos engranajes de las dos etapas, se han calculado de tal forma que sus características, parámetros y valores sean similares, a excepción del ancho del engranaje, que depende de la velocidad de giro del árbol correspondiente.

Por esta misma razón, hemos decidido emplear el mismo material para sendos engranajes.

Para los cálculos de los engranajes existe una infinidad de posibilidades gracias a la cantidad de materiales que se emplean para su fabricación, como plásticos, fundiciones y aceros de diversas clases, y las posibles combinaciones que se pueden realizar con los módulos y la tensión admisible del material S_{HL} como el límite de resistencia nominal S_{FL} .

Al existir un gran número de posibilidades, se ha pretendido optimizar el diseño y lograr un multiplicador que cumpla con los requisitos y limitaciones fijados al inicio del proyecto con todas las garantías empleando la forma más económica de realizarlo.

Así, como hemos mencionado anteriormente, la selección del mismo módulo para ambas etapas supone un ahorro económico importante debido a que, se precisarían de dos fresas madre para la fabricación de ambos engranajes, mientras que, seleccionando el mismo módulo para ambas etapas, únicamente necesitaríamos una.

El material que se ha seleccionado para ambas etapas es el Acero F-1060, que consiste en un acero no aleado cuyas propiedades básicas dependen del contenido de carbono.

Su composición es la siguiente:

% C	% Mn	% Fe
0,60	0,75	98,65

Sus propiedades mecánicas a temperatura ambiente de 20 °C en función de su estado son:

- Tensión de rotura: $S_u = 880$ MPa.
- Tensión de fluencia: $S_y = 600$ MPa.
- Dureza Brinell = 200
- Alargamiento = 14%
- $S_{HL} = 390$ N/mm²
- $S_{FL} = 160$ N/mm²

5.7.2.2. Geometría de los engranajes

5.7.2.2.1. Primera etapa

La primera etapa de multiplicación está formada por una rueda, situada en el árbol de entrada, y un piñón, situado en el árbol intermedio, logrando una relación de transmisión de $i = 2.437$. Estos árboles se encuentran montados paralelamente cuyos centros distan 52,675 mm. El piñón y la rueda de la primera etapa tienen las siguientes características:

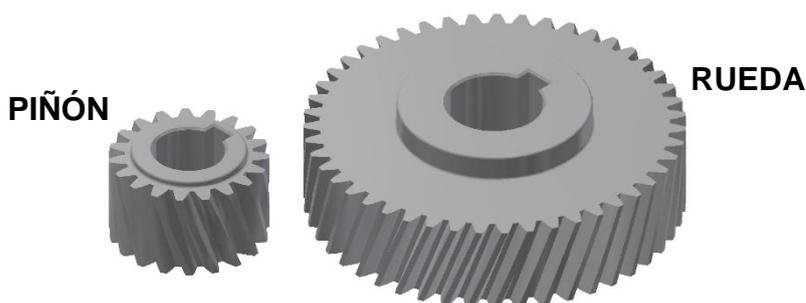
PARÁMETRO	PIÑÓN	RUEDA
Módulo	1,5 mm	1,5 mm
Número de dientes	19	47
Diámetro primitivo	30,33 mm	75,02 mm
Diámetro exterior	33,328 mm	78,022 mm
Diámetro base	26,578 mm	71,272 mm
Paso circular	4,712 mm	4,712 mm

Para el cálculo del dimensionado del ancho del diente se ha utilizado el método I.S.O., realizándose el diseño para fallo a flexión del diente y el diseño para fallo superficial del mismo, obteniendo un ancho $b = 19$ mm.

Debido a la longitud que se ha calculado para las chavetas, cuyos cálculos los encontramos en el anexo de Cálculos, el ancho de nuestro engranaje ha aumentado a 30 mm, siendo este el ancho que se adoptará para el diseño del piñón y de la rueda. No obstante, el ancho del diente será del valor calculado anteriormente $b = 19$ mm y se realizarán unos ensanches de un determinado diámetro en las caras del engranaje para poder alojar los 30 mm de longitud de la chaveta.

El piñón, que estará alojado en el árbol intermedio, tendrá una anchura total distinta a la de la rueda, que estará alojada en el árbol de entrada, puesto que los diámetros de ambos árboles son distintos y el cálculo de las longitudes de las chavetas depende directamente de este valor.

Finalmente, definimos los anchos totales de cada elemento, siendo el ancho total de la rueda localizada en el árbol de entrada de **$b = 30$ mm** y el ancho total del piñón localizado en el árbol intermedio de **$b = 22$ mm**.



5.7.2.2.2. Segunda etapa

La segunda etapa de multiplicación está formada por una rueda situada en el árbol intermedio, y un piñón situado en el árbol de salida, logrando una relación de transmisión de $i = 2.437$. Estos árboles se encuentran montados paralelamente a la misma distancia que el árbol de entrada y el árbol intermedio, cuyos centros distan 52,675 mm. El piñón y la rueda de la segunda etapa tienen las siguientes características:

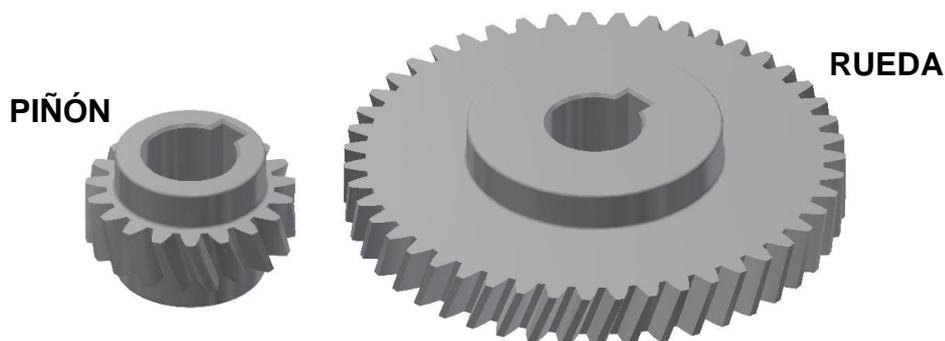
PARÁMETRO	PIÑÓN	RUEDA
Módulo	1,5 mm	1,5 mm
Número de dientes	19	47
Diámetro primitivo	30,33 mm	75,02 mm
Diámetro exterior	33,328 mm	78,022 mm
Diámetro base	26,578 mm	71,272 mm
Paso circular	4,712 mm	4,712 mm

Estos parámetros son idénticos que los de la primera etapa ya que se realizó el diseño y el dimensionado de ambas etapas para que los engranajes tuviesen los mismos valores y conseguir una mejora económica importante en el proyecto y una mayor facilidad de fabricación.

Para el cálculo del dimensionado del ancho del diente se ha utilizado el método I.S.O., realizándose el diseño para fallo a flexión del diente y el diseño para fallo superficial del mismo, obteniendo un ancho $b = 9$ mm.

Debido a la longitud que se ha calculado para las chavetas, cuyos cálculos los encontramos en el anexo de Cálculos, el ancho de nuestro engranaje ha aumentado a 22 mm, siendo este el ancho que se adoptará para el diseño del piñón y de la rueda. No obstante, el ancho del diente será del valor calculado anteriormente $b = 9$ mm y se realizarán unos ensanches de un determinado diámetro en las caras del engranaje para poder alojar los 22 mm de longitud de la chaveta.

Finalmente, definimos los anchos totales de cada elemento, siendo el ancho total de ambos de **$b = 22$ mm** ya que el diámetro del árbol de salida y del árbol intermedio son del mismo valor.



5.7.3. Descripción de los árboles

Los árboles o ejes son elementos o componentes rotatorios encargados de transmitir los momentos torsores y el movimiento de giro. Deben de ser diseñados para soportar diversos esfuerzos. Dependiendo de la zona, se obtienen esfuerzos de torsión y de flexión.

Este conjunto multiplicador se ha diseñado con tres árboles debido a que se dividió la relación de transmisión en dos etapas, si hubiésemos seleccionado un mayor número de etapas, por ejemplo, tres etapas, tendríamos que emplear un número mayor de árboles, concretamente, un árbol más.

Estos tres árboles son el de entrada, el intermedio y el de salida, y gracias a ellos es posible conseguir la relación de transmisión deseada ya que los primeros cálculos y estimaciones realizados en el proyecto son los diámetros de estos elementos.

Los árboles se han calculado con sumo cuidado para que soporten adecuadamente los esfuerzos a los que van a ser sometidos. Dichos cálculos se presentan en el anexo de Cálculos.

El diseño de los árboles se ha realizado teniendo en cuenta los problemas de:

- Rigidez torsional.
- Fatiga.
- Deformación.

En la zona donde hay torsión, se ha dimensionado mediante el criterio de rigidez torsional, comprobando que el coeficiente de seguridad a fatiga es superior al deseado. En el resto de zonas, se ha dimensionado a fatiga, prestando especial atención a aquellos elementos que producen concentradores de tensión, como pueden ser chaveteros, ranuras para arandelas elásticas y cambios de sección o diámetro.

La información necesaria para la fabricación de los árboles se encuentra en los planos del proyecto.

5.7.3.1. Material de los árboles

El material que responde adecuadamente y con una buena respuesta mecánica a estos requisitos es el acero. Se ha seleccionado un acero al carbono F-1140 templado en agua o aceite y revenido.

Su composición química es la siguiente:

% C	% Mn	% Si	% P	% S	% Fe
0,45	0,55	0,25	< 0,04	< 0,04	98,67

Sus características físicas son las siguientes:

- Tensión de rotura: $S_u = 900$ MPa.
- Tensión de fluencia: $S_y = 700$ MPa.
- Módulo de Young: $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ N/mm²

Otras designaciones del acero al carbono F-1140

- Según la norma EN 10083-1:1997, acero C45E
- Según la norma DIN 17200, acero CK 45
- Según la norma BS 970, acero (080M46)
- Según la norma NF A35-552-86, acero XC 45
- Según la norma UNI 7846, acero C45

Sus características tecnológicas son:

- Una alta resistencia mecánica.
- Buena resistencia a la corrosión.
- Económico.
- De fácil mecanizado.

5.7.3.2. Geometría de los árboles

5.7.3.2.1. Árbol de entrada

El árbol de entrada, que conecta con el eje de la fresadora, deberá transmitir los 2,24 kW de potencia del motor eléctrico y girará a una velocidad máxima de 3000 rpm.

Según los cálculos realizados a deformación, teniendo en cuenta la rigidez torsional, así como las deflexiones y la resistencia a fatiga, todo ello expuesto en el anexo de Cálculos, el diámetro mínimo del árbol de entrada en las zonas de transmisión de momento torsores es de 14 mm, no obstante, se ha seleccionado un diámetro un poco superior para una correcta selección posterior de los rodamientos, por lo que el valor definitivo del diámetro del árbol de entrada es:

$$d_{\text{Árbol de Entrada}} = 20 \text{ mm}$$

Por sus extremos, habrán mecanizadas las ranuras para las arandelas elásticas que sujetarán los rodamientos.

Ambos rodamientos serán rígidos de bolas, quedando el primero libre y el segundo fijo, con una cierta holgura para evitar tensiones en caso de dilataciones producidas por las elevadas temperaturas o por un descolocamiento de los elementos o componentes producido por vibraciones o golpes.



5.7.3.2.2. Árbol intermedio

En este árbol se da la primera multiplicación que lo hará girar a 7421 rpm, transmitiendo la misma potencia que el árbol de entrada entre el piñón de la primera etapa y la rueda de la segunda.

Según los cálculos realizados a deformación, teniendo en cuenta la rigidez torsional, así como las deflexiones y la resistencia a fatiga, todo ello expuesto en el anexo de Cálculos, el diámetro mínimo del árbol intermedio en las zonas de transmisión de momento torsores es de 11 mm, no obstante, se ha seleccionado un diámetro un poco superior para una correcta selección posterior de los rodamientos, por lo que el valor definitivo del diámetro del árbol intermedio es:

$$d_{\text{Árbol Intermedio}} = 15 \text{ mm}$$

Por sus extremos, habrán mecanizadas las ranuras para las arandelas elásticas que sujetarán los rodamientos.

Ambos rodamientos serán rígidos de bolas, quedando el primero libre y el segundo fijo, con una cierta holgura para evitar tensiones en caso de dilataciones producidas por las elevadas temperaturas o por un descolocamiento de los elementos o componentes producido por vibraciones o golpes.



5.7.3.2.3. Árbol de salida

Este árbol, tras pasar por las dos multiplicaciones, ya girará a la velocidad de giro deseada para el conjunto multiplicador y las operaciones de mecanizado, de un valor de 18357 rpm y transmitirá los 2,24 kW de potencia al eje de salida, que será la herramienta de mecanizado.

Según los cálculos realizados a deformación, teniendo en cuenta la rigidez torsional, así como las deflexiones y la resistencia a fatiga, todo ello expuesto en el anexo de Cálculos, el diámetro mínimo del árbol de salida en las zonas de transmisión de momento torsores es de 9 mm, no obstante, se ha seleccionado un diámetro un poco superior para una correcta selección posterior de los rodamientos, por lo que el valor definitivo del diámetro del árbol de salida es:

$$d_{\text{Árbol de salida}} = 15 \text{ mm}$$

Por sus extremos, habrán mecanizadas las ranuras para las arandelas elásticas que sujetarán los rodamientos.

Ambos rodamientos serán rígidos de bolas, quedando el primero libre y el segundo fijo, con una cierta holgura para evitar tensiones en caso de dilataciones producidas por las elevadas temperaturas o por un descolocamiento de los elementos o componentes producido por vibraciones o golpes.



Cabe destacar, entre otras cosas, que las geometrías de los árboles de entrada y de salida deberán ser específicas. Esto se debe a que el árbol de entrada deberá acoplarse al eje de la fresadora y esto se logrará mediante la geometría de un porta de 40, como se mencionó en el apartado de Estudio de necesidades.

Para el árbol de salida ocurre algo parecido. Al igual que el árbol de entrada debe tener una geometría específica para conectar con el eje de la fresadora, el árbol de salida debe tener una geometría específica para la posterior colocación de una herramienta de fresado mediante una pinza y roscado con tapa, por lo que su geometría deberá ser lo más parecida a un portapinzas como se ha mostrado en la figura del árbol de salida anteriormente.

5.7.4. Descripción del anclaje

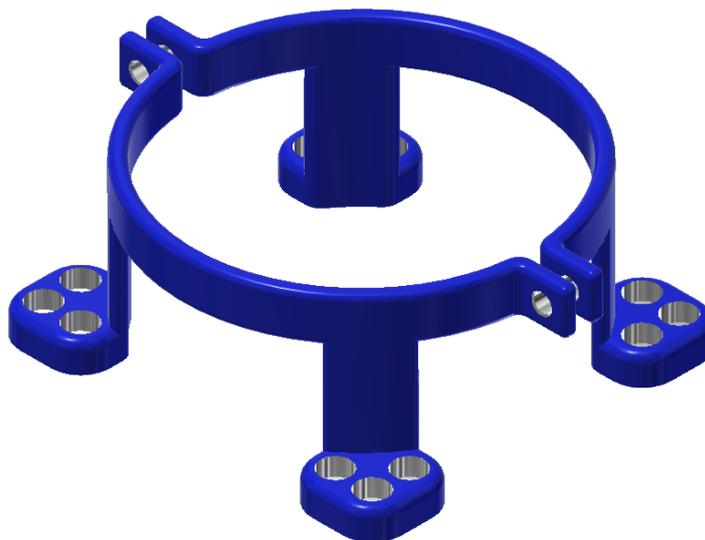
Como se ha comentado anteriormente, el multiplicador tiene la finalidad de acoplarse a una fresadora CNC, por lo que dicho acople deberá de diseñarse de tal forma que proporcione sujeción al mismo multiplicador y que resista el par generado por el motor eléctrico para que se mantenga fijo y no comience a girar.

Para ello, el anclaje se ha diseñado en base a una sujeción ya existente en la fresadora para la sujeción de otros elementos como un soplador. Esta sujeción actúa como una abrazadera que se acopla a la caña de la fresadora.

En la siguiente figura se muestra dicha abrazadera acoplada en la caña de la fresadora:



Una vez nos hemos basado en una sujeción ya existente, hemos procedido a diseñarla de acuerdo a las necesidades del conjunto multiplicador y las dimensiones correspondientes, obteniendo como resultado:



El material a emplear para la fabricación de este componente será el mismo material que hemos seleccionado para la carcasa debido a que sus necesidades mecánicas resistentes son similares.

El anclaje al cuerpo superior, que es donde se fija este elemento, viene unido mediante elementos roscados que definiremos más adelante.

5.7.5. Descripción de los rodamientos

Los rodamientos se han calculado cuidadosamente para que soporten adecuadamente los esfuerzos que van a generar los engranajes de ambas etapas. Todos los cálculos que se han realizado están explicados meticulosamente en el anexo de Cálculos.

Para nuestro conjunto multiplicador hemos empleado rodamientos de la marca SKF. El sistema de cálculo de los rodamientos se ha realizado mediante la estimación de la vida deseada.

Se han seleccionado rodamientos rígidos de bolas, que es el tipo de rodamiento más común, sus características son:

- Absorben cargas radiales y axiales en ambas direcciones.
- Tienen un par torsor de fricción muy bajo.
- Alto rendimiento.
- El nivel de ruidos y de vibraciones es bajo.

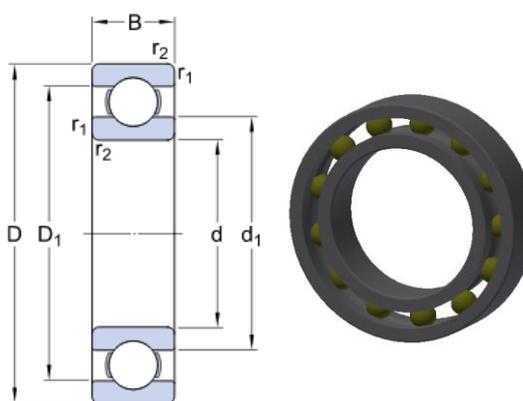
5.7.5.1. Rodamientos del árbol de entrada

Consiste en dos rodamientos rígidos de bolas de una hilera, el primero actuando como libre y el segundo actuando como fijo.

Los rodamientos son de la marca SKF.

Sus características se muestran a continuación:

RODAMIENTO EJE ENTRADA		
Ref.	61804	
d	20	mm
D	32	mm
B	7	mm
r_{1,2}	0,3	mm
C	4,03	kN
C₀	2,32	kN
P_u	0,104	kN
f₀	14,5	-
V_{ref}	45000	rpm
V_{lím}	18000	rpm



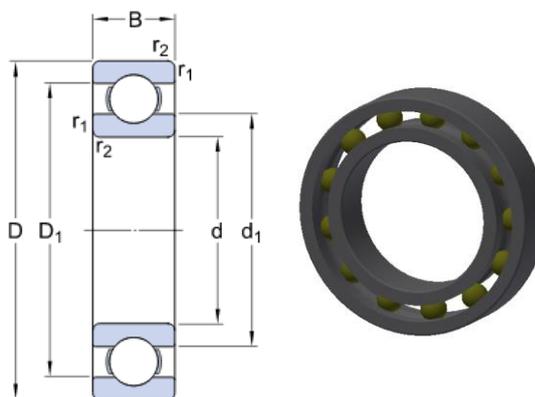
5.7.5.2. Rodamientos del árbol intermedio

Consiste en dos rodamientos rígidos de bolas de una hilera, el primero actuando como libre y el segundo actuando como fijo.

Los rodamientos son de la marca SKF.

Sus características se muestran a continuación:

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r _{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
C ₀	2,24	kN
P _u	0,095	kN
f ₀	14,3	-
V _{ref}	56000	rpm
V _{lím}	34000	rpm



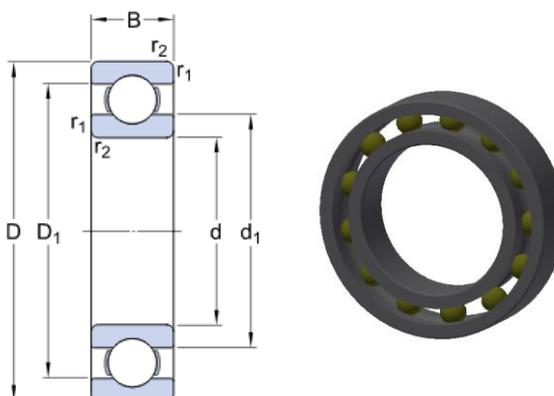
5.7.5.3. Rodamientos del árbol de salida

Consiste en dos rodamientos rígidos de bolas de una hilera, el primero actuando como libre y el segundo actuando como fijo.

Los rodamientos son de la marca SKF.

Sus características se muestran a continuación:

RODAMIENTO EJE SALIDA		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r _{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
C ₀	2,24	kN
P _u	0,095	kN
f ₀	14,3	-
V _{ref}	56000	rpm
V _{lím}	34000	rpm



5.7.6. Descripción de los casquillos

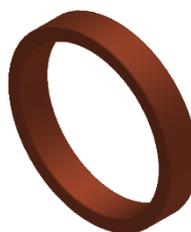
Los casquillos son unos elementos de sujeción que se sitúan entre los rodamientos y los engranajes, de tal forma que exista una separación mínima entre el rodamiento y la rueda o piñón.

Su ancho suele ser la mitad del ancho del rodamiento al que acompaña, no obstante, para nuestro conjunto multiplicador será necesario alargar algún casquillo debido a las necesidades geométricas que ha de satisfacer nuestro conjunto multiplicador.

El material que se ha seleccionado para la fabricación de estos componentes es el bronce. Este material presenta unas buenas características mecánicas y, además, es muy fácil de mecanizar, propiedades idóneas para incluirlos como elementos de sujeción en nuestro proyecto.

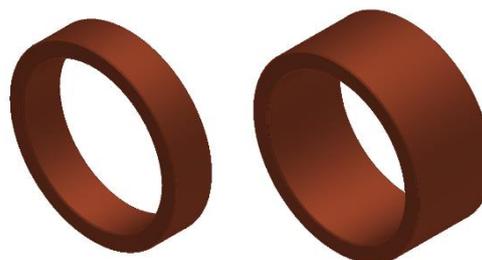
- ÁRBOL DE ENTRADA

Casquillo $\text{Ø}20 \times 4$



- ÁRBOL INTERMEDIO

Casquillos $\text{Ø}15 \times 4$ y $\text{Ø}15 \times 8$



- ÁRBOL DE SALIDA

Casquillos $\text{Ø}15 \times 4$



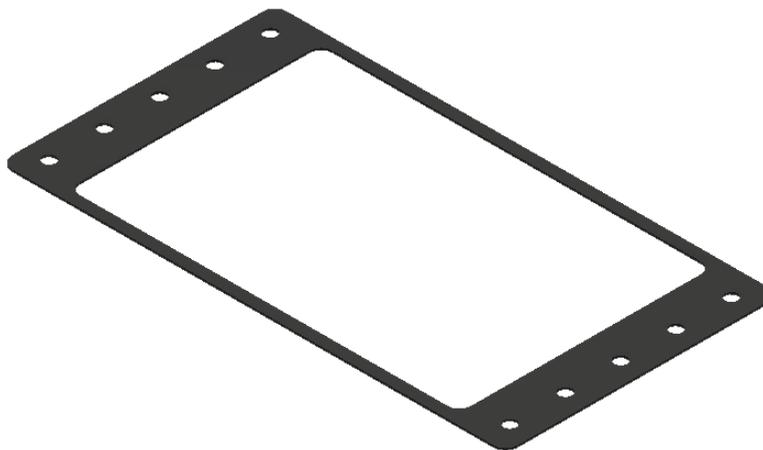
5.7.7. Descripción del sello de estanqueidad

Entre las dos partes que constituyen la carcasa, se colocará un sello o junta de estanqueidad como el indicado en el plano correspondiente, cuyo objetivo es sellar y aislar el conjunto multiplicador del exterior para evitar fugas de aceite y la entrada de cualquier contaminante del exterior.

Este sello o junta de estanqueidad deberá ser sustituida por uno nuevo cada vez que el conjunto se desmonte debido a la deformación producida para el mayor acople posible al perfil de la carcasa.

Su espesor deberá ser coherente, ya que un excesivo espesor provocaría un alargamiento considerable de las dimensiones y un descolocamiento de los árboles no deseado.

El material a emplear para la fabricación de este componente deberá ser elástico e impermeable, por lo que un caucho sería el material más adecuado.



5.7.8. Descripción de las chavetas

Las chavetas son un tipo de elementos encargados de unir torsionalmente los engranajes a sus respectivos árboles. El tipo de unión más común empleado es la de cubo – eje.

Las dimensiones de las chavetas están normalizadas y, normalmente, son de acero de bajo contenido en carbono.

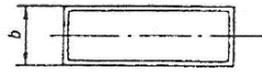
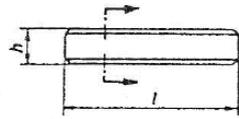
Las chavetas se han seleccionado en función de los diámetros de los árboles, cuyos cálculos se hallan en el anexo de Cálculos, aplicando la norma UNE 17102-1:1967 para chavetas.

• ÁRBOL DE ENTRADA

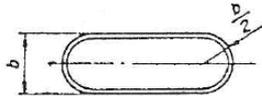
Chaveta paralela B 6 x 6 x 30 UNE 17102 h9

CHAVETA EJE ENTRADA		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	6	mm
h	6	mm
b₁	0,25	mm
L	30	mm

Tipo A



Tipo B



Tipo A B

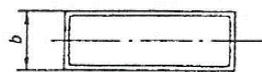
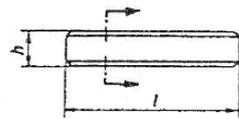


• ÁRBOL INTERMEDIO

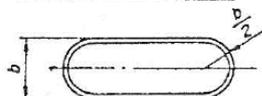
Chaveta paralela B 5 x 5 x 22 UNE 17102 h9

CHAVETA EJE INTERMEDIO		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	5	mm
h	5	mm
b₁	0,25	mm
L	22	mm

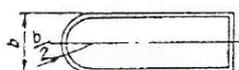
Tipo A



Tipo B



Tipo A B

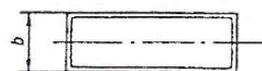
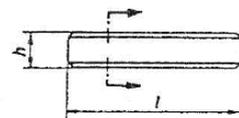


• ÁRBOL DE SALIDA

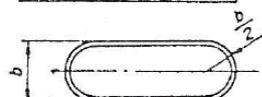
Chaveta paralela B 5 x 5 x 22 UNE 17102 h9

CHAVETA EJE SALIDA		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	5	mm
h	5	mm
b₁	0,25	mm
L	22	mm

Tipo A



Tipo B



Tipo A B



5.7.9. Descripción de las arandelas elásticas

Las arandelas elásticas o anillos de seguridad son de aplicación en árboles y ejes para asegurar los propios árboles y rodamientos contra deslizamientos longitudinales.

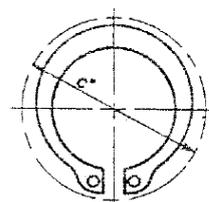
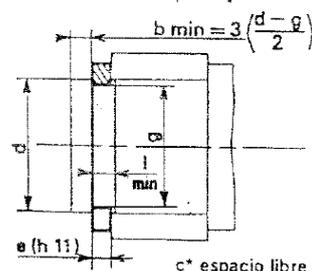
La selección de estos elementos de sujeción se ha realizado conforme a la norma NF E 22-163.

- ÁRBOL DE ENTRADA

ARANDELA EJE ENTRADA		
Ref.	NF E 22-163	
d	20	mm
e	1,2	mm
c	29	mm
l	1,3	mm
g	19	mm
b	1,5	mm

Arandelas elásticas para ejes

NF E 22-163



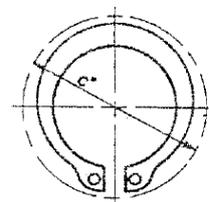
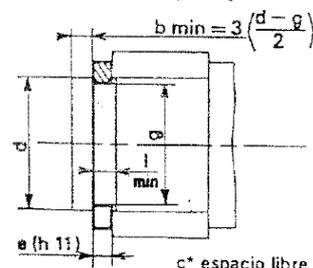
c* espacio libre requerido para montaje

- ÁRBOL INTERMEDIO

ARANDELA EJE INTERMEDIO		
Ref.	NF E 22-163	
d	15	mm
e	1	mm
c	23,2	mm
l	1,1	mm
g	14,3	mm
b	1,05	mm

Arandelas elásticas para ejes

NF E 22-163



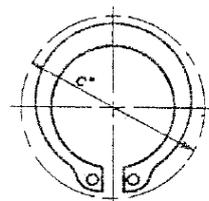
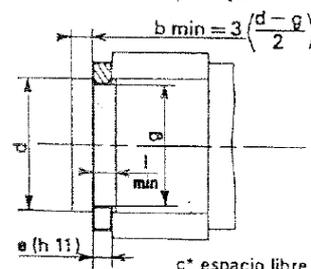
c* espacio libre requerido para montaje

- ÁRBOL DE SALIDA

ARANDELA EJE SALIDA		
Ref.	NF E 22-163	
d	15	mm
e	1	mm
c	23,2	mm
l	1,1	mm
g	14,3	mm
b	1,05	mm

Arandelas elásticas para ejes

NF E 22-163



c* espacio libre requerido para montaje

5.7.10. Descripción de los retenes de aceite

Se ha de garantizar que no existe ninguna fuga de lubricante hacia el exterior del conjunto a través de los orificios de los árboles que atraviesan la carcasa, es decir, los árboles de entrada y de salida.

Por ello, se colocan unos retenes de lubricante para evitar este tipo de fugas.

Los retenes a montar son del tipo obturadores radiales de eje de un labio de goma exterior.

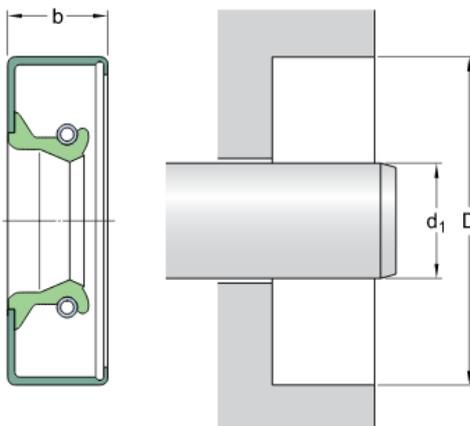
- ÁRBOL DE ENTRADA

RETÉN EJE ENTRADA		
Ref.	20x30x7 CRW1 R	
d1	20	mm
D	30	mm
b	7	mm
T _{mín}	-40	°C
T _{máx}	100	°C
V _{lím}	17189	rpm
V _{tangencial}	18	m/s



- ÁRBOL DE SALIDA

RETÉN EJE SALIDA		
Ref.	15x25x7 CRW1 P	
d1	15	mm
D	25	mm
b	7	mm
T _{mín}	-40	°C
T _{máx}	150	°C
V _{lím}	22918	rpm
V _{tangencial}	18	m/s



5.7.11. Descripción de la tornillería

Con el fin de fijar algunos de los elementos y componentes de nuestro conjunto multiplicador se han de emplear el uso de elementos roscados.

- FIJACIÓN DE LA PLACA INTERMEDIA AL CUERPO INFERIOR

Tornillo Allen DIN 912 – M4 x 0,7 – 12 – 8.8 (4 Uds.)



- FIJACIÓN DEL ANCLAJE AL CUERPO SUPERIOR

Tornillo Allen DIN 912 – M6 x 1 – 12 – 8.8 (12 Uds.)



- FIJACIÓN DEL CUERPO SUPERIOR AL CUERPO INFERIOR

Perno de cabeza hexagonal DIN EN 24017 – M6 x 20 (10 Uds.)

Tuerca hexagonal DIN EN 24034 – M6 x 5 (10 Uds.)



- FIJACIÓN DEL ANCLAJE A LA CAÑA DE LA FRESADORA

Perno de cabeza hexagonal DIN EN 24017 – M6 x 20 (2 Uds.)

Tuerca hexagonal DIN EN 24034 – M6 x 5 (2 Uds.)

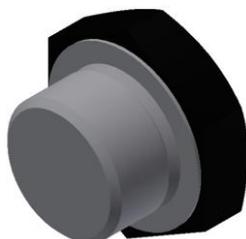


5.7.12. Descripción del tapón de aceite

Como se ha mencionado anteriormente, el proceso de llenado y vaciado del lubricante se realizará mediante unos tapones que se alojarán en los orificios de llenado y vaciado del lubricante alojados, en el cuerpo superior, el tapón de llenado y, en el cuerpo inferior, el tapón de vaciado.

Se ha seleccionado un elemento normalizado para este método de llenado vaciado:

Tapón roscado de cabeza hexagonal DIN 7604 – A – M16 x 1,5 – St



5.7.13. Descripción del visor de aceite

Con el fin de tener controlado el nivel de lubricante que hay en el interior de nuestro conjunto, se ha decidido implantar un elemento normalizado a modo de chivato o visor del nivel del lubricante.

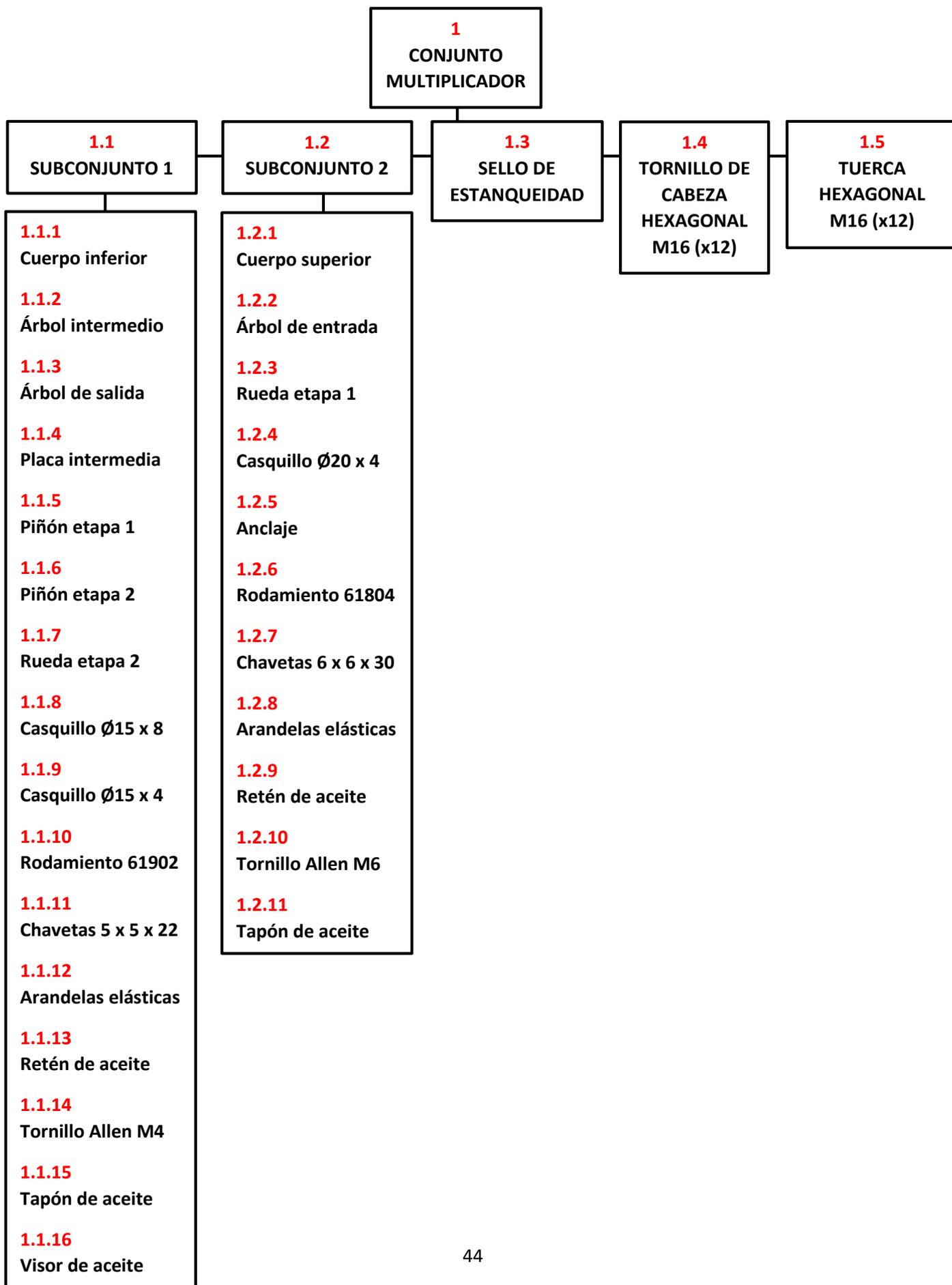
La altura a la que se ha situado el visor de aceite es la altura a la que va a estar el nivel deseado del lubricante de tal forma que, si el nivel del lubricante desciende, sea rápido de identificar. Se ha establecido como nivel del lubricante la mitad del engranaje de la segunda etapa.

Se ha seleccionado un elemento normalizado para este método de llenado vaciado:

HCFE. 12-3/8 10851



5.8. ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA

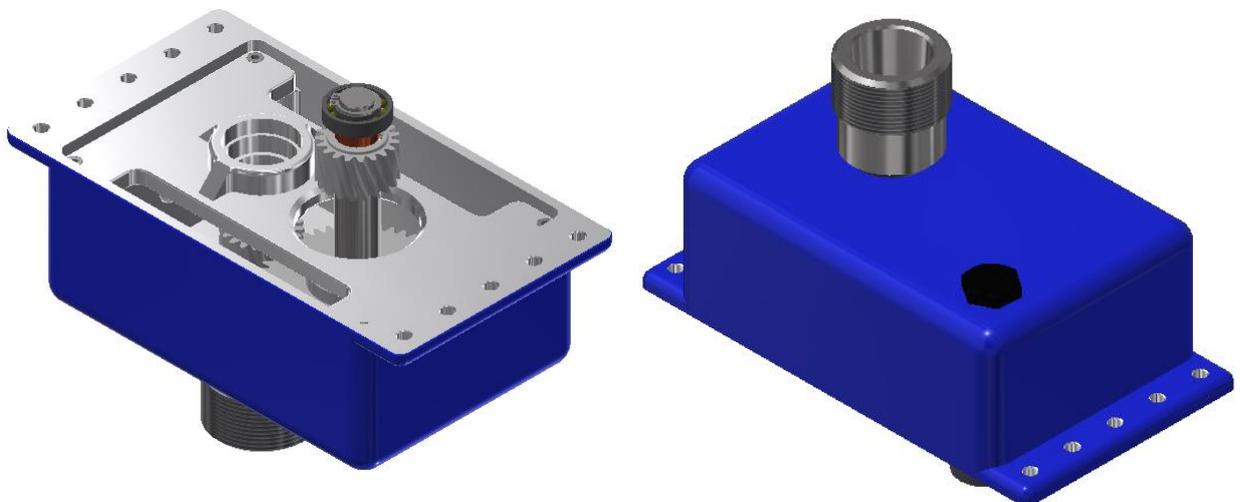


Finalmente, en las siguientes imágenes, se puede observar el resultado final del conjunto multiplicador:

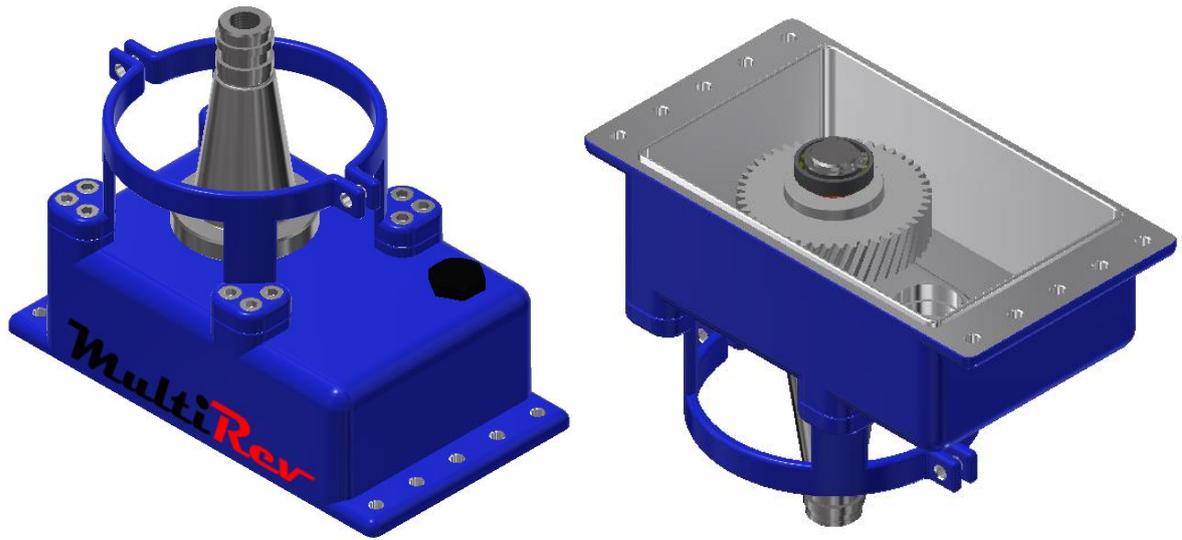
CONJUNTO MULTIPLICADOR



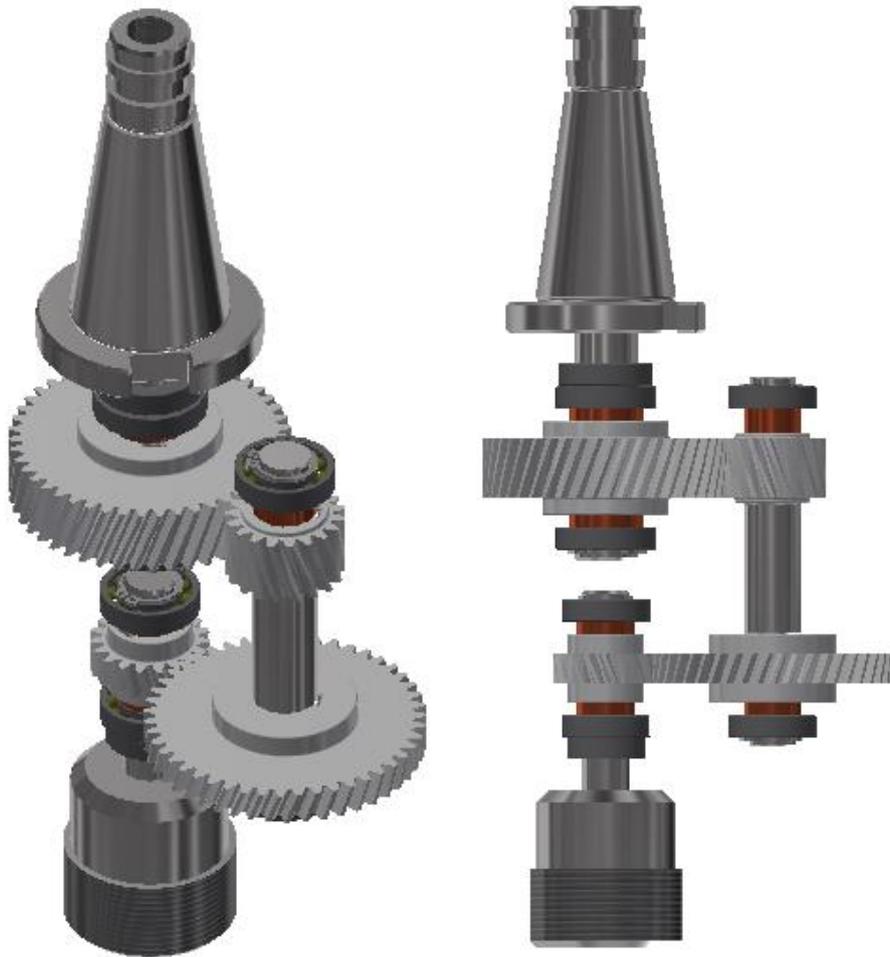
SUBCONJUNTO 1



SUBCONJUNTO 2



CONJUNTO DE LAS DOS ETAPAS VISIBLES



TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

CÁLCULOS

ANEXO AL DOCUMENTO N° 1



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOUPLE A
UNA FRESADORA CNC**

ÍNDICE

1. DATOS GENERALES DE PARTIDA.....	4
2. DESCRIPCIÓN DEL MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD	4
3. DISEÑO DE LAS ETAPAS DE MULTIPLICACIÓN	5
3.1. ESTIMACIÓN DEL TEMAÑO MÍNIMO DE LOS ENGRANAJES.....	5
3.1.1.DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DE LOS EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL	5
3.1.2.DETERMINACIÓN DE LOS DIÁMETROS DE LOS ENGRANAJES.....	7
3.2. DATOS INICIALES PARA EL CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES	9
3.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL	10
3.4. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE.....	11
3.5. SELECCIÓN DEL ANCHO DEL ENGRANAJE	12
3.5.1.CÁLCULO DEL ANCHO A FALLO SUPERFICIAL.....	12
3.5.2.CÁLCULO DEL ANCHO A FLEXIÓN.....	18
3.6. RESUMEN DEL PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONADO	23
3.7. CÁLCULO ETAPA 1	24
3.8. CÁLCULO ETAPA 2	28
4. DIMENSIONADO DE LOS EJES	30
4.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL	30
4.2. SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN.....	30
4.3. CONSIDERACIONES SOBRE EL CÁLCULO.....	31
4.3.1.CÁLCULO A RIGIDEZ TORSIONAL.....	31
4.3.2.CÁLCULO A FATIGA	32
4.3.2.1. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	32
4.3.2.2. FACTORES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA	33
4.3.3.CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL	35
4.4. DIMENSIONADO DEL EJE DE ENTRADA	36
4.4.1.DETERMINACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES	36
4.4.2.DETERMINACIÓN DE REACCIONES Y MOMENTOS FLECTORES	37
4.4.3.CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA	40
4.5. DIMENSIONADO DEL EJE INTERMEDIO	41
4.5.1.DETERMINACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES	41
4.5.2.DETERMINACIÓN DE REACCIONES Y MOMENTOS FLECTORES	42
4.5.3.CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA	45

4.6. DIMENSIONADO DEL EJE DE SALIDA.....	46
4.6.1.DETERMINACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES	47
4.6.2.DETERMINACIÓN DE REACCIONES Y MOMENTOS FLECTORES	48
4.6.3.CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD A FATIGA	50
5. DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS	52
5.1. CRITERIOS DE CÁLCULO	52
5.2. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE ENTRADA	54
5.3. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE INTERMEDIO	60
5.4. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA	66
6. DIMENSIONADO DE LAS UNIONES A TORSIÓN.....	72
6.1. CRITERIO DE CÁLCULO	72
6.2. CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA.....	72
6.3. CHAVETA DEL EJE DE INTERMEDIO.....	72
6.4. CHAVETA DEL EJE DE SALIDA.....	73
7. DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES DE SUJECIÓN.....	74
7.1. CRITERIO DE SELECCIÓN	74
7.2. ARANDELAS ELÁSTICAS DEL EJE DE ENTRADA	74
7.3. ARANDELAS ELÁSTICAS DEL EJE INTERMEDIO.....	75
7.4. ARANDELAS ELÁSTICAS DEL EJE DE SALIDA.....	75

1. DATOS GENERALES DE PARTIDA

Las características de la fresadora LAGUN CNC son:

- Potencia = 2.24 kW
- Velocidad máxima = 3000 rpm
- Velocidad deseada = 18000 rpm

2. DESCRIPCIÓN DEL MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD

La relación de transmisión se define como el cociente de la velocidad angular del árbol de entrada (ω_e) y la velocidad angular del árbol de salida (ω_s). En nuestro caso, disponemos de dos etapas para la multiplicación de este movimiento ya que vamos a trabajar con velocidades muy grandes y conviene dividirlo en dos.

Globalmente, nuestra relación de transmisión será:

$$i = \frac{\omega_{\text{entrada}}}{\omega_{\text{salida}}} = \frac{3000}{18000} = 0.16667$$

Para el cálculo de los engranajes emplearemos la relación de transmisión de multiplicación.

$$i_{\text{Global}} = \frac{\omega_{\text{salida}}}{\omega_{\text{entrada}}} = \frac{18000}{3000} = 6$$

Se considera que el piñón (engranaje de la etapa con menor diámetro primitivo) es el engranaje más desfavorable de la etapa, debido a que gira un número mayor de vueltas.

Al separar nuestra multiplicación en dos etapas, obtenemos una relación de transmisión diferente de la global pero similar entre ambas etapas, que es:

$$i_{\text{Etapa 1}} = i_{\text{Etapa 2}} = \sqrt{6} = 2.449$$

Consideramos que queremos obtener la misma relación de transmisión para ambas etapas ya que, de esta forma, obtendremos similitudes entre los engranajes y diversos factores más, ahorrando numerosos cálculos y dinero.

Una vez hemos calculado la relación de transmisión necesaria en cada etapa, se pueden calcular los principales datos como son:

$$\omega_{\text{intermedio}} = \omega_{\text{entrada}} \cdot i_{\text{Etapa 1}}$$

$$\omega_{\text{intermedio}} = 3000 \cdot 2.449$$

$$\omega_{\text{intermedio}} = 7349 \text{ rpm}$$

De esta forma, ya tenemos todos los datos principales de partida necesarios:

- **ETAPA 1**

- $\omega_{\text{Entrada}} = 3000 \text{ rpm}$
- $i_1 = 2.449$
- $\omega_{\text{Intermedio}} = 7349 \text{ rpm}$

- **ETAPA 2**

- $\omega_{\text{Intermedio}} = 7349 \text{ rpm}$
- $i_1 = 2.449$
- $\omega_{\text{Salida}} = 18000 \text{ rpm}$

3. DISEÑO DE LAS ETAPAS DE MULTIPLICACIÓN

3.1. ESTIMACIÓN DEL TAMAÑO MÍNIMO DE LOS ENGRANAJES

3.1.1. Determinación del diámetro de los ejes por rigidez torsional

En aquellas zonas o secciones donde el árbol está sometido a torsión, el diámetro suele estar normalmente definido por el requisito de rigidez a torsión. Debe cumplirse que la deflexión torsional del árbol sea inferior a 1.5 °/m. La expresión que se va a emplear para determinar el diámetro mínimo para cumplir esta condición es:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32T}{\pi \cdot G \cdot (\theta/L)_{max}}}$$

Siendo:

θ = Deflexión torsional.

T = Momento torsor.

L = Longitud de actuación del momento torsor sobre el árbol.

G = Módulo de elasticidad transversal.

d = Diámetro del árbol

En la ecuación anterior, se ha de tener en cuenta que, para utilizar unidades del Sistema Internacional, hemos de introducir el valor del ángulo en radianes. Por otra parte, el valor del módulo de rigidez torsional del acero es de $G = 8.1 \cdot 10^{10}$ N/m².

Las tablas siguientes muestran los resultados obtenidos para las secciones sometidas a torsión en cada uno de los ejes:

DATOS DE ENTRADA		
P_e	2,24	kW
T_e	7,121	N·m
ω_e	3000	rpm

DATOS INTERMEDIOS		
P_i	2,24	kW
T_i	2,907	N·m
ω_i	7348	rpm

DATOS DE SALIDA		
P_s	2,24	kW
T_s	1,187	N·m
ω_s	18000	rpm

DIÁMETRO EJE ENTRADA		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
v	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,014	m
d_e	13,61	mm

DIÁMETRO EJE INTERMEDIO		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
v	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,011	m
d_e	10,88	mm

DIÁMETRO EJE SALIDA		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
v	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,009	m
d_e	8,70	mm

DIÁMETRO EJE ENTRADA		
d_e	20	mm

DIÁMETRO EJE INTERMEDIO		
d_e	15	mm

DIÁMETRO EJE SALIDA		
d_e	15	mm

Los diámetros se han redondeado debido a que, a la hora de realizar el diseño del multiplicador y seleccionar elementos normalizados como son los rodamientos, conviene seleccionar diámetros enteros y que coincidan con estos elementos normalizados.

3.1.2. Determinación de los diámetros de los engranajes

Una vez se han obtenido los diámetros de los árboles o ejes en las secciones sometidas a torsión, se va a proceder a determinar el diámetro de los engranajes.

Primero, se estima el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y, posteriormente, multiplicando este valor por la relación de transmisión de cada etapa, se obtendrá el diámetro primitivo de cada uno de los piñones y ruedas. Cuanto menor sea el diámetro de los engranajes, menor será el tamaño del conjunto entero. El diámetro del piñón tiene unas limitaciones geométricas, es decir, no puede ser excesivamente pequeño.

Para las uniones a torsión se emplearán chavetas, por lo que, si la circunferencia primitiva del piñón es demasiado pequeña, nos arriesgamos a que la circunferencia base quede demasiado próxima al fondo del chavetero mecanizado en el engranaje, lo que lo debilitaría excesivamente.

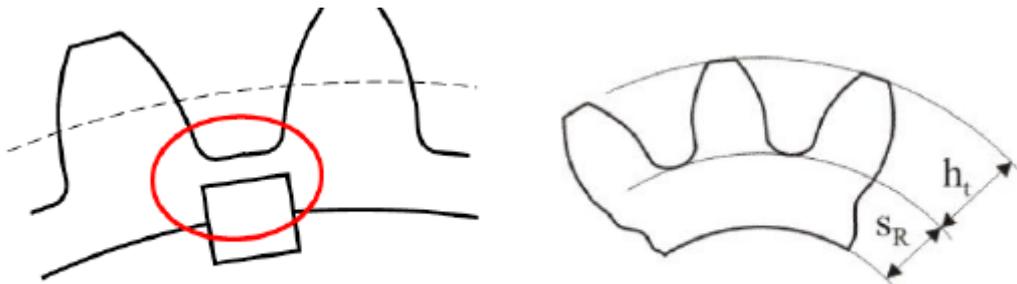


Figura 1. Engranaje debilitado por el chavetero.

Altura de diente h_t y espesor desde el fondo del diente s_R

Conviene determinar un diámetro mínimo para cada uno de los piñones de nuestro conjunto multiplicador, de manera que no se produzca ningún tipo de problemas como se han mostrado en la figura anterior.

Para ello, se tendrán en cuenta los tamaños estandarizados de chavetas y chaveteros que hemos seleccionado en relación al diámetro que hemos estimado de los árboles y que se exponen al final de este documento.

Posteriormente, procedemos a obtener los diámetros primitivos de nuestros engranajes a partir de los módulos normalizados y los diámetros de los ejes calculados anteriormente.

En nuestro caso, y al contrario que en un reductor, la rueda será la que situaremos en el eje de entrada y el piñón en el eje intermedio debido a que buscamos una relación de multiplicación. El piñón, debido a su menor tamaño que la rueda, girará más rápido que ésta y conseguiremos la multiplicación de la velocidad deseada.

Los módulos normalizados que se han empleado para el cálculo de los diámetros primitivos se ven reflejados en la siguiente tabla:

m	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
---	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Tabla 1.- Serie de módulos estandarizados (tamaño en mm)

Si se emplean engranajes de dientes helicoidales, debemos distinguir entre el módulo normal m_n (perpendicular al diente) y el aparente m_t (en dirección perpendicular al eje de rotación).

Cabe recordar que el diámetro primitivo del engranaje se puede calcular en función del número de dientes y del módulo según la siguiente expresión:

$$d = m \cdot z$$

Los posibles módulos que podemos seleccionar serán aquellos que permitan la construcción de piñones sin ninguna interferencia.

Para el caso de engranajes cilíndricos con dentado helicoidal, el número de dientes mínimo para evitar que aparezca interferencia de generación en el tallado con una cremallera de corte es:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\operatorname{sen}^2 \alpha_t}$$

Siendo α_t el ángulo de presión tangencial que se puede obtener de:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

Así mismo, se tendrá en cuenta que las ruedas a diseñar no han de tener un número excesivo de dientes. Resulta aconsejable no superar los 150 dientes.

Conociendo estas limitaciones, se procede al cálculo estimado de los dientes de la rueda y piñón a partir de los módulos normalizados (los módulos empleados son los tangenciales), las relaciones de transmisión calculadas anteriormente y los diámetros primitivos estimados arriba.

Una vez hemos realizado los cálculos mencionados arriba, procedemos a la selección del módulo siguiendo el criterio mencionado y conociendo las limitaciones que se presentan, tanto por parte de la máquina como las limitaciones geométricas de los engranajes.

Una vez hemos seleccionado el módulo acorde a nuestras características y se ha calculado el número de dientes para los engranajes, se procede al redondeo de los mismos y, posteriormente, se calculan los diámetros primitivos para la rueda y el piñón a partir de los números de dientes enteros.

En nuestro caso, el tamaño del multiplicador importa considerablemente y las limitaciones son bastante restrictivas ya que ha de ser lo más reducido posible para un fácil manejo y anclaje a nuestra fresadora CNC.

Una vez hemos obtenido los dientes, como hemos comentado anteriormente, se han calculado los nuevos diámetros primitivos a partir de estos de la rueda y del piñón.

3.2. DATOS INICIALES PARA EL CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES

Una vez hemos estimado el diámetro del piñón, de nuevo, redondeamos el valor hasta un valor próximo y entero para realizar los cálculos reales de nuestros engranajes.

A su vez, también emplearemos los datos iniciales mencionados en el primer apartado como son así la potencia o el módulo.

DATOS ETAPA 1		
Potencia	2,24	kW
X	1,50	-
$\omega_{\text{piñón}}$	7347	rpm
m_n	1,5	mm
β	20	°
α_n	20	°
d_1	30	mm

3.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL

Previamente a calcular los anchos de los engranajes, debemos seleccionar una serie de variables. Entre ellas, se encuentra una variable que es el tipo de material a emplear en los engranajes.

Para ello, hemos de seleccionar un material de la tabla de materiales propuesta en la que se observan los distintos materiales con los que podríamos diseñar los engranajes.

Se muestra dicha tabla a continuación:

Tabla de materiales

Nº	Material de los engranajes	E (N/mm ²)	ν	Coef Y _{σT}		Coef Y _{RrT}			
				A	B	Ref	A	B	exp
1	Fundición Gris	118000	0,26	1	0	1,025	4,299	-3,259	0,0058
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28	0,85	0,075	1,12	1,674	-0,529	0,1
3	F. nodular	173000	0,28	1	0	1,12	1,674	-0,529	0,1
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3			1,07	5,306	-4,203	0,01
5	Ac. no aleado	206000	0,3			1,07	5,306	-4,203	0,01
6	Ac. no aleado templado y revenido	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1
10	Ac. de cementación	206000	0,3	0,12	0,44	1,12	1,674	-0,529	0,1
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	206000	0,3	0,12	0,44	1,12	1,674	-0,529	0,1
12	Ac. de nitruración	206000	0,3	0,6	0,2	1,025	4,299	-3,259	0,0058
13	Ac. de nitrocarburo	206000	0,3	0,6	0,2	1,025	4,299	-3,259	0,0058

Tabla de materiales

Nº	Material de los engranajes	Coef Y _x			S _{HL}		S _{FL}		Dureza (HB ó HV)	
		A	B	Cte	A	B	A	B	min	max
1	Fundición Gris	1,075	-0,015	0,70	1,033	132	0,256	8	150	240
2	F. maleable corazón negro	1,075	-0,015	0,70	1,371	143	0,345	77	135	250
3	F. nodular	1,075	-0,015	0,70	1,434	211	0,350	119	175	300
4	Acero moldeado no aleado	1,03	-0,006	0,85	0,986	131	0,313	62	140	210
5	Ac. no aleado	1,03	-0,006	0,85	1	190	0,455	69	110	210
6	Ac. no aleado templado y revenido	1,03	-0,006	0,85	0,925	360	0,240	163	115	215
7	Ac. aleado templado y revenido	1,03	-0,006	0,85	1,313	373	0,425	187	200	360
8	Ac. moldeado no aleado templado	1,03	-0,006	0,85	0,831	300	0,224	117	130	215
9	Ac. aleado moldeado templado	1,03	-0,006	0,85	1,276	298	0,364	161	200	360
10	Ac. de cementación	1,05	-0,01	0,80	0	1500	0	461	660	800
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	1,05	-0,01	0,80	0,541	882	0,138	290	500	615
12	Ac. de nitruración	1,05	-0,01	0,80	0	1250	0	420	450	900
13	Ac. de nitrocarburo	1,05	-0,01	0,80	1,167	425	0,653	94	300	450

El material a seleccionar para los engranajes será un Acero no aleado, debido a que sus características mecánicas son bastante buenas y económicas junto con una dureza Brinell considerable.

Se ha empleado este material en parte también debido a que las fuerzas que se van a generar en nuestros engranajes van a ser considerablemente más pequeñas de los valores generales que podrían darse en un reductor, por lo que el material que necesitaremos no requiere unas características mecánicas demasiado buenas.

Datos del material seleccionado:

ACERO NO ALEADO

- $E = 206000 \text{ N/mm}^2$
- $\nu = 0.3$
- Dureza Brinell = 110 – 210

3.4. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

Para determinar la anchura del engranaje, es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a 40 °C. La norma ISO 3448 tiene una clasificación de la viscosidad de los tipos de aceites industriales.

Los lubricantes más empleados en este tipo de conjuntos multiplicadores son:

- ISO VG 220 para temperaturas ambiente hasta 20 °C.
- ISO VG 320 con temperaturas ambiente entre 10 °C y 40 °C.
- ISO VG 460 para temperaturas ambiente entre 20 °C y 50 °C.

También se pueden seleccionar aceites sintéticos, lo que permitiría aumentar considerablemente la vida útil del lubricante.

Como mínimo, es recomendable emplear un aceite ISO VG 100 ya que, para menos viscosidad, sólo debería emplearse en casos de transmisiones que operen a alta velocidad.

Partiendo de esto, seleccionamos el lubricante:

ISO VG 320, con una viscosidad a 40 °C de 320 mm²/s

Se ha seleccionado el lubricante mencionado debido a sus óptimas propiedades y por ser el lubricante más comúnmente empleado en reductores.

3.5. SELECCIÓN DEL ANCHO DEL ENGRANAJE

Se pretende que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial. Esto se debe a que el fallo por flexión es catastrófico y no da indicios ni señales, mientras que el fallo superficial es progresivo y suele mostrar indicios del problema, generando ruidos y vibraciones crecientes en el funcionamiento de los engranajes.

Por tanto, primero deberemos estimar el ancho por cálculo a fallo superficial y, posteriormente, verificaremos este ancho por cálculo a flexión.

3.5.1. Cálculo del ancho a fallo superficial

La tensión de Hertz que se va a emplear viene dada por la siguiente expresión:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \frac{F_t}{d_1} \frac{1+i}{i} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

Adoptamos un coeficiente de seguridad de 1,5, el cual hemos seleccionado a que consideramos que es suficiente. Dicho coeficiente de seguridad viene relacionado por:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

Despejando de la fórmula el ancho, se obtiene:

$$b_H = \frac{F_t}{d_1} \frac{1+i}{i} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \left[\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon X_H}{S_{HP}} \right]^2$$

Donde:

- **F_t**: Fuerza tangencial que aparece en el punto primitivo del engrane a una distancia del centro del semidiámetro primitivo.

$$F_t = T / d_p / 2 \quad T = P / \omega_{eje}$$

- d_p = Diámetro primitivo.
- P = Potencia.
- T = Momento torsor.
- ω_{eje} = Velocidad angular del eje.

- K_A : Coeficiente dependiente de la aplicación. En nuestro caso, se considera que la máquina motriz tiene como características choques moderados, mientras que para la máquina arrastrada tiene como característica choques ligeros. Con lo explicado anteriormente, nos vamos a la tabla y obtenemos un coeficiente de 1,5.

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

- K_V : Coeficiente dinámico. Considera las cargas dinámicas internas debidas a las vibraciones del piñón o la rueda sobre el árbol:

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

$$\text{Si } \frac{v_t \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0.2 \text{ m/s}; \quad K_3 = 2$$

$$\text{Si } \frac{v_t \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0.2 \text{ m/s};$$

$$K_3 = -0.357 \cdot \frac{v_t \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2.071$$

$$K_{3 \min} = 1$$

v_t es la velocidad en m/s

$$v_t = \omega_{\text{piñón}} \cdot \frac{d_1}{2}$$

Si $K_A \cdot \frac{F_t}{b} < 100 \text{ N/mm}$ $v_t = 100$

$K_2 = 0.0087$ (dientes helicoidales)

$K_1 = 6.7$ (dientes helicoidales y Qiso 5)

QISO	10	9	8	7	6	5	4	3
K_f rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K_f helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

- $K_{H\beta}$: Coeficiente de distribución de carga longitudinal.

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$$

- $K_{H\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal.
 - Para índices de calidad ISO 6 o inferior: $K_{H\alpha} = 1$
 - Para índices de calidad ISO 7 u 8:

QISO	7	8
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1

- Z_H : Coeficiente geométrico.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b}{\text{sen}\alpha_t \cdot \cos\alpha_t}}$$

- $\beta_t = 20^\circ$
- $\alpha_t = 20^\circ$

- **Z_E**: Coeficiente elástico.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

- **Z_ε**: Coeficiente de conducción.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

Siendo:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + 1 + z_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + 1 + z_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \operatorname{sen} \alpha_t \right]$$

- **S_{HP}**: Tensión de contacto máxima admisible.

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$$

- **S_{HL}**: Tensión de contacto límite del material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga (este es el inicio de la zona de larga vida).

$$S_{HL} = A \cdot x + B$$

Donde x es la dureza del material y A y B son constantes (ver tabla).

S_{HL}		
Material de los engranajes	A	B
Fundición Gris	1,033	132
F. maleable corazón negro	1,371	143
F. nodular	1,434	211
Acero moldeado no aleado	0,986	131
Ac. no aleado	1	190
Ac. no aleado templado y revenido	0,925	360
Ac. aleado templado y revenido	1,313	373
Ac. moldeado no aleado templado	0,831	300
Ac. aleado moldeado templado	1,276	298
Ac. de cementación	0	1500
Ac. endurecido a la llama o inducción	0,541	882
Ac. de nitruración	0	1250
Ac. de nitrocarburo	1,167	425

- **Z_N**: Coeficiente de duración (en función del material y la duración deseada).

$$Z_N = 1$$

- **Z_L**: Coeficiente de viscosidad del lubricante (en función del material y tipo de lubricante).

$$\text{Si } 850 < S_{HL} < 1200 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad \text{siendo} \quad C_{ZL} = \frac{S_{HL}}{4375} + 0.6357$$

$$\text{Si } S_{HL} \leq 850 \text{ (N/mm}^2\text{) se toma } C_{ZL} = 0,83$$

$$\text{Si } S_{HL} \geq 1200 \text{ (N/mm}^2\text{) se toma } C_{ZL} = 0,91$$

- **Z_R**: Coeficiente de rugosidad (en función del tipo de material y de la rugosidad media).

$$\text{Si } 850 < S_{HL} < 1200 \text{ (N/mm}^2\text{):}$$

$$Z_R = \left(\frac{3}{RZ_{10}}\right)^{C_{ZR}}$$

$$RZ_{10} = RZ \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}} \quad \text{con} \quad \rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen} \alpha_t}{r_1 + r_2}$$

$$C_{ZR} = 0.32 - 0.0002 \cdot S_{HL}$$

$$\text{Si } S_{HL} \leq 850 \text{ (N/mm}^2\text{) se toma } C_{ZR} = 0,15$$

$$\text{Si } S_{HL} \geq 1200 \text{ (N/mm}^2\text{) se toma } C_{ZR} = 0,08$$

Se puede definir la rugosidad media como:

$$RZ = \frac{(RZ_1 + RZ_2)}{2}$$

Obteniéndose Rz1 y Rz2 de la siguiente tabla:

Q _{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R _m	20	11	6.5	4	2.4	1.4	0.8	0.5

- **Z_v**: Coeficiente de velocidad (en función del tipo de material y de la velocidad tangencial).

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{V}}}$$

Donde V, es la velocidad tangencial en m/s siendo:

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02$$

- **Z_w**: Coeficiente de dureza, considera el deterioro que puede ocasionar sobre la rueda de la dureza del piñón.

- El piñón endurecido superficialmente y rueda de acero templado.

Calculamos la rugosidad equivalente RZ_H tomando como valores como máximo y mínimo de 16 y 3:

$$RZ_H = \frac{RZ_1 (10/\rho_r)^{0.33} \cdot (RZ_1/RZ_2)^{0.66}}{(v_{40} \cdot v/1500)^{0.33}}$$

$$Z_W = \left(1.2 - \frac{HB_r - 130}{1700}\right) \cdot \left(\frac{3}{RZ_H}\right)^{0.15}$$

Cuando HBr > 470 se toma:

$$Z_W = \left(\frac{3}{RZ_H}\right)^{0.15}$$

Cuando $HBr < 130$ se toma:

$$Z_W = 1.2 + \left(\frac{3}{RZ_H}\right)^{0.15}$$

- Piñón y rueda de acero templado.

Cuando $1,2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1,7$:

$$Z_W = 1.0 + A \cdot (i - 1,0)$$

Donde:

- $A = 0.00898 \cdot HB_1/HB_2 - 0.00829$
- i = relación de velocidades

Cuando $HB_1/HB_2 < 1,2 \rightarrow Z_W = 1$

Cuando $HB_1/HB_2 > 1,7 \rightarrow Z_W = 1.0 + 0.00698(i-1.0)$

- **Z_x**: Coeficiente de tamaño, que considera la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga.

$$Z_x = 1$$

3.5.2. Cálculo del ancho a flexión

Para el cálculo a flexión, se va a emplear una expresión que relaciona la tensión normal máxima de Lewis y los coeficientes de aplicación, con la que se calcula la tensión normal máxima (modelo de Lewis corregido):

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} Y_\varepsilon Y_{sa} Y_B K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

Los coeficientes K_A , K_V y F_t son los mismos que para fallo superficial.

- **Y_{Fa}**: coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo, que depende de la geometría del diente, se pueden obtener sus valores para dentado de altura normal, ángulo de presión de 20° mediante la siguiente

expresión, donde si se trata de un engranaje helicoidal se entra con el número de dientes virtual z_v .

- Para $18 \leq z_v \leq 400$

$$Y_{Fa} = 38.18 \cdot z_v^{-1.29} + 2.11$$

- Para $z_v > 400$

$$Y_{Fa} = 2.07$$

- **Y_{sa}** : coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente, depende de la geometría del diente, se pueden obtener sus valores para dentados normales con ángulos de presión de 20° mediante la expresión (se utiliza z_v en helicoidales).

- Para $18 \leq z_v \leq 430$

$$Y_{sa} = 0.96 + 0.54 \cdot \log(z_v)$$

- Para $z_v > 430$

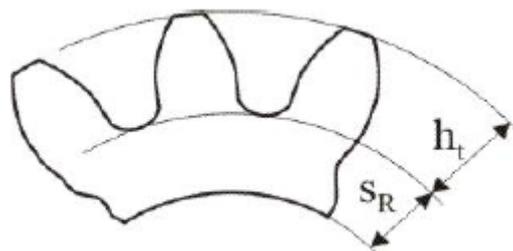
$$Y_{sa} = 2.383$$

- **Y_ε** : coeficiente de conducción, nos permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje, y vale:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \left(\frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \right)$$

Donde ε_α es igual que para presión superficial.

- **Y_B** : factor de espesor del aro, tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje (evitar que $s_R/h_t \leq 0,5$).



- Si $s_R/h_t \geq 1.2$

$$Y_B = 1$$

- Si $0.5 < s_R/h_t < 1.2$

$$Y_B = 1.6 \cdot \ln \left(2.242 \frac{h_t}{s_R} \right)$$

- **K_{Fβ}**: Coeficiente de distribución de carga longitudinal.

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_f} \quad \text{con} \quad N_f = \frac{1}{1 + \frac{h_t}{b} + \left(\frac{h_t}{b}\right)^2}$$

- **K_{Fα}**: Coeficiente de distribución de carga transversal.

Se calcula del mismo modo que K_{Hα}.

- La tensión normal máxima admisible por el material S_{FP}, se puede obtener como:

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X$$

- **S_{FL}**: Tensión límite a fallo a flexión.

$$S_{FL} = A \cdot x + B$$

Donde x es la dureza del material y A y B son constantes (ver tabla).

S _{FL}		
Material de los engranajes	A	B
Fundición Gris	0,256	8
F. maleable corazón negro	0,345	77
F. nodular	0,350	119
Acero moldeado no aleado	0,313	62
Ac. no aleado	0,455	69
Ac. no aleado templado y revenido	0,240	163
Ac. aleado templado y revenido	0,425	187
Ac. moldeado no aleado templado	0,224	117
Ac. aleado moldeado templado	0,364	161
Ac. de cementación	0	461
Ac. endurecido a la llama o inducción	0,138	290
Ac. de nitruración	0	420
Ac. de nitrocarburo	0,653	94

- **Y_{ST}**: Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia.

$$Y_{ST} = 2.1$$

- **Y_{NT}**: Coeficiente de duración por flexión.

- Y_{NT} = 1
- Y_{NT} = 0.85 para aplicaciones críticas

- **Y_{δrT}**: Coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla.

- Aceros normalizados (Su < 800 MPa), aceros templados (Su > 800 MPa) y fundición de grafito esferoidal (perlita).

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0.82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- Aceros forjados templados y aceros forjados endurecidos a la llama o por inducción:

$$Y_{\delta rT} = 0.12 + 0.44 \cdot Y_{sa}$$

- Aceros forjados de nitruración, aceros forjados de nitruración o nitrocarburo:

$$Y_{\delta rT} = 0.60 + 0.20 \cdot Y_{sa}$$

- Fundición dúctil (negra)

$$Y_{\delta rT} = 0.85 + 0.075 \cdot Y_{sa}$$

- Fundición gris y fundición de grafito esferoidal (ferrita)

$$Y_{\delta rT} = 1$$

- **Y_{RrT}**: Coeficiente de rugosidad relativa.

- Aceros de temple total, fundición esferoidal (perlita), acero forjado templado y acero forjado endurecido a la llama o por inducción:

$$Rz < 1 \mu\text{m}; \quad Y_{RrT} = 1.12$$

$$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}; \quad Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (Rz + 1)^{0.1}$$

- Aceros normalizados:

$$Rz < 1 \mu\text{m}; \quad Y_{RrT} = 1.12$$

$$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}; \quad Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (Rz + 1)^{0.1}$$

- Fundición gris, fundición esferoidal (ferrita) y aceros forjados de nitruración nitrocarburo:

$$Rz < 1 \mu\text{m}; \quad Y_{RrT} = 1.12$$

$$1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}; \quad Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (Rz + 1)^{0.1}$$

- Y_x : Coeficiente de tamaño.

- Aceros normalizados, aceros de temple total, fundición de grafito esferoidal (perlita), fundición maleable (perlita):

$$5 < m_n < 30; \quad Y_x = 1.03 - 0.006 \cdot m_n$$

$$m_n \leq 30; \quad Y_x = 0.85$$

- Aceros endurecidos superficialmente:

$$5 < m_n < 25; \quad Y_x = 1.05 - 0.01 \cdot m_n$$

$$m_n \leq 25; \quad Y_x = 0.8$$

- Fundición gris, fundición de grafito esferoidal (ferrita)

$$5 < m_n < 25;$$

$$Y_x = 1.075 - 0.015 \cdot m_n$$

$$m_n \leq 25;$$

$$Y_x = 0.7$$

Para todos los materiales, si $m \leq 5$; $Y_x = 1$

3.6. RESUMEN DEL PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONADO

El objetivo de este dimensionado resistente de los engranajes es la obtención de coeficientes de seguridad que, siendo superiores al mínimo exigido (X), deben cumplir:

$$X_F > X_H \geq X$$

Esto es debido a que el fallo por flexión tiende a ser catastrófico, mientras que el fallo superficial es de tipo progresivo.

El proceso de diseño normalmente consta de las siguientes fases:

1. Obtención de las soluciones posibles geométricas para los distintos módulos normalizados.
2. Selección de un material acorde a nuestros requisitos y una de las posibles soluciones geométricas calculadas anteriormente.
3. Obtención del ancho del engranaje necesario por fallo superficial para un coeficiente de seguridad estimado:

$$X_H = X \rightarrow b$$

4. Se calcula el coeficiente de seguridad que se tendría a flexión a partir del ancho obtenido anteriormente.

Si $X_F < X \rightarrow$ volver al paso 2 y seleccionar una solución con mayor módulo o cambiar el material a uno con una relación S_{FP}/S_{HP} mayor.

5. Una vez se obtenga una solución que cumpla $X_F > X_H$, realizamos la siguiente comprobación:

- $b > 2 \cdot d_1 \rightarrow$ seleccionar un material con mejores características y volver al punto 2.

- $b \ll d_1 \rightarrow$ seleccionar un material con peores características y volver al punto 2.

3.7. CÁLCULO ETAPA 1

Una vez se ha explicado todo el proceso a seguir y se han detallado cada una de las variables y expresiones a emplear, se dispone a la realización de los cálculos para ambas etapas siguiendo los pasos mencionados anteriormente.

Partiendo de los datos principales calculados anteriormente, procedemos a realizar los cálculos para la primera etapa.

Previamente al cálculo y selección del módulo acorde a nuestras características, es necesario realizar una estimación del diámetro primitivo del piñón y de la rueda partiendo de la siguiente expresión:

$$d_{primitivo} = d_{eje} + 2.5 \cdot m_n + 4$$

Partiendo de los diámetros de ejes calculados anteriormente, podemos calcular los diámetros primitivos de los engranajes en función del módulo empleando la expresión anterior.

Se muestran los ejes calculados anteriormente a continuación:

DATOS DE ENTRADA		
P_e	2,24	kW
T_e	7,121	N·m
ω_e	3000	rpm

DATOS INTERMEDIOS		
P_i	2,24	kW
T_i	2,907	N·m
ω_i	7348	rpm

DIÁMETRO EJE ENTRADA		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
ν	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,014	m
d_e	13,61	mm

DIÁMETRO EJE INTERMEDIO		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
ν	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,011	m
d_e	10,88	mm

DIÁMETRO EJE ENTRADA		
d_e	20	mm

DIÁMETRO EJE INTERMEDIO		
d_e	15	mm

Con los datos mencionados, estimamos los diámetros primitivos de los engranajes en función del módulo.

DIÁMETRO PRIMITIVO RUEDA		
m	d _{2,prim}	
0,5	25,25	mm
0,6	25,50	mm
0,8	26,00	mm
1	26,50	mm
1,25	27,13	mm
1,5	27,75	mm
2	29,00	mm
2,5	30,25	mm
3	31,50	mm
4	34,00	mm
5	36,50	mm
6	39,00	mm
8	44,00	mm
10	49,00	mm
12	54,00	mm
16	64,00	mm
20	74,00	mm
25	86,50	mm

DIÁMETRO PRIMITIVO PIÑÓN		
m	d _{1,prim}	
0,5	20,25	mm
0,6	20,50	mm
0,8	21,00	mm
1	21,50	mm
1,25	22,13	mm
1,5	22,75	mm
2	24,00	mm
2,5	25,25	mm
3	26,50	mm
4	29,00	mm
5	31,50	mm
6	34,00	mm
8	39,00	mm
10	44,00	mm
12	49,00	mm
16	59,00	mm
20	69,00	mm
25	81,50	mm

Partiendo de los valores estimados para los diámetros primitivos de los engranajes, se calcula el número de dientes para el piñón y la rueda, así como su redondeo y posterior cálculo de diámetros primitivos más cercanos a nuestras expectativas.

SELECCIÓN DEL MÓDULO									
m _n	β	m _t	Z ₂ *	Z ₂	Z ₁ * = Z ₂ ·i ₁	Z ₁	i	d ₂ (mm)	d ₁ (mm)
0,5	20	0,53	47,45	48	117,58	118	2,46	25,5	62,8
0,6	20	0,64	39,94	40	97,98	98	2,45	25,5	62,6
0,8	20	0,85	30,54	31	75,93	76	2,45	26,4	64,7
1	20	1,06	24,90	25	61,24	62	2,48	26,6	66,0
1,25	20	1,33	20,39	21	51,44	52	2,48	27,9	69,2
1,5	20	1,60	17,38	18	44,09	45	2,50	28,7	71,8
2	20	2,13	13,63	14	34,29	35	2,50	29,8	74,5
2,5	20	2,66	11,37	12	29,39	30	2,50	31,9	79,8
3	20	3,19	9,87	10	24,49	25	2,50	31,9	79,8
4	20	4,26	7,99	8	19,60	20	2,50	34,1	85,1
5	20	5,32	6,86	7	17,15	18	2,57	37,2	95,8
6	20	6,39	6,11	7	17,15	18	2,57	44,7	114,9
8	20	8,51	5,17	6	14,70	15	2,50	51,1	127,7
10	20	10,64	4,60	5	12,25	13	2,60	53,2	138,3
12	20	12,77	4,23	5	12,25	13	2,60	63,9	166,0
16	20	17,03	3,76	4	9,80	10	2,50	68,1	170,3
20	20	21,28	3,48	4	9,80	10	2,50	85,1	212,8
25	20	26,60	3,25	4	9,80	10	2,50	106,4	266,0

En la tabla se observa que se ha seleccionado el módulo de 1.5 debido a que obtenemos unos valores de 18 dientes para el piñón y de 45 dientes para la rueda, situándose ambos entre los intervalos de dientes permitidos (16 – 150) y siendo el módulo mínimo ya que, a partir del módulo 2, no se cumplen las condiciones necesarias.

Realizados todos los cálculos, nos quedan los siguientes valores para cada elemento:

Piñón

- $m_n = 1.5$ mm
- $m_t = 1.60$ mm
- Dientes = 18
- Diámetro primitivo = 28.7 mm

Rueda:

- $m_n = 1.5$ mm
- $m_t = 1.60$ mm
- Dientes = 45
- Diámetro primitivo = 71.8 mm

Posteriormente, y con los principales datos estimados, se procede al cálculo real de las características de los engranajes partiendo de los criterios que hemos definido mediante el empleo de una hoja de cálculo Excel que nos permite trabajar con los cálculos de una manera más rápida y precisa.

Todos los cálculos se han realizado basándonos en los criterios seleccionados tanto de material como de lubricante, así como los muchos coeficientes que intervienen en dichos cálculos.

Cabe mencionar también que partimos de los cálculos estimados anteriormente, tanto de los diámetros de los ejes, así como de los diámetros primitivos de los engranajes al igual que los datos principales de partida o las características de nuestra fresadora CNC.

3.8. CÁLCULO ETAPA 2

Como hemos mencionado anteriormente, para ahorrar tiempo y costes de fabricación, se ha decidido que ambas etapas se calculen lo más parejas posibles. Esto es debido a que, a la hora del diseño y de la fabricación mecánica, resulta más sencillo si ambas etapas tienen valores semejantes en cuanto al cálculo de los engranajes.

Dicho esto, partimos de los mismos diámetros estimados para los ejes, así como los mismos diámetros primitivos estimados para los engranajes:

DATOS DE ENTRADA		
P_e	2,24	kW
T_e	7,121	N·m
ω_e	3000	rpm

DATOS INTERMEDIOS		
P_i	2,24	kW
T_i	2,907	N·m
ω_i	7348	rpm

DIÁMETRO EJE ENTRADA		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
v	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,014	m
d_e	13,61	mm

DIÁMETRO EJE INTERMEDIO		
θ/L	1,5	°/m
θ/L	0,0262	rad/m
E	210000	N/mm ²
v	0,3	-
G	80769	N/mm ²
G	8,E+10	N/m ²
d_e	0,011	m
d_e	10,88	mm

DIÁMETRO EJE ENTRADA		
d_e	20	mm

DIÁMETRO EJE INTERMEDIO		
d_e	15	mm

DIÁMETRO PRIMITIVO RUEDA		
m	$d_{2,prim}$	
0,5	25,25	mm
0,6	25,50	mm
0,8	26,00	mm
1	26,50	mm
1,25	27,13	mm
1,5	27,75	mm
2	29,00	mm
2,5	30,25	mm
3	31,50	mm
4	34,00	mm
5	36,50	mm
6	39,00	mm
8	44,00	mm
10	49,00	mm
12	54,00	mm
16	64,00	mm
20	74,00	mm
25	86,50	mm

DIÁMETRO PRIMITIVO PIÑÓN		
m	$d_{1,prim}$	
0,5	20,25	mm
0,6	20,50	mm
0,8	21,00	mm
1	21,50	mm
1,25	22,13	mm
1,5	22,75	mm
2	24,00	mm
2,5	25,25	mm
3	26,50	mm
4	29,00	mm
5	31,50	mm
6	34,00	mm
8	39,00	mm
10	44,00	mm
12	49,00	mm
16	59,00	mm
20	69,00	mm
25	81,50	mm

4. DIMENSIONADO DE LOS EJES

4.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL

El material utilizado será un acero al carbono F-1140 templado en agua o aceite y revenido.

Características:

- De contenido de carbono entre 0.4 y 0.5 %.
- Fácil mecanizado al tratarse de un acero al carbono.
- Estos aceros pueden ser tratados térmicamente mediante temple, revenido y austenización para mejorar las características mecánicas.
- Su resistencia, templado en agua y revenido es de 700 MPa. con una dureza de 190 a 210 HB.
- Se temple este acero calentándolo de 825 a 845° y enfriándolo en agua, siendo la temperatura de revenido de 550 a 650°.
- Se utiliza mucho este acero para la fabricación de árboles y elementos de maquinaria que necesitan alta resistencia mecánica, resistencia al desgaste y tenacidad.

Características mecánicas:

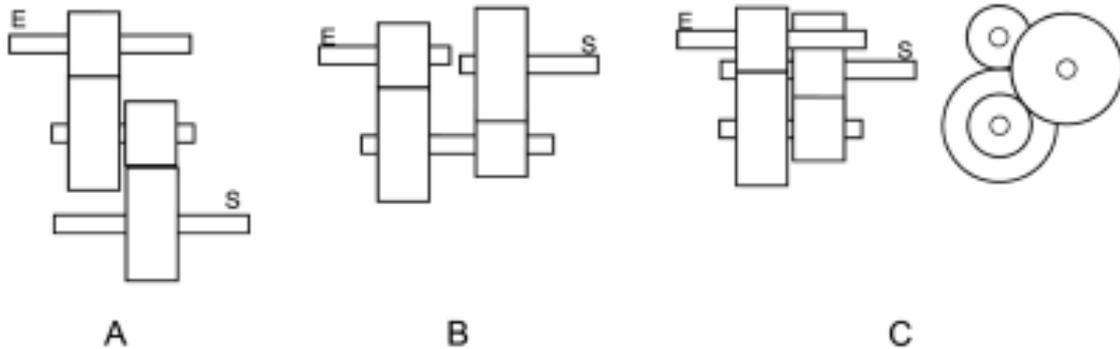
- Módulo de Young: 2.1×10^{11} N/mm²
- Su: 900 MPa.
- Sy: 700 MPa.
- Coeficiente de Poisson: 0.3

4.2. SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN

Existen diferentes configuraciones para disponer los árboles o ejes del multiplicador en el espacio del que se dispone. En la selección de la configuración de los ejes han tenido en cuenta criterios tales como:

- Lograr un diseño más compacto.
- El diseño de la carcasa debe ser lo más sencillo posible.
- La disposición B permite realizar un multiplicador con los ejes de entrada y salida coaxiales, como es lo deseado en nuestro caso.

En la siguiente figura, se muestran tres tipos de disposiciones comunes para reductores y multiplicadores de dos etapas:



En nuestro caso, por motivos geométricos, nos conviene una configuración del tipo B.

Esto se debe a que la aplicación que le vamos a dar a nuestro multiplicador va a ser la de fabricación mecánica en una fresadora, por lo que el eje de entrada y el eje de salida deben de ser coaxiales, es decir, que sus ejes estén alineados.

De esta forma, lograremos un mecanizado más preciso ya que no se crearán momentos flectores importantes y la deflexión de los ejes será mínima, logrando así nuestro objetivo.

4.3. CONSIDERACIONES SOBRE EL CÁLCULO

4.3.1. Cálculo a rigidez torsional

Anteriormente, se ha dimensionado y comprobado que la rigidez torsional de todas las secciones y zonas de los árboles o ejes sometidas a torsión es suficiente, debiéndose cumplir en estas secciones que la rigidez torsional sea inferior a $1,5 \text{ }^\circ/\text{m}$ de longitud.

4.3.2. Cálculo a fatiga

A continuación, se va a comprobar el fallo a fatiga. Este fallo sucede cuando el componente está sometido a un nivel de tensiones y esfuerzos alternante. No obstante, en nuestro caso, la carga es constante debido al giro del árbol y se inducen esfuerzos variables con el tiempo esfuerzos variables con el tiempo, obteniendo unos valores máximo y mínimo para cada ciclo.

Se considera como un caso de fatiga de alto ciclo, luego se tienen en cuenta las tensiones y deformaciones proporcionales, por lo que se hace un enfoque en tensiones.

En los aceros aparece un nivel de tensiones alternantes, debajo del cual la fatiga no suele ocurrir en condiciones normales. A este valor se le denomina límite de fatiga (S_e). Este valor corresponde a una vida de 10^6 ciclos, es decir, que si el componente ha pasado los 10^6 ciclos ya no fallará por fatiga.

En nuestro caso los árboles se van a calcular para vida infinita.

4.3.2.1. Procedimiento de cálculo

El procedimiento a seguir para el cálculo a fatiga de nuestros ejes se define de la siguiente manera.

El dimensionado de los ejes se ha realizado teniendo en cuenta las dimensiones de los engranajes, los casquillos, las arandelas elásticas... Definiendo las cotas de los mismos y sus dimensiones.

Previamente al cálculo de diseño de los ejes, se han seleccionado, para cada uno de ellos, unos rodamientos lo suficientemente grandes como para ser capaces de soportar las fuerzas actuantes que ejercen los engranajes sobre los ejes sin ninguna dificultad. De esta forma, cuando realicemos los cálculos de los ejes a fatiga, no habrá problema alguno y, posteriormente, se podrán seleccionar unos rodamientos que se ajusten más a las especificaciones.

Definidos una vez las dimensiones y secciones de nuestros ejes, procedemos al cálculo de su deflexión con los valores ya calculados anteriormente, así como las fuerzas tangenciales, radiales y axiales generadas por los engranajes, que incluiremos en los cálculos que se mostrarán en adelante.

Cabe mencionar, como ya veremos más adelante, que es necesario calcular la

deflexión de nuestros ejes tanto en el plano XY como en el plano XZ, ya que las fuerzas tangenciales, radiales y axiales no actúan en los mismos planos.

Una vez calculados los momentos generados en la deflexión de los ejes causados por las fuerzas ya mencionadas, se realizan los módulos de los mismos:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2}$$

Posteriormente, y partiendo de los datos estimados anteriormente como el diámetro del eje, se procede a calcular el coeficiente de seguridad para los valores calculados en la deflexión de los ejes y nuestras fuerzas obtenidas en el cálculo de los engranajes, así como los momentos generados por las mismas.

Para ello, emplearemos la siguiente expresión:

$$X = \frac{\pi \cdot S_e \cdot d^3}{32 \cdot M \cdot k_f}$$

Donde:

- X: Coeficiente de seguridad
- S_e : Límite de fatiga en cada sección
- d: diámetro del eje
- M: momento flector
- k_f : factor de concentrador de tensiones

Unos valores del coeficiente de seguridad X superiores a 1.5, se tomarán como aceptables y podremos definir el valor del diámetro del eje y los momentos calculados como válidos.

4.3.2.2. Factores modificativos del límite de fatiga

El límite de fatiga del elemento se obtiene de la siguiente expresión:

$$S_e = k_a \cdot k_e \cdot k_b \cdot 0.5 \cdot S_u$$

Donde:

- **k_a** : Factor de superficie

$$k_a = aS_{ut}^b$$

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

- **k_b** : Factor de tamaño
 - Si $2.79 \leq d \leq 51$ mm

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

- Si $51 \leq d \leq 254$ mm

$$k_b = 0.859 - 0.000837d$$

- **k_e** : Factor de confiabilidad

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753

- **k_f** : Factor de concentrador de tensiones

Se debe estimar con la siguiente expresión:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Donde:

- k_t : factor del concentrador de tensiones, se obtiene mediante gráficas.
- q : Factor de sensibilidad a la entalla

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$$

- α : Constante del material
 - $\alpha = 0.51$ mm (aleaciones de aluminio)
 - $\alpha = 0.25$ mm (aceros de bajo contenido en carbono recocidos o normalizados)
 - $\alpha = 0.064$ mm (aceros templados y revenidos)
 - $\alpha = 0.025 \cdot (2070 \text{ MPa} / S_{ut})$ mm (aceros $S_{ut} \geq 550$ MPa)
- ρ : Radio de acuerdo.

4.3.3. Cálculo a deflexión lateral

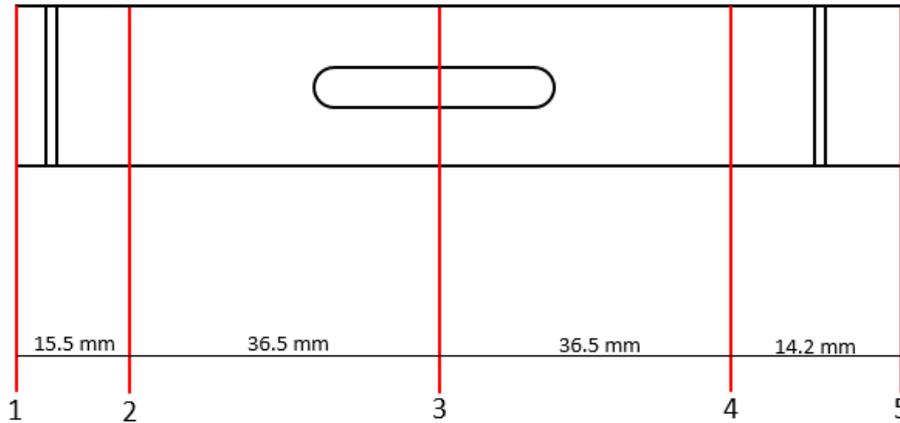
La deflexión lateral de los arboles debe estar limitada y deberá de comprobarse que no supere dichos límites. Concretamente, se comprobará que:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación menor de $0,01 \cdot m_n$.

Siendo m_n el módulo en mm, y la mitad de ese valor si se trata de engranajes de dientes helicoidales.

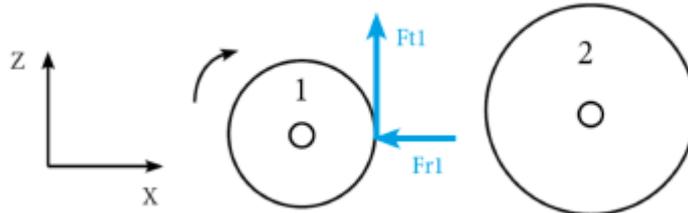
- En engranajes cilíndricos: pendiente menor de 0,0005 rad.
- En rodamientos rígidos de bolas: pendiente menor de 0,002 rad.
- En rodamientos de rodillos cilíndricos: pendiente menor de 0,001 rad.
- En rodamientos de rodillos cónicos: pendiente menor de 0,0008 rad.

4.4. DIMENSIONADO DEL EJE DE ENTRADA



NOTA: La sección 3 se corresponde a la sección donde realizan la fuerza los engranajes.

4.4.1. Determinación de fuerzas actuantes



Las fuerzas actuantes se han calculado a partir de la fuerza tangencial, cuyo valor ya se ha calculado en el apartado 3.7 y del cual se pueden deducir las fuerzas radial y axial mediante las expresiones:

$$F_{radial} = F_{tangencial} \cdot tg(\alpha)$$

$$F_{axial} = F_{tangencial} \cdot tg(\beta)$$

Donde:

- α : Ángulo de presión
- β : Ángulo de la hélice

Obtenemos como resultados de las fuerzas que se ejercen sobre el eje:

ETAPA 1		
F_{tangencial}	191,99	N
F_{radial}	74,35	N
F_{axial}	65,17	N
β	18,75	°
	0,327	rad
α	21,17	°
	0,369	rad

Una vez hemos calculado las fuerzas que ejercen los engranajes sobre el eje, calculamos la deflexión sobre el eje de las fuerzas actuantes en los planos XY y XZ para los sentidos antihorario y horario.

4.4.2. Determinación de reacciones y momentos flectores

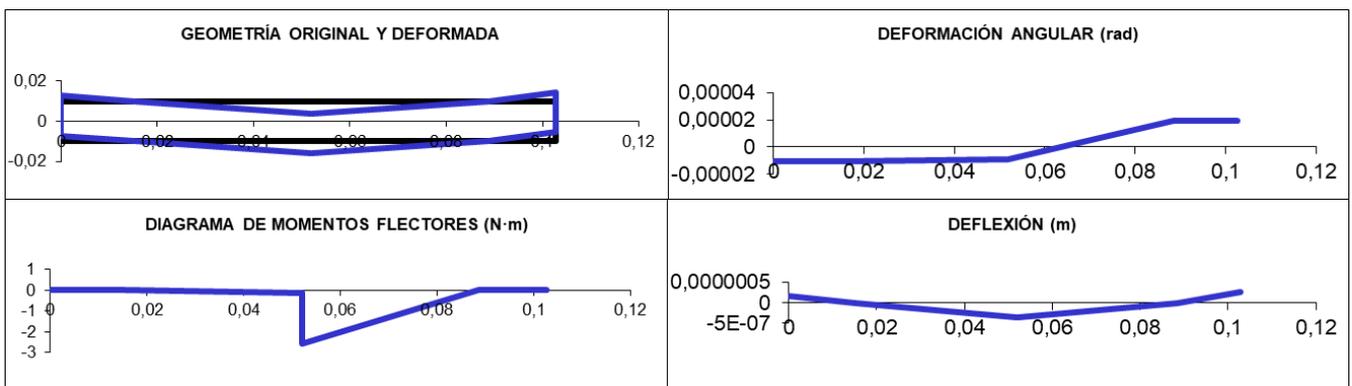
ANTIHORARIO

- PLANO XY**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 5
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 4

Reacc en A(N)	3,75
Reacc en B(N)	70,60

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,05E-05	1,630E-07
2	0,01550	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,05E-05	0,000E+00
3	0,05200	0,02000	-74,35	2,44	-0,14	-2,58	-9,00E-06	-3,653E-07
4	0,08850	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,95E-05	0,000E+00
5	0,10270	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,95E-05	2,771E-07

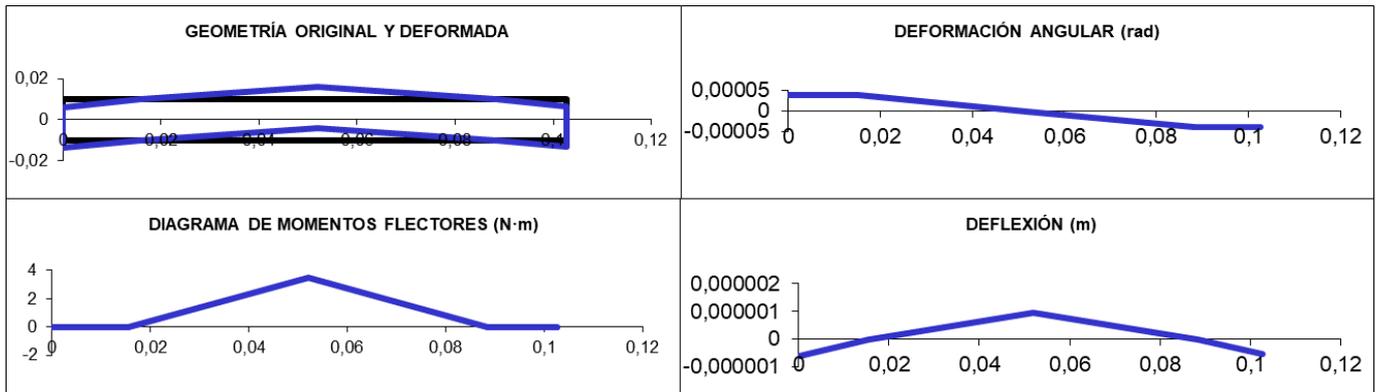


Sección	Cota (mm)	d _{i,i+1} (mm)	F (N)	M (N·m)	Mz (N·m)
1	0	20	0	0	0,00
2	15,5	20	0	0	0,00
3	52	20	-74,35	2,44	-2,58
4	88,5	20	0	0	0,00
5	102,7	20	0	0	0,00

• **PLANO XZ**

E(N/m ²)	2,1000E+11
Factor Def	-1,00
Num Secciones	5
Secc Rod A	2
Secc Rod B	4
Reacc en A(N)	-96,00
Reacc en B(N)	-96,00

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,88E-05	-6,009E-07
2	0,01550	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,88E-05	0,000E+00
3	0,05200	0,02000	191,99	0,00	3,50	3,50	0,00E+00	9,434E-07
4	0,08850	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,88E-05	0,000E+00
5	0,10270	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,88E-05	-5,505E-07



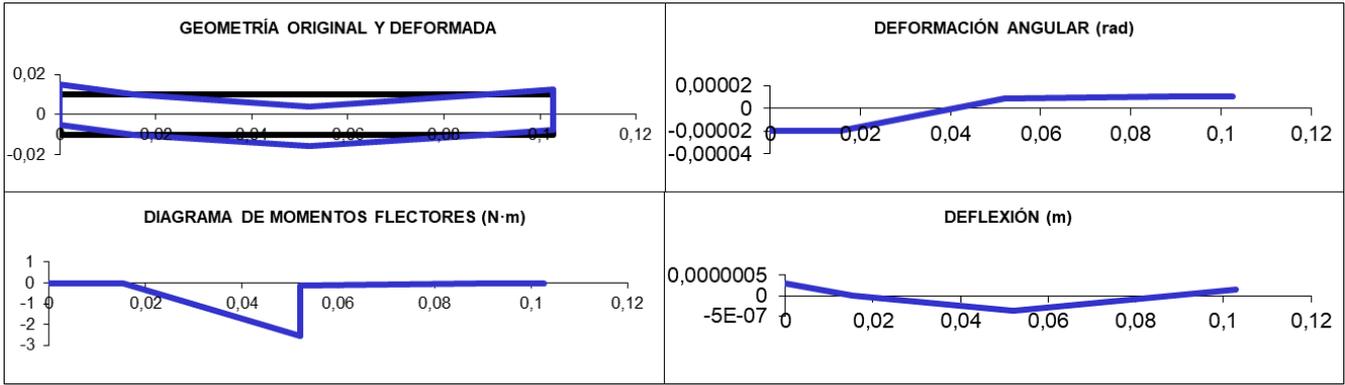
Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	My (N·m)
1	0	20	0	0	0,00
2	15,5	20	0	0	0,00
3	52	20	191,99	0	3,50
4	88,5	20	0	0	0,00
5	102,7	20	0	0	0,00

HORARIO

• **PLANO XY**

E(N/m ²)	2,1000E+11
Factor Def	-1,00
Num Secciones	5
Secc Rod A	2
Secc Rod B	4
Reacc en A(N)	70,60
Reacc en B(N)	3,75

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,95E-05	3,025E-07
2	0,01550	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,95E-05	0,000E+00
3	0,05200	0,02000	-74,35	-2,44	-2,58	-0,14	9,00E-06	-3,653E-07
4	0,08850	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,05E-05	0,000E+00
5	0,10270	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,05E-05	1,493E-07



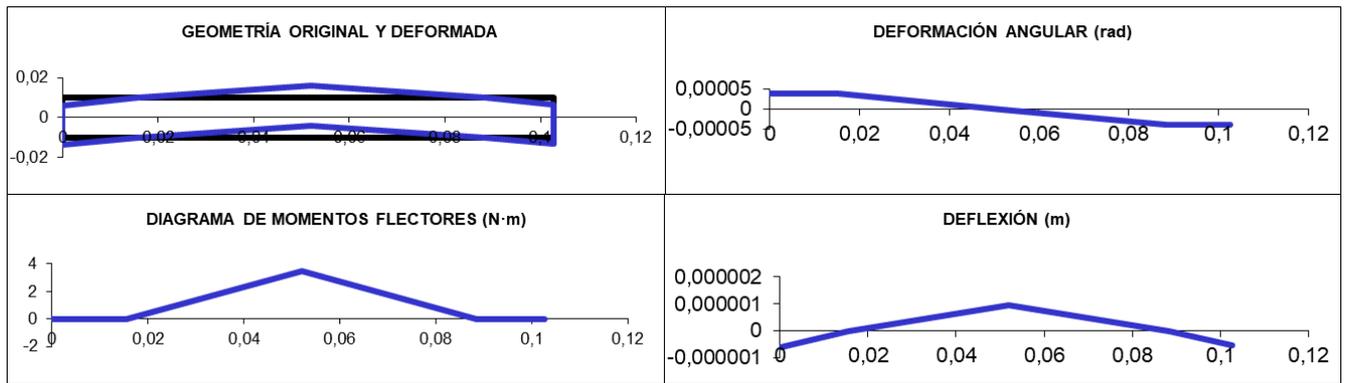
Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	Mz (N·m)
1	0	20	0	0	0,00
2	15,5	20	0	0	0,00
3	52	20	-74,35	-2,44	-2,58
4	88,5	20	0	0	0,00
5	102,7	20	0	0	0,00

• **PLANO XZ**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 5
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 4

Reacc en A(N)	-96,00
Reacc en B(N)	-96,00

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,88E-05	-6,009E-07
2	0,01550	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,88E-05	0,000E+00
3	0,05200	0,02000	191,99	0,00	3,50	3,50	0,00E+00	9,434E-07
4	0,08850	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,88E-05	0,000E+00
5	0,10270	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,88E-05	-5,505E-07



Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	My (N·m)
1	0	20	0	0	0,00
2	15,5	20	0	0	0,00
3	52	20	191,99	0	3,50
4	88,5	20	0	0	0,00
5	102,7	20	0	0	0,00

4.4.3. Cálculo del coeficiente de seguridad a fatiga

Una vez hemos obtenido los momentos tanto en el plano XY como en el plano XZ, procedemos al cálculo del eje a fatiga, habiendo calculado previamente los siguientes parámetros explicados anteriormente:

Resistencia del material		
Material	Acero F-1140	
S _u	900	MPa
S _y	700	MPa

Factores		
k _a	0,744	-
k _b	0,902	-
k _e	0,814	-
S _e	245,64	MPa
ρ _{eje}	1,0	mm
α	0,112	mm
q	0,899	-

Parámetros para k _a	
a	4,51
b	-0,265

Finalmente, obtenemos el coeficiente de seguridad que, como se puede observar, es bastante mayor que el valor de 1.5 que hemos dado por aceptable, por lo que nuestro eje cumplirá a fatiga sin ninguna dificultad.

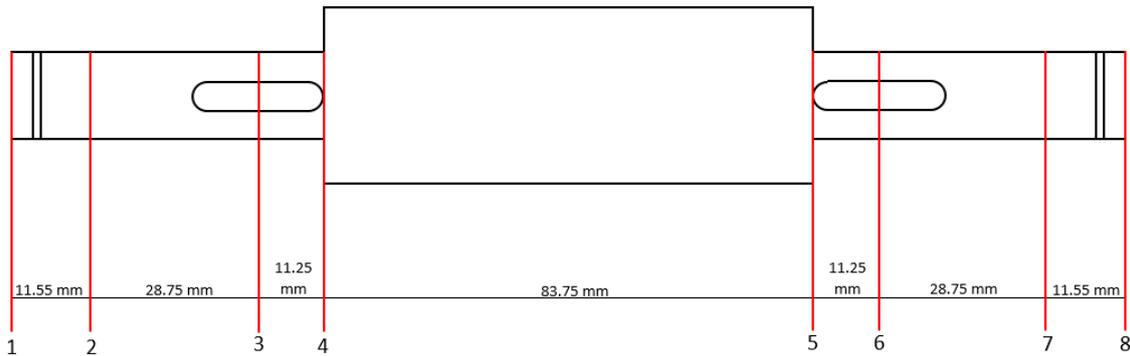
ANTIHORARIO

Sección	d _i (mm)	M _z (N·m)	M _y (N·m)	M (N·m)	k _r	X
1	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
2	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
3	20	-2,58	3,50	4,35	2	22,18
4	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
5	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO

HORARIO

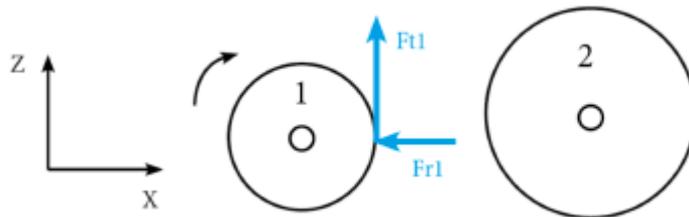
Sección	d _i (mm)	M _z (N·m)	M _y (N·m)	M (N·m)	k _r	X
1	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
2	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
3	20	-2,58	3,50	4,35	2	22,18
4	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
5	20	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO

4.5. DIMENSIONADO DEL EJE INTERMEDIO



NOTA: Las secciones 3 y 6 se corresponden con las secciones donde realizan la fuerza los engranajes.

4.5.1. Determinación de fuerzas actuantes



Las fuerzas actuantes se han calculado a partir de la fuerza tangencial, cuyo valor ya se ha calculado en el apartado 3.7 y del cual se pueden deducir las fuerzas radial y axial mediante las expresiones:

$$F_{radial} = F_{tangencial} \cdot tg(\alpha)$$

$$F_{axial} = F_{tangencial} \cdot tg(\beta)$$

Donde:

- α : Ángulo de presión
- β : Ángulo de la hélice

Obtenemos como resultados de las fuerzas que se ejercen sobre el eje:

ETAPA 1		
Ftangencial	191,99	N
Fradial	74,35	N
Faxial	65,17	N

β	18,75	°
	0,327	rad
α	21,17	°
	0,369	rad

ETAPA 2		
Ftangencial	78,36	N
Fradial	30,35	N
Faxial	26,60	N

Una vez hemos calculado las fuerzas que ejercen los engranajes sobre el eje, calculamos la deflexión sobre el eje de las fuerzas actuantes en los planos XY y XZ para los sentidos antihorario y horario.

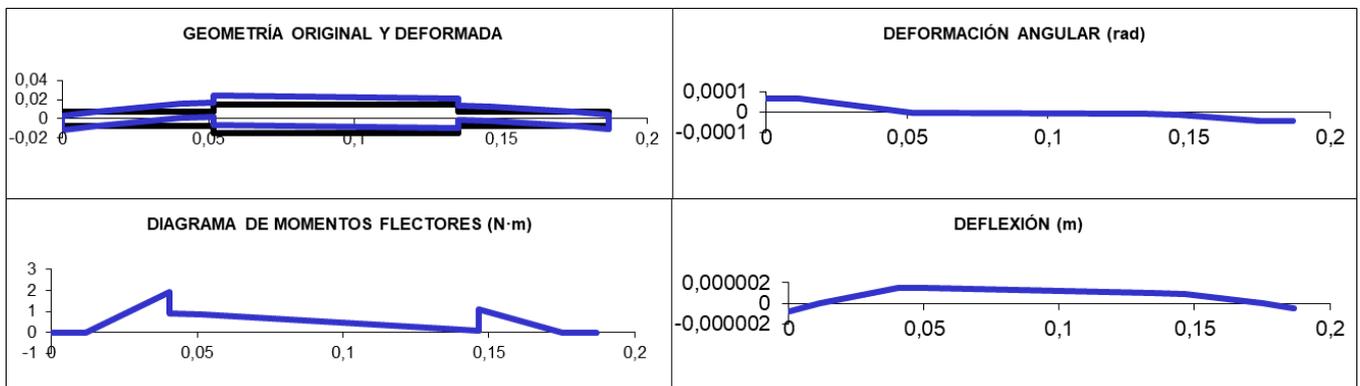
4.5.2. Determinación de reacciones y momentos flectores

ANTIHORARIO

- PLANO XY**

E(N/m ²)	2,1000E+11
Factor Def	-1,00
Num Secciones	8
Secc Rod A	2
Secc Rod B	7
	Reacc en A(N) -66,56
	Reacc en B(N) -38,14

Sección (l)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,84E-05	-7,898E-07
2	0,01155	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,84E-05	0,000E+00
3	0,04030	0,01500	74,35	0,99	1,91	0,92	1,57E-05	1,461E-06
4	0,05155	0,03050	0,00	0,00	0,84	0,84	-3,31E-06	1,528E-06
5	0,13530	0,01500	0,00	0,00	0,18	0,18	-8,09E-06	1,008E-06
6	0,14655	0,01500	30,35	-1,00	0,10	1,10	-1,11E-05	8,985E-07
7	0,17530	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,13E-05	0,000E+00
8	0,18685	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,1319E-05	-4,772E-07



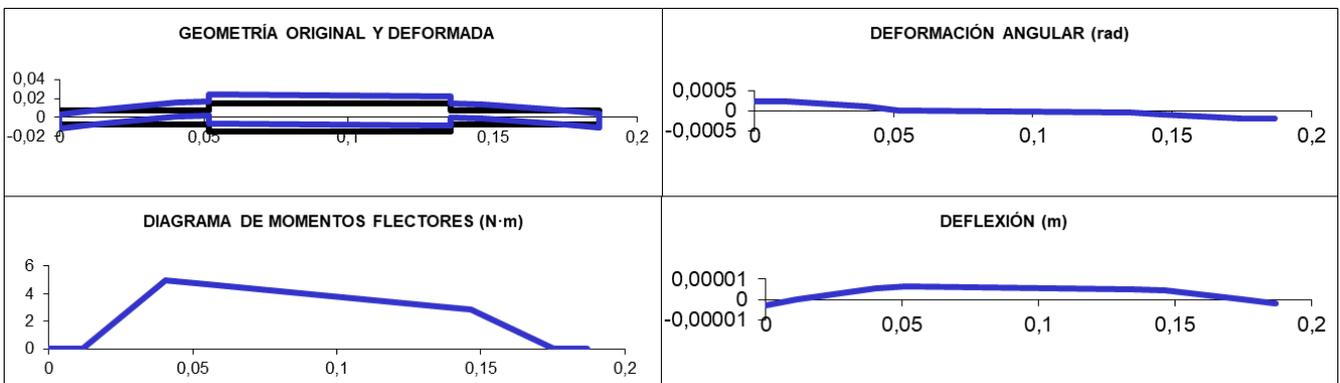
Sección	Cota (mm)	$d_{i,i+1}$ (mm)	F (N)	M (N·m)	Mz (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	11,55	15	0	0	0,00
3	40,3	15	74,35	0,99	1,91
4	51,55	30,5	0	0	0,84
5	135,3	15	0	0	0,18
6	146,55	15	30,35	-1,00	0,10
7	175,3	15	0	0	0,00
8	186,85	15	0	0	0,00

• **PLANO XZ**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 8
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 7

Reacc en A(N)	-172,04
Reacc en B(N)	-98,31

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,44E-04	-2,818E-06
2	0,01155	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,44E-04	0,000E+00
3	0,04030	0,01500	191,99	0,00	4,95	4,95	1,08E-04	5,710E-06
4	0,05155	0,03050	0,00	0,00	4,72	4,72	3,56E-06	6,331E-06
5	0,13530	0,01500	0,00	0,00	3,05	3,05	-3,29E-05	4,992E-06
6	0,14655	0,01500	78,36	0,00	2,83	2,83	-9,63E-05	4,260E-06
7	0,17530	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,74E-04	0,000E+00
8	0,18685	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00017414	-2,011E-06



Sección	Cota (mm)	$d_{i,i+1}$ (mm)	F (N)	M (N·m)	My (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	11,55	15	0	0	0,00
3	40,3	15	191,99	0	4,95
4	51,55	30,5	0	0	4,72
5	135,3	15	0	0	3,05
6	146,55	15	78,36	0	2,83
7	175,3	15	0	0	0,00
8	186,85	15	0	0	0,00

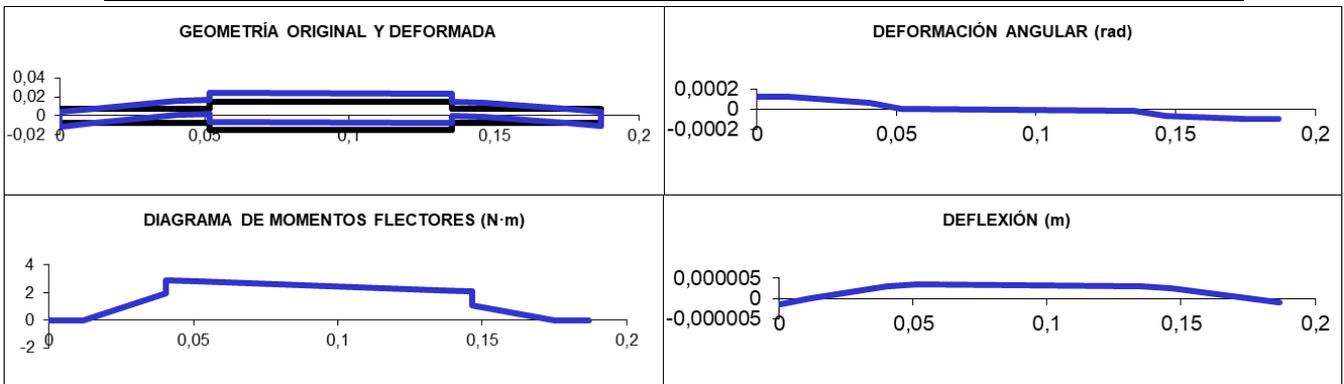
HORARIO

• **PLANO XY**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 8
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 7

Reacc en A(N) -66,69
 Reacc en B(N) -38,01

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,21E-04	-1,393E-06
2	0,01155	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,21E-04	0,000E+00
3	0,04030	0,01500	74,35	-0,99	1,92	2,91	6,78E-05	2,962E-06
4	0,05155	0,03050	0,00	0,00	2,82	2,82	6,06E-06	3,375E-06
5	0,13530	0,01500	0,00	0,00	2,18	2,18	-1,74E-05	2,858E-06
6	0,14655	0,01500	30,35	1,00	2,09	1,09	-6,35E-05	2,401E-06
7	0,17530	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,36E-05	0,000E+00
8	0,18685	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,3562E-05	-1,081E-06



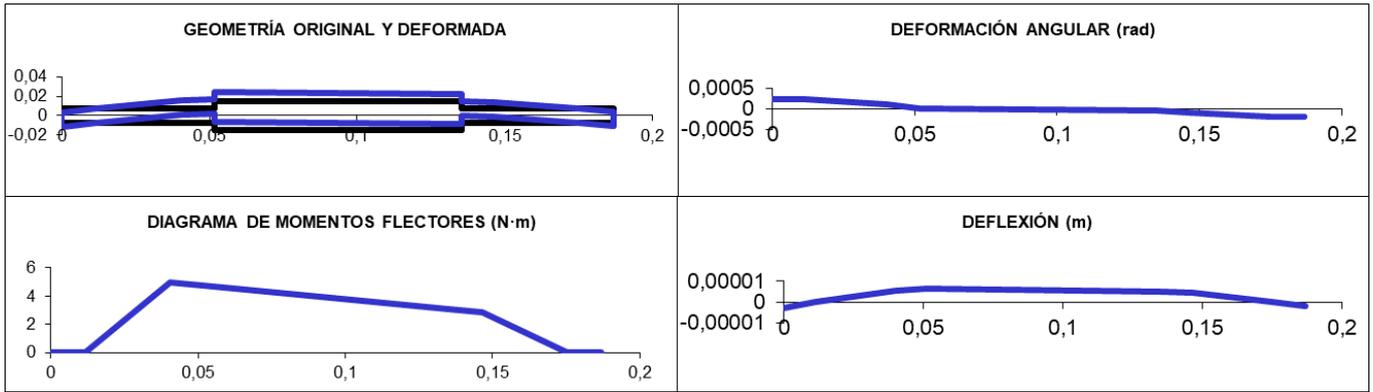
Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N-m)	Mz (N-m)
1	0	15	0	0	0,00
2	11,55	15	0	0	0,00
3	40,3	15	74,35	-0,99	2,91
4	51,55	30,5	0	0	2,82
5	135,3	15	0	0	2,18
6	146,55	15	30,35	1,00	1,09
7	175,3	15	0	0	0,00
8	186,85	15	0	0	0,00

• **PLANO XZ**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 8
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 7

Reacc en A(N) -172,04
 Reacc en B(N) -98,31

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,44E-04	-2,818E-06
2	0,01155	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,44E-04	0,000E+00
3	0,04030	0,01500	191,99	0,00	4,95	4,95	1,08E-04	5,710E-06
4	0,05155	0,03050	0,00	0,00	4,72	4,72	3,56E-06	6,331E-06
5	0,13530	0,01500	0,00	0,00	3,05	3,05	-3,29E-05	4,992E-06
6	0,14655	0,01500	78,36	0,00	2,83	2,83	-9,63E-05	4,260E-06
7	0,17530	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,74E-04	0,000E+00
8	0,18685	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00017414	-2,011E-06



Sección	Cota (mm)	$d_{i,i+1}$ (mm)	F (N)	M (N·m)	M_y (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	11,55	15	0	0	0,00
3	40,3	15	191,99	0	4,95
4	51,55	30,5	0	0	4,72
5	135,3	15	0	0	3,05
6	146,55	15	78,36	0	2,83
7	175,3	15	0	0	0,00
8	186,85	15	0	0	0,00

4.5.3. Cálculo del coeficiente de seguridad a fatiga

Una vez hemos obtenido los momentos tanto en el plano XY como en el plano XZ, procedemos al cálculo del eje a fatiga, habiendo calculado previamente los siguientes parámetros explicados anteriormente:

Resistencia del material		
Material	Acero F-1140	
S_u	900	MPa
S_y	700	MPa

Factores		
k_a	0,744	-
k_b	0,930	-
k_e	0,814	-
k_t	2,5	-
S_e	253,32	MPa
ρ_{eje}	0,5	mm
α	0,112	mm
q	0,817	-

Parámetros para k_a	
a	4,51
b	-0,265

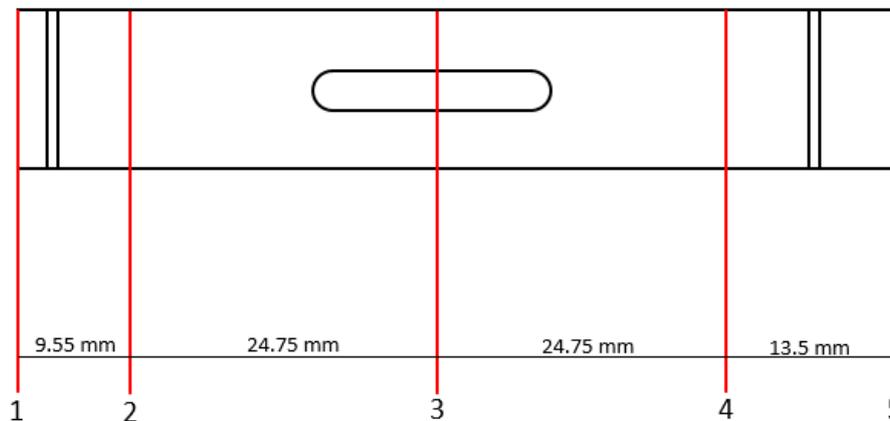
Finalmente, obtenemos el coeficiente de seguridad que, como se puede observar, es bastante mayor que el valor de 1.5 que hemos dado por aceptable, por lo que nuestro eje cumplirá a fatiga sin ninguna dificultad.

ANTIHORARIO

Sección	di (mm)	Mz (N·m)	My (N·m)	M (N·m)	kr	X
1	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
2	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
3	15	1,91	4,95	5,30	2	7,91
4	15	0,84	4,72	4,80	2,23	7,86
5	15	0,18	3,05	3,06	2,23	12,34
6	15	0,10	2,83	2,83	2	14,84
7	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
8	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO

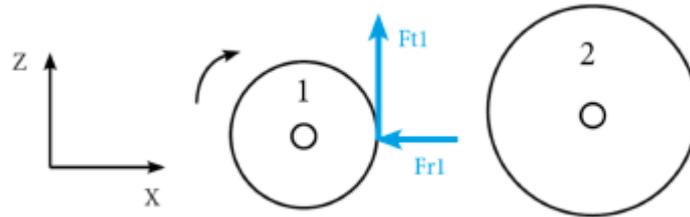
HORARIO

Sección	di (mm)	Mz (N·m)	My (N·m)	M (N·m)	kr	X
1	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
2	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
3	15	2,91	4,95	5,74	2	7,31
4	15	2,82	4,72	5,50	2,23	6,86
5	15	2,18	3,05	3,75	2,23	10,06
6	15	1,09	2,83	3,03	2	13,85
7	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
8	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO

4.6. DIMENSIONADO DEL EJE DE SALIDA

NOTA: La sección 3 se corresponde a la sección donde realizan la fuerza los engranajes.

4.6.1. Determinación de fuerzas actuantes



Las fuerzas actuantes se han calculado a partir de la fuerza tangencial, cuyo valor ya se ha calculado en el apartado 3.7 y del cual se pueden deducir las fuerzas radial y axial mediante las expresiones:

$$F_{radial} = F_{tangencial} \cdot tg(\alpha)$$

$$F_{axial} = F_{tangencial} \cdot tg(\beta)$$

Donde:

- α : Ángulo de presión
- β : Ángulo de la hélice

Obtenemos como resultados de las fuerzas que se ejercen sobre el eje:

ETAPA 1		
F_{tangencial}	191,99	N
F_{radial}	74,35	N
F_{axial}	65,17	N
β	18,75	°
	0,327	rad
α	21,17	°
	0,369	rad

Una vez hemos calculado las fuerzas que ejercen los engranajes sobre el eje, calculamos la deflexión sobre el eje de las fuerzas actuantes en los planos XY y XZ para los sentidos antihorario y horario.

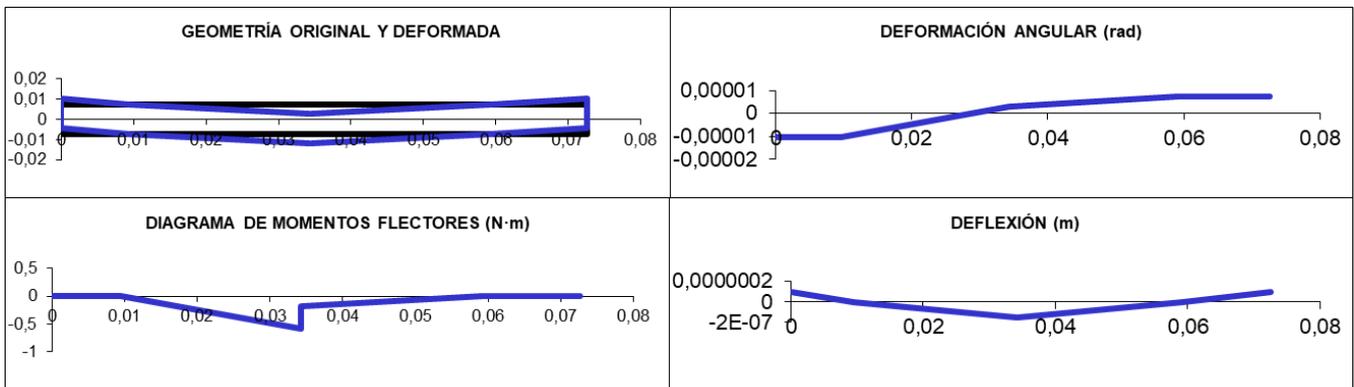
4.6.2. Determinación de reacciones y momentos flectores

ANTIHORARIO

- PLANO XY**

E(N/m ²)	2,1000E+11
Factor Def	-1,00
Num Secciones	5
Secc Rod A	2
Secc Rod B	4
Reacc en A(N)	23,26
Reacc en B(N)	7,09

Sección (l)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,05E-05	1,002E-07
2	0,00955	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,05E-05	0,000E+00
3	0,03430	0,01500	-30,35	-0,40	-0,58	-0,18	3,16E-06	-1,470E-07
4	0,05905	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33E-06	0,000E+00
5	0,07255	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33E-06	9,889E-08

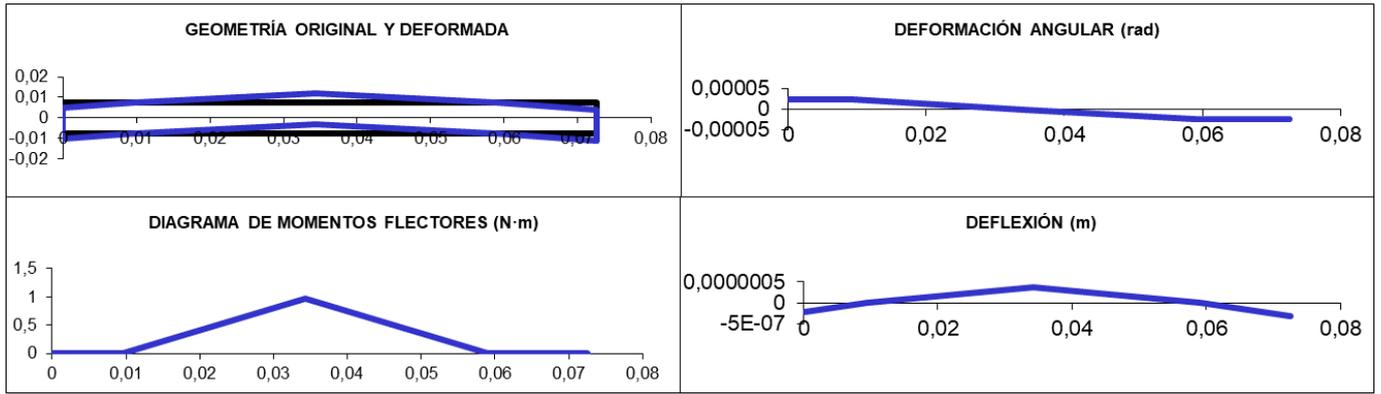


Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	Mz (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	9,55	15	0	0	0,00
3	34,3	15	-30,35	-0,40	-0,58
4	59,05	15	0	0	0,00
5	72,55	15	0	0	0,00

- PLANO XZ**

E(N/m ²)	2,1000E+11
Factor Def	-1,00
Num Secciones	5
Secc Rod A	2
Secc Rod B	4
Reacc en A(N)	-39,18
Reacc en B(N)	-39,18

Sección (l)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,30E-05	-2,196E-07
2	0,00955	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,30E-05	0,000E+00
3	0,03430	0,01500	78,36	0,00	0,97	0,97	3,39E-21	3,794E-07
4	0,05905	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,30E-05	0,000E+00
5	0,07255	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,30E-05	-3,104E-07



Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	My (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	9,55	15	0	0	0,00
3	34,3	15	78,36	0	0,97
4	59,05	15	0	0	0,00
5	72,55	15	0	0	0,00

HORARIO

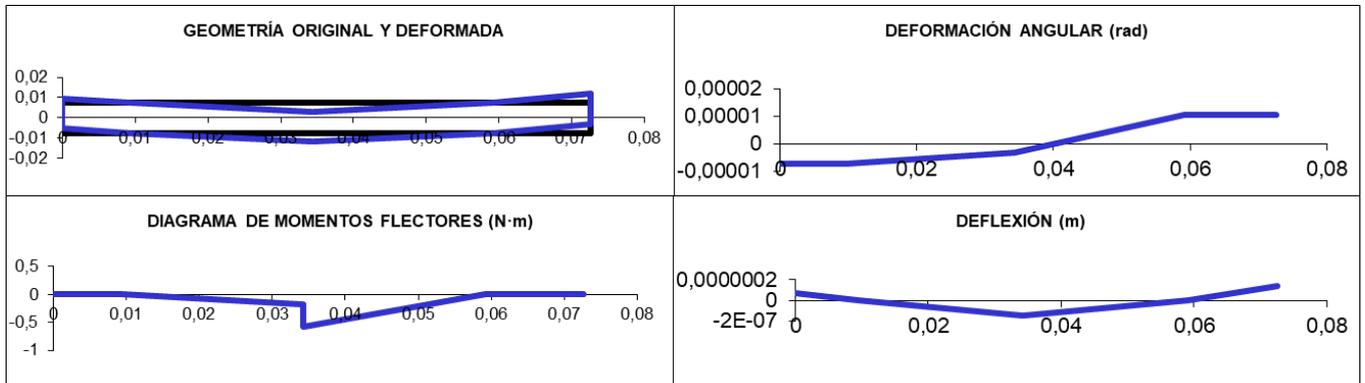
• **PLANO XY**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 5
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 4

Reacc en A(N) 7,09
 Reacc en B(N) 23,26



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,33E-06	6,996E-08
2	0,00955	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,33E-06	0,000E+00
3	0,03430	0,01500	-30,35	0,40	-0,18	-0,58	-3,16E-06	-1,470E-07
4	0,05905	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,05E-05	0,000E+00
5	0,07255	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,05E-05	1,416E-07



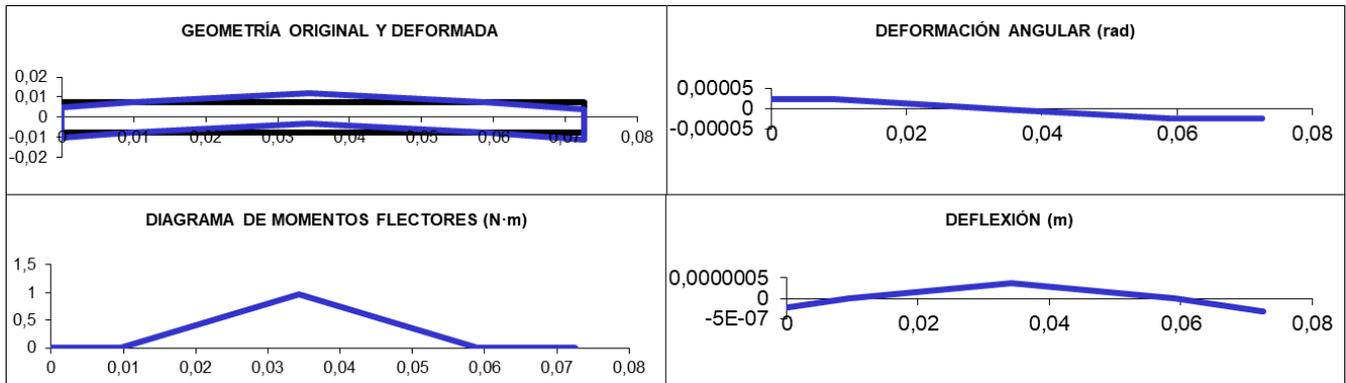
Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	Mz (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	9,55	15	0	0	0,00
3	34,3	15	-30,35	0,40	-0,58
4	59,05	15	0	0	0,00
5	72,55	15	0	0	0,00

• **PLANO XZ**

E(N/m²) 2,1000E+11
 Factor Def -1,00
 Num Secciones 5
 Secc Rod A 2
 Secc Rod B 4

Reacc en A(N)	-39,18
Reacc en B(N)	-39,18

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,30E-05	-2,196E-07
2	0,00955	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,30E-05	0,000E+00
3	0,03430	0,01500	78,36	0,00	0,97	0,97	3,39E-21	3,794E-07
4	0,05905	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,30E-05	0,000E+00
5	0,07255	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,30E-05	-3,104E-07



Sección	Cota (mm)	di,i+1 (mm)	F (N)	M (N·m)	My (N·m)
1	0	15	0	0	0,00
2	9,55	15	0	0	0,00
3	34,3	15	78,36	0	0,97
4	59,05	15	0	0	0,00
5	72,55	15	0	0	0,00

4.6.3. Cálculo del coeficiente de seguridad a fatiga

Una vez hemos obtenido los momentos tanto en el plano XY como en el plano XZ, procedemos al cálculo del eje a fatiga, habiendo calculado previamente los siguientes parámetros explicados anteriormente:

Resistencia del material		
Material	Acero F-1140	
S_u	900	MPa
S_y	700	MPa

Factores		
k_a	0,744	-
k_b	0,930	-
k_e	0,814	-
S_e	253,32	MPa
ρ_{eje}	0,5	mm
α	0,112	mm
q	0,817	-

Parámetros para k _a	
a	4,51
b	-0,265

Finalmente, obtenemos el coeficiente de seguridad que, como se puede observar, es bastante mayor que el valor de 1.5 que hemos dado por aceptable, por lo que nuestro eje cumplirá a fatiga sin ninguna dificultad.

ANTIHORARIO

Sección	d _i (mm)	M _z (N·m)	M _y (N·m)	M (N·m)	k _f	X
1	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
2	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
3	15	-0,58	0,97	1,13	2	37,22
4	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
5	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO

HORARIO

Sección	d _i (mm)	M _z (N·m)	M _y (N·m)	M (N·m)	k _f	X
1	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
2	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
3	15	-0,58	0,97	1,13	2	37,22
4	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO
5	15	0,00	0,00	0,00	1	INFINITO

5. DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS

5.1. CRITERIOS DE CÁLCULO

Los rodamientos son los encargados de soportar los árboles o ejes y reducir la fricción de manera que sea la menor posible.

Los rodamientos se van a calcular para una vida de 10.000 horas, que es lo recomendado para una máquina con servicio interrumpido de una media de 8 horas diarias.

Los rodamientos que se han seleccionado son de la marca SKF.

Como hemos mencionado anteriormente, para el diseño de los ejes se han seleccionado una serie de rodamientos lo suficientemente grandes como para soportar sin problema alguno las fuerzas generadas por los engranajes, los cuales son los que calcularemos primero y comprobaremos que, efectivamente, deberíamos seleccionar un rodamiento con unas características menores ya que no precisamos de unos valores demasiado grandes.

El cálculo se va a realizar de la siguiente forma:

- Cálculo de la fuerza equivalente:
 - Rodamientos rígidos de bolas.

$$F_{EQ} = X \cdot F_{RADIAL} + Y \cdot F_{AXIAL}$$

Donde X e Y, son factores de carga radial equivalente. En el anexo de tablas y en los Excel aparecen estos valores.

- Rodamientos de rodillos cilíndricos.

$$F_{EQ} = F_{RADIAL}$$

Todas estas fuerzas equivalentes, a su vez están multiplicadas por un coeficiente:

- 2.5 para rodamientos de bolas.
- 1.7 para rodillos cilíndricos.

- Cálculo de la vida en ciclos:

$$L = n^{\circ} \text{ de horas de vida} \cdot 60 \cdot \omega$$

Donde:

ω = velocidad angular del árbol al que está unido el rodamiento

Se ha seleccionado un valor de 10000 horas.

- Factor de corrección por fiabilidad a_1 :

Para una fiabilidad del 99% $a_1 = 0,25$

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

- Cálculo del coeficiente a_{ISO} :

Para el cálculo de este coeficiente, primero es necesario calcular la viscosidad (ν_1), que es función del diámetro medio y la velocidad angular del rodamiento:

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

Posteriormente, se calcula la viscosidad de trabajo (ν), que depende del lubricante seleccionado para los rodamientos. En nuestro caso, va a ser el mismo que el que lubrica los engranajes.

Para una temperatura de trabajo de 75 °C, $\nu = 58 \text{ mm}^2/\text{s}$, para el lubricante VG 320.

Finalmente, el cálculo de a_{ISO} se realiza mediante una gráfica, donde hay que darles unos valores de entrada que son $K = \nu/\nu_1$ y otro valor de la ecuación:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$$

Donde P_u es la carga límite del material, η_c factor de contaminación que hemos seleccionado y F_{eq} corresponde a la fuerza equivalente.

5.2. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE ENTRADA

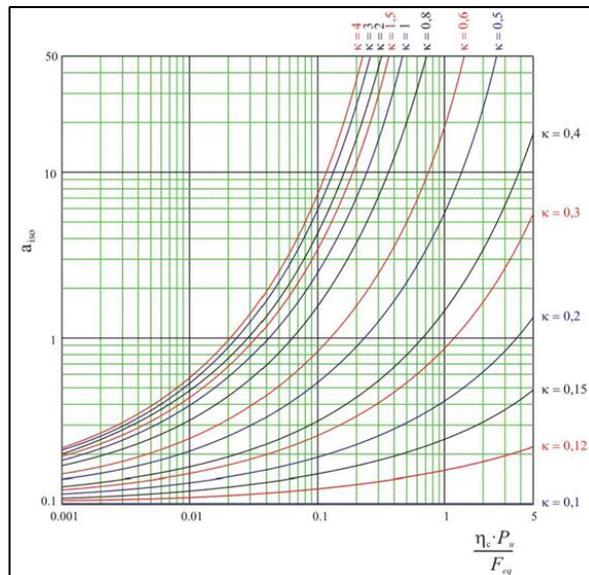
Para el diseño de los ejes, se seleccionó un rodamiento como se mencionó anteriormente, rodamiento que se va a calcular como primera opción y, en caso de que no se adapte a nuestras necesidades, proceder a la selección de otro con unas características que se adapten a las requeridas.

RODAMIENTO EJE ENTRADA		
Ref.	62304-2RS1	
d	20	mm
D	52	mm
B	21	mm
r _{1,2}	1,1	mm
C	15,9	kN
C ₀	7,8	kN
P _u	0,335	kN
f ₀	12	-
V _{ref}	-	rpm
V _{lím}	9500	rpm

Para el cálculo de las fuerzas equivalentes se ha empleado la siguiente gráfica:

$f_0 \cdot F_a / C_0$	e	$F_a / F_r > e$	
		x	y
0.3	0.22	0.56	2.00
0.5	0.24	0.56	1.80
0.9	0.28	0.56	1.58
1.6	0.32	0.56	1.40
3.0	0.36	0.56	1.20
6.0	0.43	0.56	1.00

Para el cálculo de a_{ISO} se ha empleado la siguiente gráfica:



ANTIHORARIO

RODAMIENTO 1

R_{YA}	3,75	N
R_{ZA}	-96,00	N
F_{RadA}	96,07	N
F_{AxA}	0,00	N

RODAMIENTO 2

R_{YB}	70,60	N
R_{ZB}	-96,00	N
F_{RadB}	119,17	N
F_{AxB}	65,17	N

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a_{iso}

d_m	36	mm
v₁	13,693	mm ² /s
κ	4,251	-
(f₀·F_a)/C₀	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

CÁLCULO a_{iso}

d_m	36	mm
v₁	13,693	mm ² /s
κ	4,251	-
(f₀·F_a)/C₀	0,100	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,547	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	96,073	N
------------------------	--------	---

F_{equ}	197,073	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	1,395	-
κ	4,251	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,680	-
κ	4,251	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	503,57	N
------------------------	--------	---

C_{nec}	1032,95	N
------------------------	---------	---

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

SELECCIÓN DE OTRO RODAMIENTO

R_{YA}	3,75	N
R_{ZA}	-96,00	N
F_{RadA}	96,07	N
F_{AxA}	0,00	N

R_{YB}	70,60	N
R_{ZB}	-96,00	N
F_{RadB}	119,17	N
F_{AxB}	65,17	N

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	26	mm
v₁	16,113	mm ² /s
κ	3,613	-
(f_o·F_a)/C_o	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	26	mm
v₁	16,113	mm ² /s
κ	3,613	-
(f_o·F_a)/C_o	0,407	-
e	0,24	-
F_{ax}/F_{rad}	0,547	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	1,80	-

F_{equ}	96,073	N
------------------------	--------	---

F_{equ}	184,039	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,433	-
κ	3,613	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,226	-
κ	3,613	-

a_{iso}	50,00	-
------------------------	-------	---

a_{iso}	30,00	-
------------------------	-------	---

C_{nec}	503,57	N
------------------------	--------	---

C_{nec}	1143,70	N
------------------------	---------	---

C_{nec} < C CUMPLE

C_{nec} < C CUMPLE

HORARIO

RODAMIENTO 1

R_{YA}	70,60	N
R_{ZA}	-96,00	N
F_{RadA}	119,17	N
F_{AxA}	65,17	N

RODAMIENTO 2

R_{YB}	3,75	N
R_{ZB}	-96,00	N
F_{RadB}	96,07	N
F_{AxB}	0,00	N

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a_{iso}

d_m	36	mm
v₁	13,693	mm ² /s
κ	4,251	-
(f_o·F_a)/C_o	0,100	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,547	-

CÁLCULO a_{iso}

d_m	36	mm
v₁	13,693	mm ² /s
κ	4,251	-
(f_o·F_a)/C_o	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	197,073	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	96,073	N
------------------------	--------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,680	-
κ	4,251	-

η_c·P_u/F_{equ}	1,395	-
κ	4,251	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1032,95	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	503,57	N
------------------------	--------	---

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

SELECCIÓN DE OTRO RODAMIENTO

R_{YA}	70,60	N
R_{ZA}	-96,00	N
F_{RadA}	119,17	N
F_{AxA}	65,17	N

R_{YB}	3,75	N
R_{ZB}	-96,00	N
F_{RadB}	96,07	N
F_{AxB}	0,00	N

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	3000	rpm
d_{eje}	20	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

L	1,80E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	26	mm
v₁	16,113	mm ² /s
κ	3,613	-
(f_o·F_a)/C_o	0,407	-
e	0,24	-
F_{ax}/F_{rad}	0,547	-

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	26	mm
v₁	16,113	mm ² /s
κ	3,613	-
(f_o·F_a)/C_o	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	1,80	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	184,039	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	96,073	N
------------------------	--------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,226	-
κ	3,613	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,433	-
κ	3,613	-

a_{iso}	30,00	-
------------------------	-------	---

a_{iso}	50,00	-
------------------------	-------	---

C_{nec}	1143,70	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	503,57	N
------------------------	--------	---

C_{nec} < C CUMPLE

C_{nec} < C CUMPLE

Finalmente, los rodamientos empleados para el eje de entrada son:

RODAMIENTOS SELECCIONADOS					
RODAMIENTO 1			RODAMIENTO 2		
RODAMIENTO EJE ENTRADA			RODAMIENTO EJE ENTRADA		
Ref.	61804		Ref.	61804	
d	20	mm	d	20	mm
D	32	mm	D	32	mm
B	7	mm	B	7	mm
r_{1,2}	0,3	mm	r_{1,2}	0,3	mm
C	4,03	kN	C	4,03	kN
Co	2,32	kN	Co	2,32	kN
P_u	0,104	kN	P_u	0,104	kN
f_o	14,5	-	f_o	14,5	-
V_{ref}	45000	rpm	V_{ref}	45000	rpm
V_{lím}	18000	rpm	V_{lím}	18000	rpm

Para estos nuevos rodamientos, se calcula la vida de los mismos invirtiendo el proceso que hemos realizado anteriormente.

VIDA DE LOS RODAMIENTOS					
RODAMIENTO 1			RODAMIENTO 2		
a₁	0,25	-	a₁	0,25	-
a_{iso}	30	-	a_{iso}	30	-
F_{equ}	184,039	N	F_{equ}	184,039	N
n	3000	rpm	n	3000	rpm
n	180000	rph	n	180000	h
L	7,875E+10	rev	L	7,875E+10	rev
L	437499	horas	L	437499	horas

5.3. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE INTERMEDIO

El procedimiento que se ha realizado anteriormente es el mismo que se ha realizado a su vez con el eje intermedio, de tal forma que la única diferencia fue la selección de un rodamiento distinto para el diseño del eje.

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	62302-2RS1	
d	15	mm
D	42	mm
B	17	mm
r_{1,2}	1	mm
C	11,4	kN
Co	5,4	kN
P_u	0,228	kN
f_o	12	-
V_{ref}	-	rpm
V_{lím}	12000	rpm

ANTIHORARIO

RODAMIENTO 3

R_{YA}	-66,56	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	184,47	N
F_{AxA}	65,17	N

RODAMIENTO 4

R_{YB}	-38,14	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	105,45	N
F_{AxB}	26,60	N

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	9,785	mm ² /s
κ	5,949	-
(f_o·F_a)/C_o	0,145	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,353	-

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	9,785	mm ² /s
κ	5,949	-
(f_o·F_a)/C_o	0,059	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,252	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	233,641	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	112,252	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,390	-
κ	5,949	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,812	-
κ	5,949	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1656,22	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	795,72	N
------------------------	--------	---

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

SELECCIÓN DE OTRO RODAMIENTO

R_{YA}	-66,56	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	184,47	N
F_{AxA}	65,17	N

R_{YB}	-38,14	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	105,45	N
F_{AxB}	26,60	N

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	11,266	mm ² /s
κ	5,167	-
(f_o·F_a)/C_o	0,416	-
e	0,24	-
F_{ax}/F_{rad}	0,353	-

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	11,266	mm ² /s
κ	5,167	-
(f_o·F_a)/C_o	0,170	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,252	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	1,80	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	220,607	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	112,252	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,172	-
κ	5,167	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,339	-
κ	5,167	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1563,82	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	795,72	N
------------------------	--------	---

C_{nec} < C CUMPLE

C_{nec} < C CUMPLE

HORARIO

RODAMIENTO 3

R_{YA}	-66,69	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	184,51	N
F_{AxA}	0,00	N

RODAMIENTO 4

R_{YB}	-38,01	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	105,40	N
F_{AxB}	38,57	N

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	9,785	mm ² /s
κ	5,949	-
(f₀·F_a)/C₀	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	9,785	mm ² /s
κ	5,949	-
(f₀·F_a)/C₀	0,086	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,366	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	184,514	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	136,165	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,494	-
κ	5,949	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,670	-
κ	5,949	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1307,97	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	965,24	N
------------------------	--------	---

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

SELECCIÓN DE OTRO RODAMIENTO

R_{YA}	-66,69	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	184,51	N
F_{AxA}	0,00	N

R_{YB}	-38,01	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	105,40	N
F_{AxB}	38,57	N

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	7421	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

L	4,45E+09	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	11,266	mm ² /s
κ	5,167	-
(f₀·F_a)/C₀	0	-
e	0,22	-
F_{Ax}/F_{Rad}	0	-

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	11,266	mm ² /s
κ	5,167	-
(f₀·F_a)/C₀	0,246	-
e	0,24	-
F_{Ax}/F_{Rad}	0,366	-

Si e < F _{Ax} /F _{Rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F _{Ax} /F _{Rad}		
x	0,56	-
y	1,80	-

F_{equ}	184,514	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	128,451	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,206	-
κ	5,167	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,296	-
κ	5,167	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1307,97	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	910,55	N
------------------------	--------	---

C_{nec} < C CUMPLE

C_{nec} < C CUMPLE

Finalmente, los rodamientos empleados para el eje de entrada son:

RODAMIENTOS SELECCIONADOS					
RODAMIENTO 3			RODAMIENTO 4		
RODAMIENTO EJE INTERMEDIO			RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902		Ref.	61902	
d	15	mm	d	15	mm
D	28	mm	D	28	mm
B	7	mm	B	7	mm
r_{1,2}	0,3	mm	r_{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN	C	4,36	kN
Co	2,24	kN	Co	2,24	kN
P_u	0,095	kN	P_u	0,095	kN
f_o	14,3	-	f_o	14,3	-
V_{ref}	56000	rpm	V_{ref}	56000	rpm
V_{lím}	34000	rpm	V_{lím}	34000	rpm

Para estos nuevos rodamientos, se calcula la vida de los mismos invirtiendo el proceso que hemos realizado anteriormente.

VIDA DE LOS RODAMIENTOS					
RODAMIENTO 3			RODAMIENTO 4		
a₁	0,25	-	a₁	0,25	-
a_{iso}	50	-	a_{iso}	50	-
F_{equ}	220,607	N	F_{equ}	128,451	N
n	7421	rpm	n	7421	rpm
n	445260	rph	n	445260	h
L	9,650E+10	rev	L	4,888E+11	rev
L	216718	horas	L	1097845	horas

5.4. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA

El procedimiento que se ha realizado anteriormente es el mismo que se ha realizado a su vez con el eje de salida, de tal forma que la única diferencia fue la selección de un rodamiento distinto para el diseño del eje.

RODAMIENTO EJE SALIDA		
Ref.	6302-RSL	
d	15	mm
D	42	mm
B	13	mm
r_{1,2}	1	mm
C	11,9	kN
C₀	5,4	kN
P_u	0,228	kN
f₀	12	-
V_{ref}	38000	rpm
V_{lím}	24000	rpm

ANTIHORARIO**RODAMIENTO 5**

R_{YA}	23,26	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	173,61	N
F_{AxA}	26,60	N

RODAMIENTO 6

R_{YB}	7,09	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	98,57	N
F_{AxB}	0,00	N

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	6,221	mm ² /s
κ	9,356	-
(f_o·F_a)/C_o	0,059	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,153	-

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	6,221	mm ² /s
κ	9,356	-
(f_o·F_a)/C_o	0,0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,0	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	173,605	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	98,565	N
------------------------	--------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,525	-
κ	9,356	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,925	-
κ	9,356	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1664,35	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	944,94	N
------------------------	--------	---

C_{nec} <<<< C CAMBIAR**C_{nec} <<<< C CAMBIAR**

SELECCIÓN DE OTRO RODAMIENTO

R_{YA}	23,26	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	173,61	N
F_{AxA}	26,60	N

R_{YB}	7,09	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	98,57	N
F_{AxB}	0,00	N

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	7,163	mm ² /s
κ	8,126	-
(f₀·F_a)/C₀	0,170	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,153	-

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	7,163	mm ² /s
κ	8,126	-
(f₀·F_a)/C₀	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	173,605	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	98,565	N
------------------------	--------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,219	-
κ	8,126	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,386	-
κ	8,126	-

a_{iso}	50,00	-
------------------------	-------	---

a_{iso}	50,00	-
------------------------	-------	---

C_{nec}	1664,35	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	944,94	N
------------------------	--------	---

C_{nec} < C CUMPLEC_{nec} < C CUMPLE

HORARIO

RODAMIENTO 5

R_{YA}	7,09	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	172,19	N
F_{AxA}	0,00	N

RODAMIENTO 6

R_{YB}	23,26	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	101,02	N
F_{AxB}	26,60	N

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS

L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	6,221	mm ² /s
κ	9,356	-
(f_o·F_a)/C_o	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

CÁLCULO a_{iso}

d_m	28,5	mm
v₁	6,221	mm ² /s
κ	9,356	-
(f_o·F_a)/C_o	0,059	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,263	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F_{ax}/F_{rad}

x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	172,186	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	109,774	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,530	-
κ	9,356	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,831	-
κ	9,356	-

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

a_{iso}	50	-
------------------------	----	---

C_{nec}	1650,74	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	1052,39	N
------------------------	---------	---

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

C_{nec} <<<< C CAMBIAR

SELECCIÓN DE OTRO RODAMIENTO

R_{YA}	7,09	N
R_{ZA}	-172,04	N
F_{RadA}	172,19	N
F_{AxA}	0,00	N

R_{YB}	23,26	N
R_{ZB}	-98,31	N
F_{RadB}	101,02	N
F_{AxB}	26,60	N

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

DATOS		
L	10000	h
a₁	0,25	-
n	18357	rpm
d_{eje}	15	mm
q	3	-
v_{40°C}	320	mm ² /s
v_{100°C}	25	mm ² /s
T_{trabajo}	75	°C
η_c	0,4	-

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

L	1,10E+10	rev
----------	----------	-----

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

T_a	40	°C
T_b	100	°C
B	3,280	-
A	8,584	-
v_{75°C}	58,208	mm ² /s

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	7,163	mm ² /s
κ	8,126	-
(f₀·F_a)/C₀	0	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0	-

CÁLCULO a _{iso}		
d_m	21,5	mm
v₁	7,163	mm ² /s
κ	8,126	-
(f₀·F_a)/C₀	0,170	-
e	0,22	-
F_{ax}/F_{rad}	0,263	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

Si e < F _{ax} /F _{rad}		
x	0,56	-
y	2,00	-

F_{equ}	172,186	N
------------------------	---------	---

F_{equ}	109,774	N
------------------------	---------	---

η_c·P_u/F_{equ}	0,221	-
κ	8,126	-

η_c·P_u/F_{equ}	0,346	-
κ	8,126	-

a_{iso}	50,00	-
------------------------	-------	---

a_{iso}	50,00	-
------------------------	-------	---

C_{nec}	1650,74	N
------------------------	---------	---

C_{nec}	1052,39	N
------------------------	---------	---

C_{nec} < C CUMPLE

C_{nec} < C CUMPLE

Finalmente, los rodamientos empleados para el eje de entrada son:

RODAMIENTOS SELECCIONADOS

RODAMIENTO 5

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r_{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
Co	2,24	kN
Pu	0,095	kN
fo	14,3	-
V_{ref}	56000	rpm
V_{lím}	34000	rpm

RODAMIENTO 6

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r_{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
Co	2,24	kN
Pu	0,095	kN
fo	14,3	-
V_{ref}	56000	rpm
V_{lím}	34000	rpm

Para estos nuevos rodamientos, se calcula la vida de los mismos invirtiendo el proceso que hemos realizado anteriormente.

VIDA DE LOS RODAMIENTOS

RODAMIENTO 5

a₁	0,25	-
a_{iso}	50	-
F_{equ}	173,605	N
n	18357	rpm
n	1101420	rph

L	1,980E+11	rev
----------	-----------	-----

L	179774	horas
----------	--------	-------

RODAMIENTO 6

a₁	0,25	-
a_{iso}	50	-
F_{equ}	109,774	N
n	18357	rpm
n	1101420	h

L	7,832E+11	rev
----------	-----------	-----

L	711088	horas
----------	--------	-------

6. DIMENSIONADO DE LAS UNIONES A TORSIÓN

6.1. CRITERIO DE CÁLCULO

Para asegurar una buena unión a torsión, como mínimo, se considera una longitud mayor de un 50% que el diámetro del eje. La longitud de la chaveta tiene que ser $\geq 1,5 d$.

$$L = 1.5 \cdot d$$

6.2. CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA

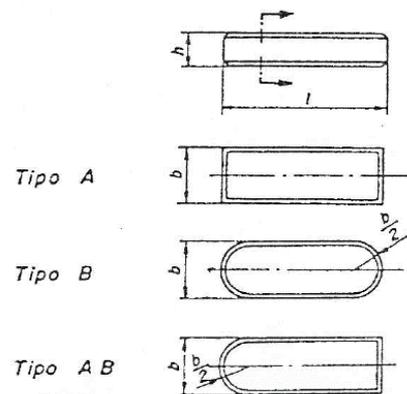
$$L_{\text{chavetero entrada}} = 1.5 \cdot d_{\text{eje entrada}}$$

$$L_{\text{chavetero entrada}} = 1.5 \cdot 20$$

$$L_{\text{chavetero entrada}} = 30 \text{ mm}$$

Adoptaremos una longitud de 30 mm. Por lo que aumentaremos ligeramente el ancho del engranaje en la etapa 1.

CHAVETA EJE ENTRADA		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	6	mm
h	6	mm
b ₁	0,25	mm
L	30	mm



6.3. CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO

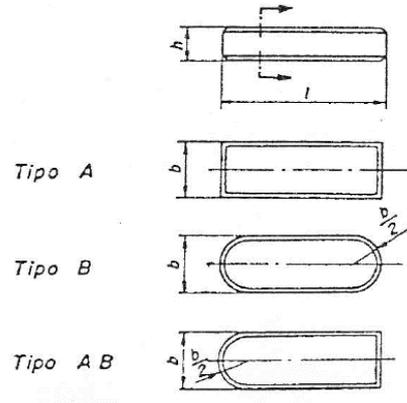
$$L_{\text{chavetero entrada}} = 1.5 \cdot d_{\text{eje entrada}}$$

$$L_{\text{chavetero entrada}} = 1.5 \cdot 15$$

$$L_{\text{chavetero entrada}} = 22.5 \text{ mm}$$

Adoptaremos una longitud de 22 mm. Por lo que aumentaremos ligeramente el ancho del engranaje en la etapa 1.

CHAVETA EJE INTERMEDIO		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	5	mm
h	5	mm
b₁	0,25	mm
L	22	mm



6.4. CHAVETA DEL EJE DE SALIDA

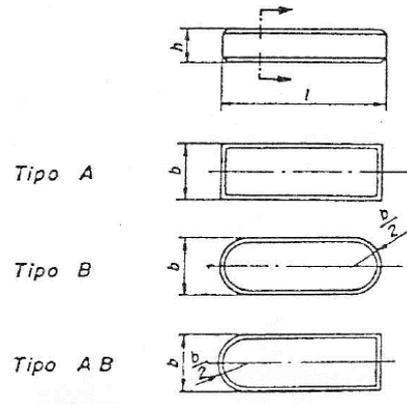
$$L_{chavetero\ entrada} = 1.5 \cdot d_{eje\ entrada}$$

$$L_{chavetero\ entrada} = 1.5 \cdot 15$$

$$L_{chavetero\ entrada} = 22.5\ mm$$

Adoptaremos una longitud de 22 mm. Por lo que aumentaremos ligeramente el ancho del engranaje en la etapa 1.

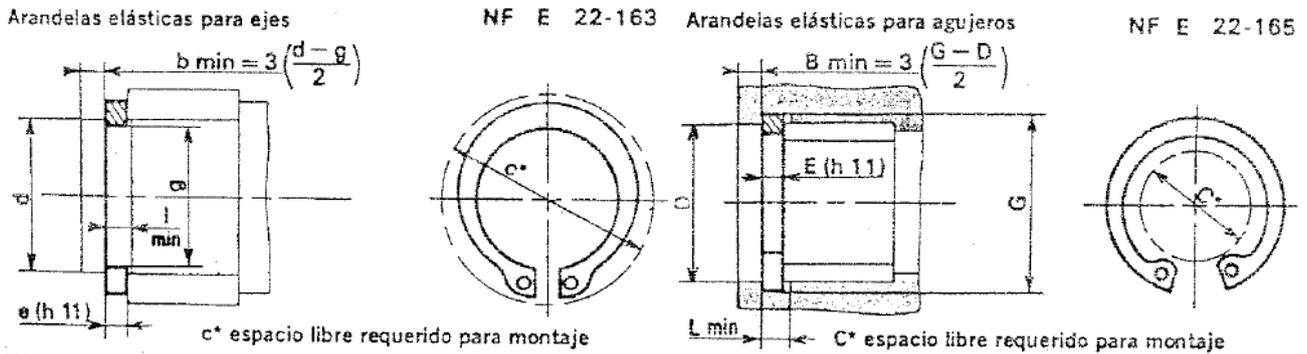
CHAVETA EJE SALIDA		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	5	mm
h	5	mm
b₁	0,25	mm
L	22	mm



7. DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES DE SUJECCIÓN

7.1. CRITERIO DE SELECCIÓN

Se ha seleccionado de la siguiente tabla, las arandelas elásticas que se adecuan al diámetro de nuestros ejes y a partir de las cuales hemos diseñado los mismos.



d	e	c	l	g	Tol. g	d	e	c	l	g	Tol. g	D	E	C	L	G	Tol. G	D	E	C	L	G	Tol. G
5	0.6	10.7	0.7	4.8	0	35	1.50	47.2	1.60	33	0	10	1	3.7	1.1	10.4	0	52	2	37.6	2.15	55	0
8	0.7	12.2	0.8	5.7	-0.075	40	1.75	53	1.85	37.5	0	12	1	4.7	1.1	12.5	0	55	2	40.4	2.15	58	0
8	0.8	15.2	0.9	7.8	0	45	1.75	59.4	1.85	42.5	0	15	1	7	1.1	15.7	0	60	2	44.4	2.15	63	0
10	1	17.6	1.1	9.6	-0.09	50	2	64.8	2.15	47	-0.25	17	1	8.4	1.1	17.8	0	62	2	46.4	2.15	65	+0.30
12	1	19.6	1.1	11.5	0	55	2	70.4	2.15	52	0	20	1	10.6	1.1	21	+0.21	65	2.5	48.8	2.65	68	0
14	1	22	1.1	13.4	0	60	2	75.8	2.15	57	0	25	1.2	15	1.3	26.2	0	70	2.5	53.4	2.65	73	0
15	1	23.2	1.1	14.3	0	65	2.5	81.6	2.65	62	0	30	1.2	19.4	1.3	31.4	0	72	2.5	55.4	2.65	75	0
16	1	24.4	1.1	15.2	-0.11	70	2.5	87.2	2.65	67	-0.30	32	1.2	20.2	1.3	33.7	0	75	2.5	58.4	2.65	78	0
17	1	25.6	1.1	16.2	0	75	2.5	92.8	2.65	72	0	35	1.5	23.2	1.6	37	+0.25	80	2.5	62	2.65	83.5	0
18	1.2	26.8	1.3	17	0	80	2.5	98.2	2.65	76.5	0	40	1.75	27.4	1.85	42.5	0	85	3	66.8	3.15	86.5	+0.35
20	1.2	29	1.3	19	0	85	3	104	3.15	81.5	0	45	1.75	31.6	1.85	47.5	0	90	3	71.8	3.15	93.5	0
25	1.2	34.8	1.3	23.9	-0.21	90	3	109	3.15	86.5	-0.35	47	1.75	33.2	1.85	49.5	+0.30	100	3	81	3.15	103.5	+0.54
30	1.5	41	1.8	28.6	0	100	3	121	3.15	96.5	0	50	2	36	2.15	53	0	110	4	88.2	4.15	114	0

7.2. ARANDELAS ELÁSTICAS DEL EJE DE ENTRADA

Para un diámetro de 20 mm.

ARANDELA EJE ENTRADA		
Ref.	NF E 22-163	
d	20	mm
e	1,2	mm
c	29	mm
l	1,3	mm
g	19	mm
b	1,5	mm

7.3. ARANDELAS ELÁSTICAS DEL EJE INTERMEDIO

Para un diámetro de 15 mm.

ARANDELA EJE INTERMEDIO		
Ref.	NF E 22-163	
d	15	mm
e	1	mm
c	23,2	mm
l	1,1	mm
g	14,3	mm
b	1,05	mm

7.4. ARANDELAS ELÁSTICAS DEL EJE DE SALIDA

Para un diámetro de 15 mm.

ARANDELA EJE SALIDA		
Ref.	NF E 22-163	
d	15	mm
e	1	mm
c	23,2	mm
l	1,1	mm
g	14,3	mm
b	1,05	mm

TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

TABLAS

ANEXO AL DOCUMENTO N° 1



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOUPLE A
UNA FRESADORA CNC**

ÍNDICE

1. DENOMINACIONES Y RELACIONES DEL DENTADO	3
2. DIMENSIONES DE LOS DIENTES	4
3. CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES	5
4. CHAVETAS Y CHAVETEROS	6
5. ARANDELAS ELÁSTICAS DE SEGURIDAD.....	7
6. LUBRICACIÓN DE ACEITE VG.....	8
7. FACTORES DE CONCENTRADOR DE TENSIONES	9
8. FACTORES DE CARGA PARA FUERZA EQUIVALENTE	10
9. FACTORES DE SERVICIO DE LOS RODAMIENTOS	10
10. HORAS DE VIDA DE LOS RODAMIENTOS	11
11. FACTORES DE FIABILIDAD a_1	11
12. FACTOR DE CONTAMINACIÓN DEL RODAMIENTO.....	12
13. OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE a_{iso}	13

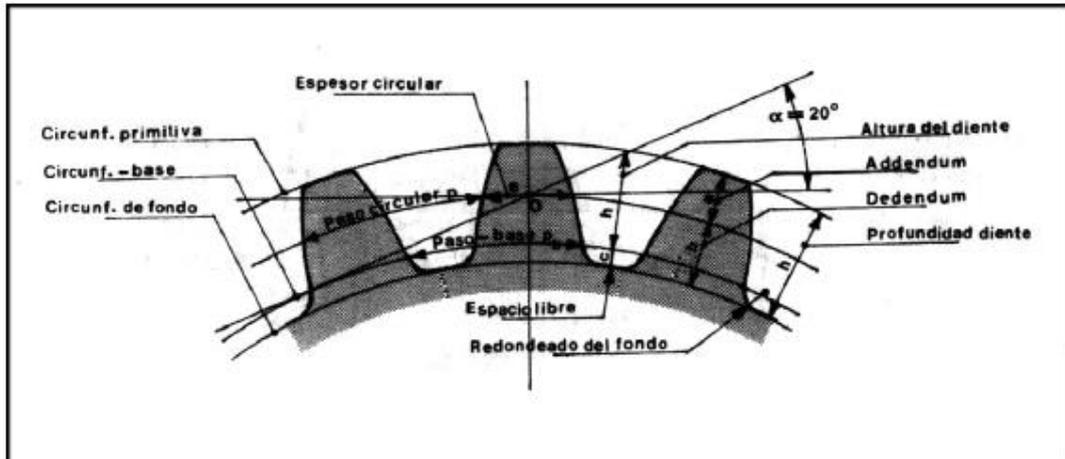
1. DENOMINACIONES Y RELACIONES DEL DENTADO

Especificación

C	Distancia entre centros	m	Módulo
c_p	Circunferencia primitiva	a	Addendum (cabeza del diente)
d	Diámetro primitivo	b	Dedendum (pie del diente)
d_e	Diámetro exterior	c	Espacio libre
d_b	Diámetro base	h	Profundidad del diente
d_f	Diámetro de fondo	e	Espesor circular del diente
O	Punto principal	e	Espesor cordal del diente
l_a	Línea de acción	h_t	Profundidad de trabajo
α	Ángulo de presión	e_b	Espesor-base
p	Paso circular	j	Juego entre dientes
p_b	Paso base	B	Longitud del diente
	Subíndice 1, piñón; subíndice 2, rueda	z	Número de dientes

Distancia entre centros	$C = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$
Diámetro primitivo	$d = m \cdot z$ ($d_1 = m \cdot z_1$; $d_2 = m \cdot z_2$)
Módulo	$m = \frac{d}{z}$ ($m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$)
Addendum (cabeza del diente)	$a = 1 \cdot m$ ($a = 0,75 \cdot m$, en diente corto)
Dedendum (pie del diente)	$b = 1,25 \cdot m$ ($b = 1 \cdot m$, en diente corto)
Espacio libre del fondo	$c = 0,25 \cdot m$ ($c = 0,25 \cdot m$, en diente corto)
Profundidad del diente	$h = 2,25 \cdot m$ ($h = 1,75 \cdot m$, en diente corto)
Paso circular del diente	$p = \pi \cdot m = \frac{\pi \cdot d}{z}$
Espesor del diente	$e = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{p}{2}$
Número de dientes	$z = \frac{d}{m}$ ($z_1 = \frac{d_1}{m}$; $z_2 = \frac{d_2}{m}$)
Diámetro exterior	$d_e = m \cdot (z + 2) = d + 2 \cdot m$
Diámetro base	$d_b = d \cos \alpha = m \cdot z \cdot \cos \alpha$
Paso base	$p_b = \frac{\pi \cdot d_b}{z} = p \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$
Diámetro del fondo	$d_f = m \cdot (z - 2,5) = d - 2,5 \cdot m$
Longitud del diente	$B = 8 \text{ a } 10 \cdot m$. Según cálculo del diente, B puede llegar a $15 \cdot m$, y más

2. DIMENSIONES DE LOS DIENTES

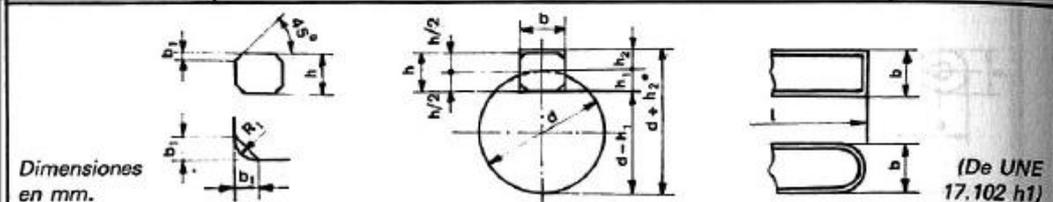


Módulo	Dimensiones en milímetros							Diametral Pitch
	a	b	c	p	h	e	p_b	
0,3	0,30	0,37	0,7	0,942	0,67	0,471	0,886	84,66
0,5	0,50	0,62	0,12	1,571	1,12	0,785	1,476	50,80
0,8	0,80	1,00	0,20	2,513	1,80	1,256	2,362	31,75
1	1,00	1,25	0,25	3,142	2,25	1,571	2,952	25,40
1,5	1,50	1,87	0,37	4,712	3,37	2,356	4,428	16,93
2	2,00	2,50	0,50	6,283	4,50	3,141	5,904	12,70
2,5	2,50	3,12	0,62	7,854	5,62	3,927	7,380	10,16
3	3,00	3,75	0,75	9,425	6,76	4,712	8,856	8,46
4	4,00	5,00	1,00	12,566	9,00	6,283	11,809	6,35
5	5,00	6,25	1,25	15,708	11,25	7,854	14,761	5,08
6	6,00	7,50	1,50	18,850	13,50	9,425	17,713	4,23
7	7,00	8,75	1,75	21,991	15,75	10,995	20,665	3,62
8	8,00	10,00	2,00	25,133	18,00	12,566	23,617	3,17
9	9,00	11,25	2,25	28,274	20,25	14,137	26,569	2,82
10	10,00	12,50	2,50	31,416	22,50	15,708	29,521	2,54
11	11,00	13,75	2,75	34,558	24,75	17,279	32,473	2,31
12	12,00	15,00	3,00	37,699	27,00	18,849	35,426	2,11
13	13,00	16,25	3,25	40,841	29,25	20,420	38,378	1,95
14	14,00	17,50	3,50	43,982	31,50	21,991	41,330	1,81
15	15,00	18,75	3,75	47,124	33,75	23,562	44,282	1,69
16	16,00	20,00	4,00	50,265	36,00	25,132	47,234	1,58
18	18,00	22,50	4,50	56,549	40,50	28,274	53,138	1,41
20	20,00	25,00	5,00	62,832	45,00	31,416	59,043	1,27
22	22,00	27,50	5,50	69,115	49,50	34,557	64,947	1,15
24	24,00	30,00	6,00	75,398	54,00	37,699	70,851	1,05
27	27,00	33,75	6,75	84,823	60,75	42,411	79,708	0,94
30	30,00	37,50	7,50	94,248	67,50	47,124	88,564	0,84
33	33,00	41,25	8,25	103,673	74,25	51,836	97,420	0,77
36	36,00	45,00	9,00	113,097	81,00	56,548	106,277	0,70
39	39,00	48,75	9,75	122,522	87,75	61,261	115,133	0,65
42	42,00	52,50	10,50	131,947	94,50	65,973	123,990	0,60
45	45,00	56,25	11,25	141,372	101,25	70,686	132,846	0,56
50	50,00	62,50	12,50	157,080	112,50	78,540	147,607	0,51

3. CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790		225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840		229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100		401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05			V 0.17	LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155		285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10	Ti			540	245	45	

4. CHAVETAS Y CHAVETEROS



Dimensiones en mm.

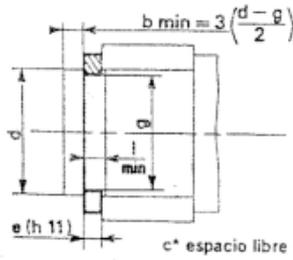
(De UNE 17.102 h1)

CHAVETA								
Sección <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i>		Altura <i>h</i>		Chafilán <i>b₁</i>		Longitud <i>l</i>	
	Nominal	Toler. h9	Nominal	Toler. h9 y h11	Mínima	Máximo	De...	...a
4 × 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 × 5	5	-0,030	5	-0,030	0,25	0,40	10	56
6 × 6	6		6		0,25	0,40	14	70
8 × 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90
10 × 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110
12 × 8	12		8	0	0,40	0,60	28	140
14 × 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160
16 × 10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180
18 × 11	18		11		0,40	0,60	50	200
20 × 12	20		12		0,40	0,80	56	220
22 × 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 × 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 × 16	28		16		0,60	0,80	80	320
32 × 18	32		18		0,60	0,80	90	360
36 × 20	36	0	20		0,60	1,20	100	400
40 × 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	-	-
45 × 25	45		25	0,130	1,00	1,20	-	-
50 × 28	50		28		1,00	1,20	-	-
56 × 32	56	0	32		1,00	2,00	-	-
63 × 32	63	0	32		1,60	2,00	-	-
70 × 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	-	-
80 × 40	80		40	-0,160	2,50	3,00	-	-
90 × 45	90	0	45		2,50	3,00	-	-
100 × 50	100	-0,087	50		2,50	3,00	-	-

CHAVETERO														
Diámetro del eje <i>d</i>	Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i> , tolerancia						Profundidad				Chafilán <i>R₁</i>		
		Nominal	Clase de ajuste del enchavetado				Eje y cubo <i>p_g</i>	Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>		Min.	Máx.	
			Libre	Normal		Nominal		Toler.	Nominal	Toler.				
Más de	hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9			Nominal	Toler.	Nominal	Toler.			
10	12	4 × 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31		19,5		2,00	2,50

5. ARANDELAS ELÁSTICAS DE SEGURIDAD

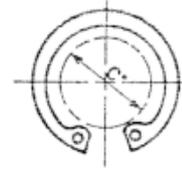
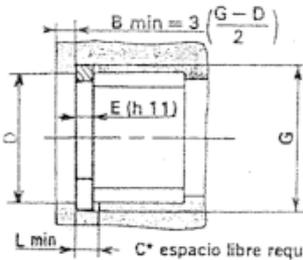
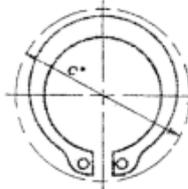
Arandelas elásticas para ejes



NF E 22-163

Arandelas elásticas para agujeros

NF E 22-165

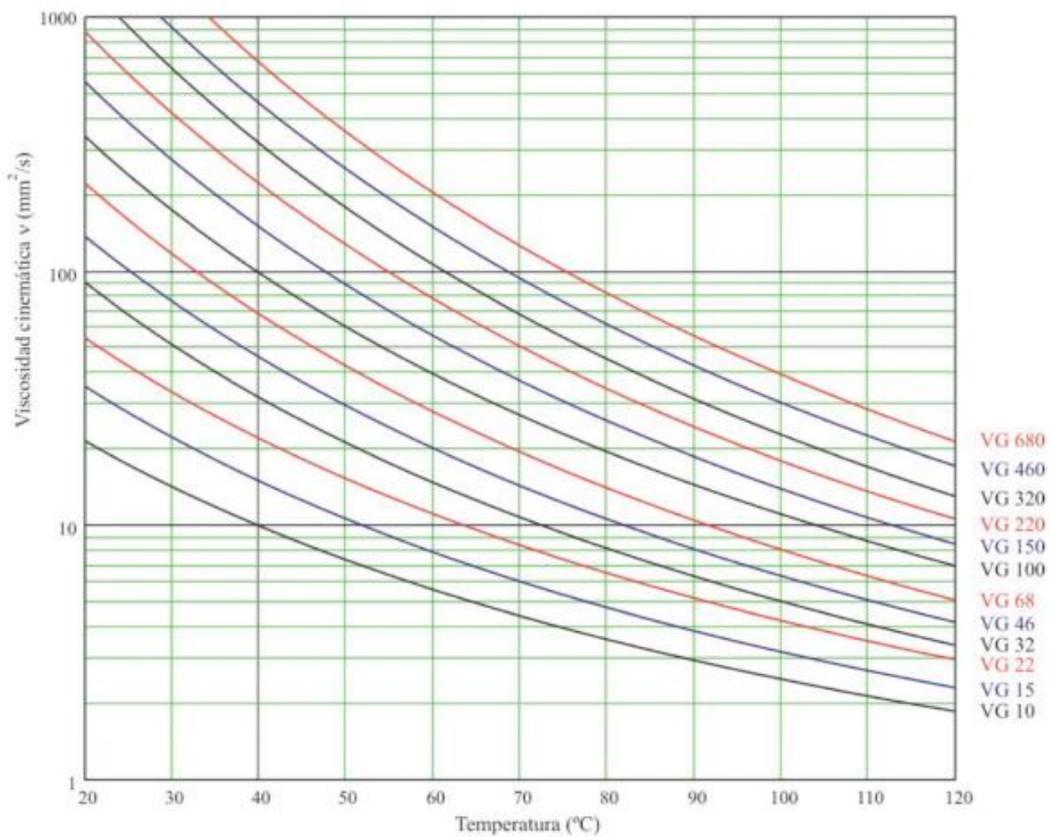


c* espacio libre requerido para montaje

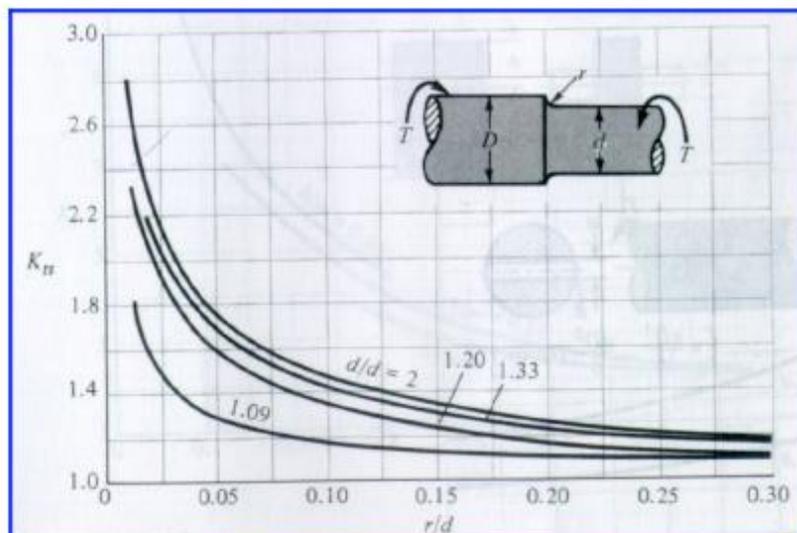
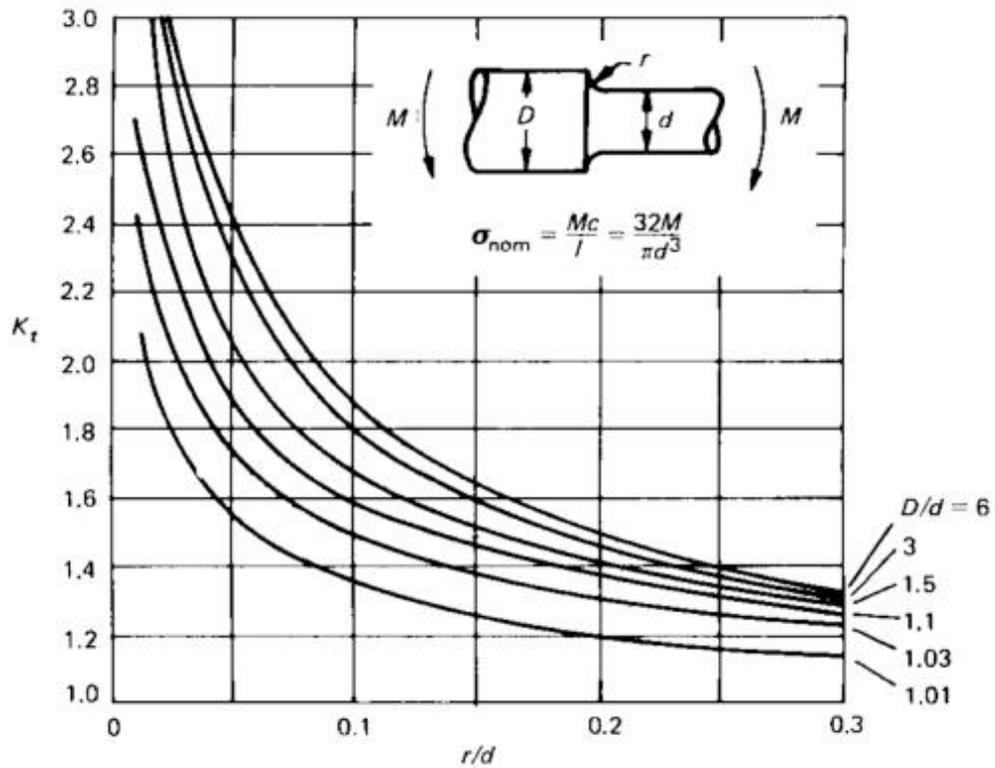
L min C* espacio libre requerido para montaje

d	e	c	l	g	Tol. g	d	e	c	l	g	Tol. g	D	E	C	L	G	Tol. G	D	E	C	L	G	Tol. G
5	0.6	10.7	0.7	4.8	0	35	1.50	47.2	1.60	33		10	1	3.7	1.1	10.4		52	2	37.6	2.15	55	
6	0.7	12.2	0.8	5.7	-0.075	40	1.75	53	1.85	37.5		12	1	4.7	1.1	12.5		55	2	40.4	2.15	58	
8	0.8	15.2	0.9	7.6	0	45	1.75	59.4	1.85	42.5	0	15	1	7	1.1	15.7	+0.11	60	2	44.4	2.15	63	+0.30
10	1	17.6	1.1	9.6	-0.09	50	2	64.8	2.15	47	-0.25	17	1	8.4	1.1	17.8	0	62	2	48.4	2.15	65	0
12	1	19.6	1.1	11.5		55	2	70.4	2.15	52		20	1	10.6	1.1	21	+0.21	65	2.5	48.8	2.65	68	0
14	1	22	1.1	13.4		60	2	75.8	2.15	57		25	1.2	15	1.3	26.2	0	70	2.5	53.4	2.65	73	
15	1	23.2	1.1	14.3	0	65	2.5	81.6	2.65	62	0	30	1.2	19.4	1.3	31.4		72	2.5	55.4	2.65	75	
16	1	24.4	1.1	15.2	-0.11	70	2.5	87.2	2.65	67	-0.30	32	1.2	20.2	1.3	33.7		75	2.5	58.4	2.65	78	
17	1	25.6	1.1	16.2		75	2.5	92.8	2.65	72		35	1.5	23.2	1.6	37	+0.25	80	2.5	62	2.65	83.5	0
18	1.2	26.8	1.3	17		80	2.5	98.2	2.65	76.5		40	1.75	27.4	1.85	42.5	0	85	3	66.8	3.15	88.5	+0.35
20	1.2	29	1.3	19	0	85	3	104	3.15	81.5	0	45	1.75	31.6	1.85	47.5		90	3	71.8	3.15	93.5	0
25	1.2	34.8	1.3	23.9	-0.21	90	3	109	3.15	86.5	-0.35	47	1.75	33.2	1.85	49.5	+0.30	100	3	81	3.15	103.5	+0.54
30	1.5	41	1.8	28.6		100	3	121	3.15	96.5		50	2	36	2.15	53	0	110	4	88.2	4.15	114	0

6. LUBRICACIÓN DE ACEITE VG



7. FACTORES DE CONCENTRADOR DE TENSIONES



8. FACTORES DE CARGA PARA FUERZA EQUIVALENTE

		$F_a/F_r > e$	
$f_0 \cdot F_a/C_o$	e	x	y
0.3	0.22	0.56	2.00
0.5	0.24	0.56	1.80
0.9	0.28	0.56	1.58
1.6	0.32	0.56	1.40
3.0	0.36	0.56	1.20
6.0	0.43	0.56	1.00

9. FACTORES DE SERVICIO DE LOS RODAMIENTOS

Tipo de servicio	Factor (multiplica a la carga calculada)	
	Bolas	Rodillos
Carga uniforme	1.0	1.0
Impactos ligeros	1.5	1.0
Impactos medios	2.0	1.3
Impactos fuertes	2.5	1.7
Impactos extremos	3.0	2.0

10. HORAS DE VIDA DE LOS RODAMIENTOS

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Motores para aviación	0.5 - 2
Máquinas de períodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

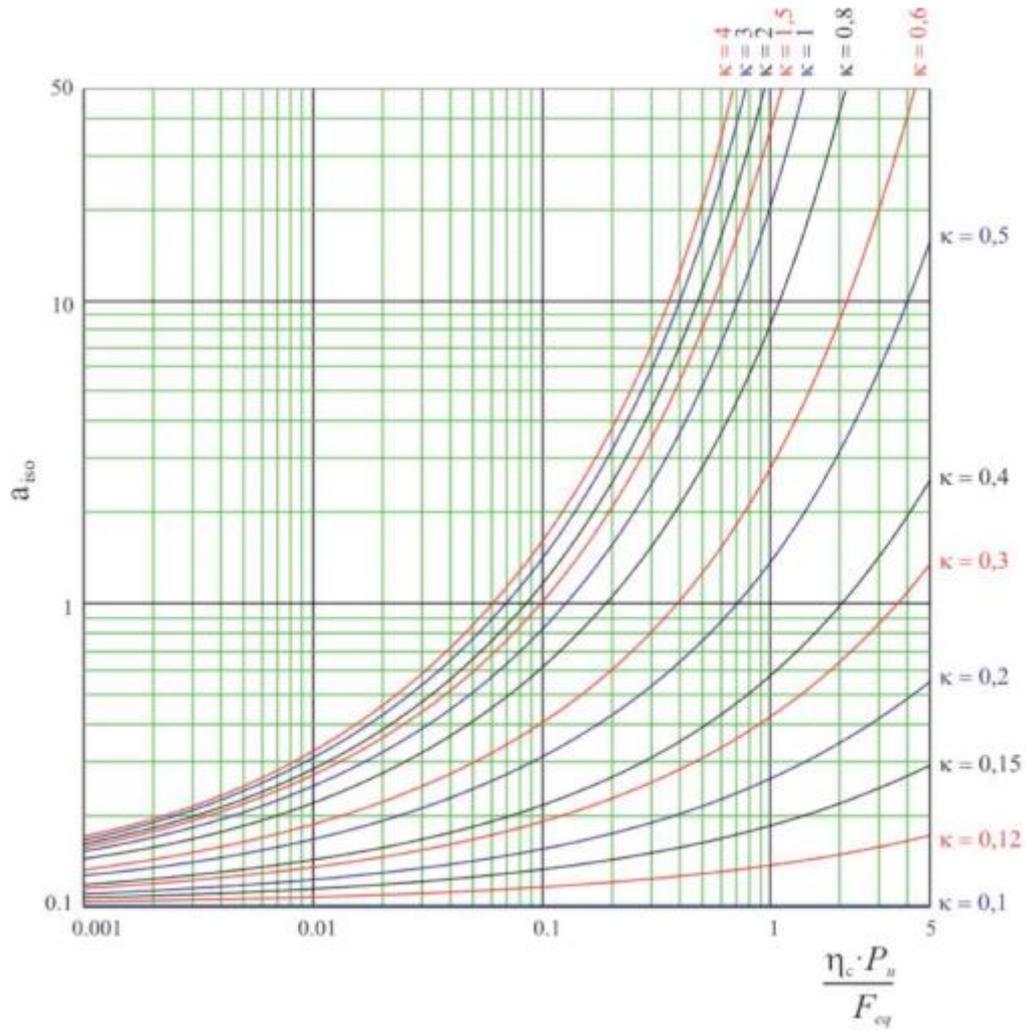
11. FACTOR DE FIABILIDAD a_1

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

12. FACTOR DE CONTAMINACIÓN DEL RODAMIENTO

Condición	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 4	0	0

13. OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE a_{iso}



TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

PLANOS

DOCUMENTO N° 2

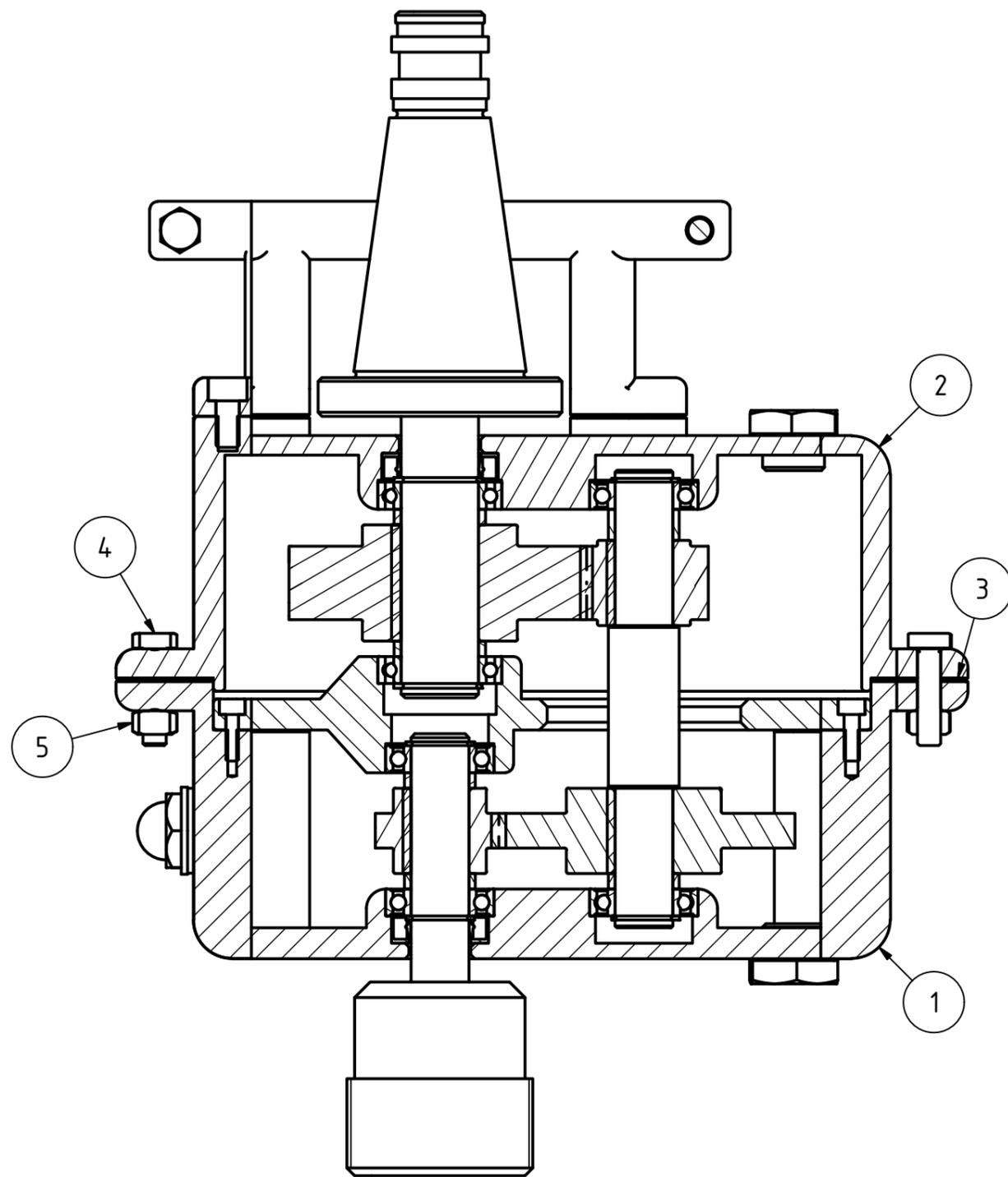


**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

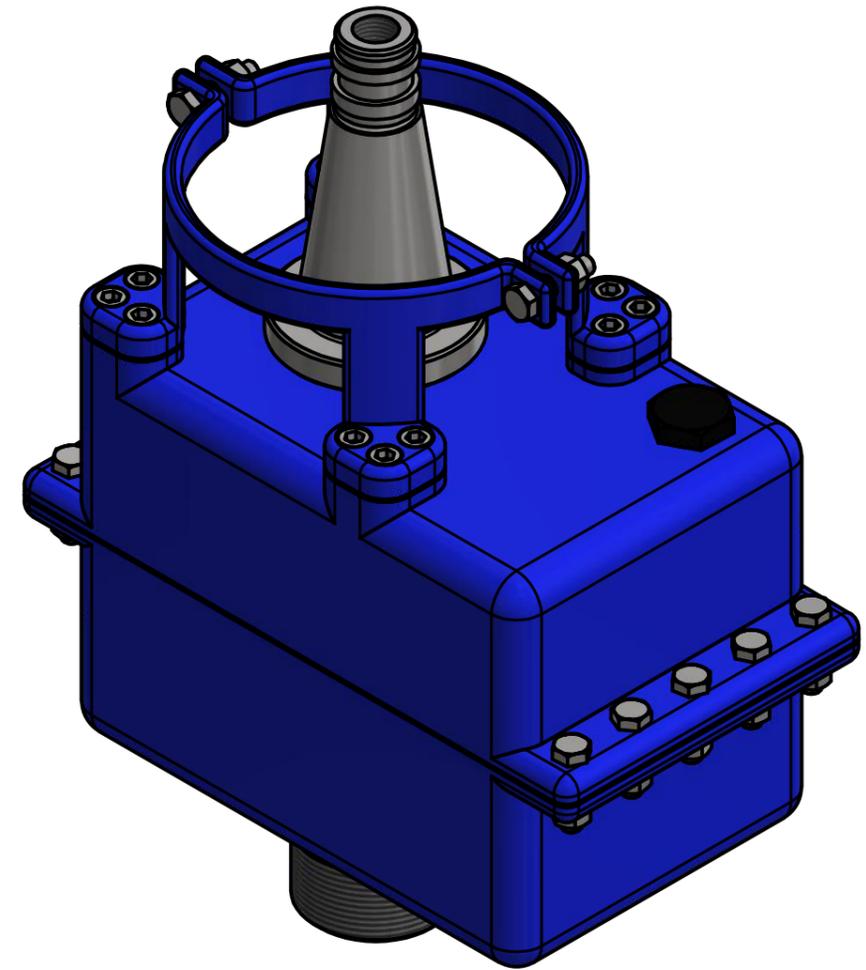
**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A
UNA FRESADORA**

ÍNDICE

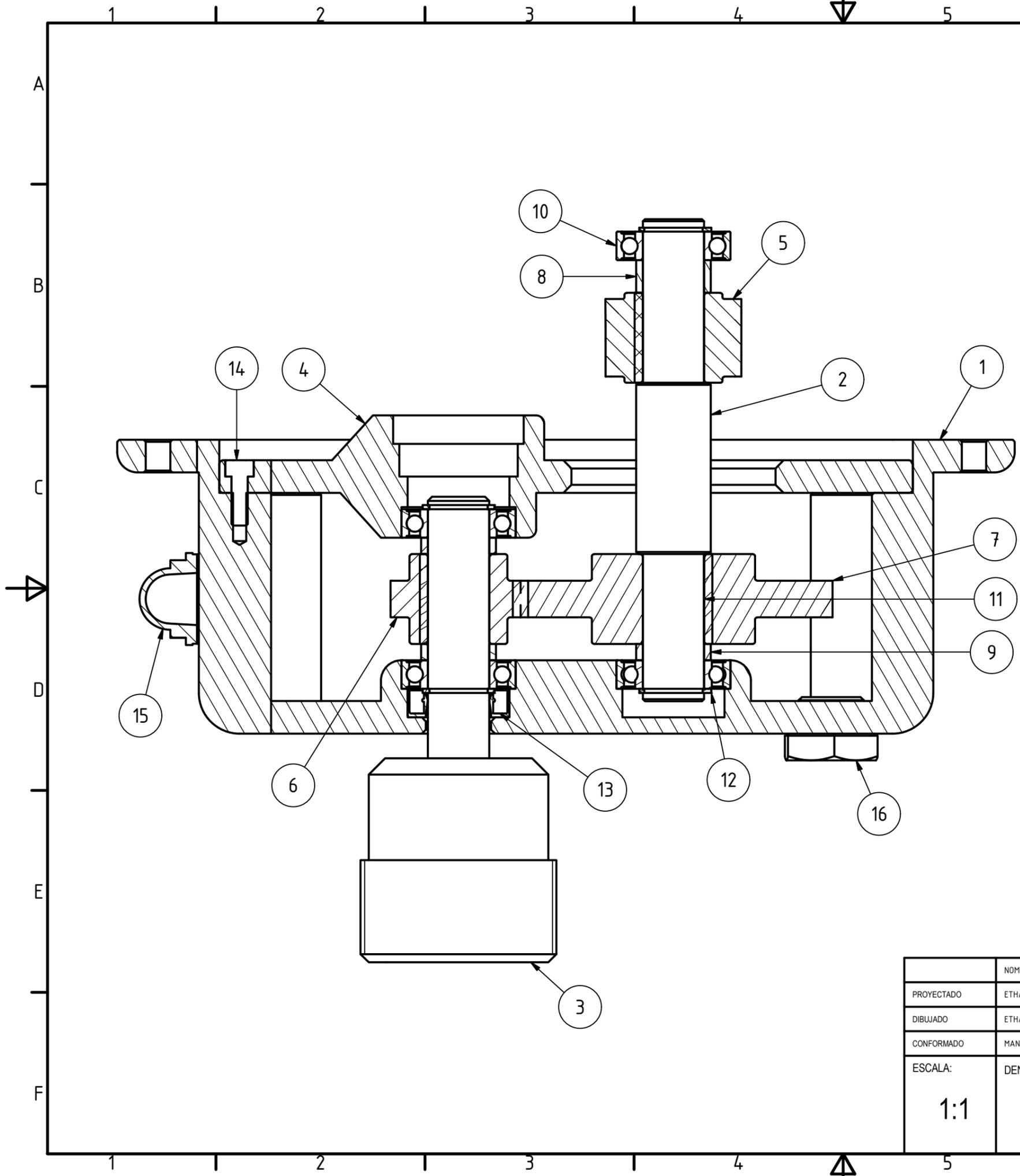
1. CONJUNTO MULTIPLICADOR.....	3
1.1. SUBCONJUNTO 1.....	4
1.1.1. CUERPO INFERIOR	5
1.1.2. ÁRBOL INTERMEDIO	6
1.1.3. ÁRBOL SALIDA	7
1.1.4. PLACA INTERMEDIA.....	8
1.1.5. PIÑÓN ETAPA 1	9
1.1.6. PIÑÓN ETAPA 2	10
1.1.7. RUEDA ETAPA 2.....	11
1.1.8. CASQUILLO Ø15 x 8.....	12
1.1.9. CASQUILLO Ø15 x 4.....	13
1.2. SUBCONJUNTO 2.....	14
1.2.1. CUERPO SUPERIOR	15
1.2.2. ÁRBOL ENTRADA	16
1.2.3. RUEDA ETAPA 1	17
1.2.4. CASQUILLO Ø20 x 4.....	18
1.2.5. ANCLAJE	19
1.3. SELLO DE ESTANQUEIDAD	20



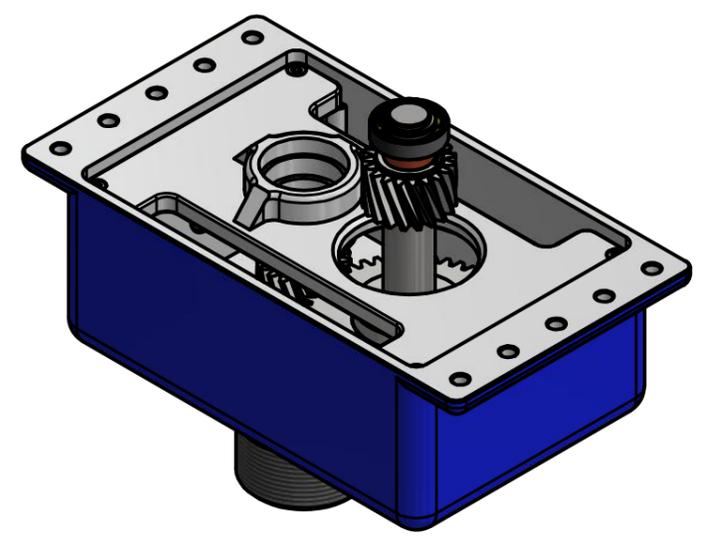
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	1	SUBCONJUNTO 1
2	1	SUBCONJUNTO 2
3	1	SELLO DE ESTANQUEIDAD
4	12	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL M6 x 20 DIN EN 24017
5	12	TUERCA HEXAGONAL M6 x 5 DIN EN 24034



	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
2:3	CONJUNTO MULTIPLICADOR			1



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	1	CUERPO INFERIOR
2	1	ÁRBOL INTERMEDIO
3	1	ÁRBOL SALIDA
4	1	PLACA INTERMEDIA
5	1	PIÑÓN ETAPA 1
6	1	PIÑÓN ETAPA 2
7	1	RUEDA ETAPA 2
8	1	CASQUILLO Ø15 x 8
9	3	CASQUILLO Ø15 x 4
10	4	RODAMIENTO SKF 61902
11	3	CHAVETA PARALELA B 5 x 5 x 22 UNE 17102 h9
12	4	ARANDELA ELÁSTICA Ø15 NF E 22-163
13	1	RETÉN 15 x 25 x 7 CRW1 P
14	4	TORNILLO ALLEN M4 x 0.7 - 12 8.8 DIN 912
15	1	VISOR DE ACEITE 10851
16	1	TAPÓN ROSCADO DE CABEZA HEXAGONAL A M16 x 1.5 DIN 7604

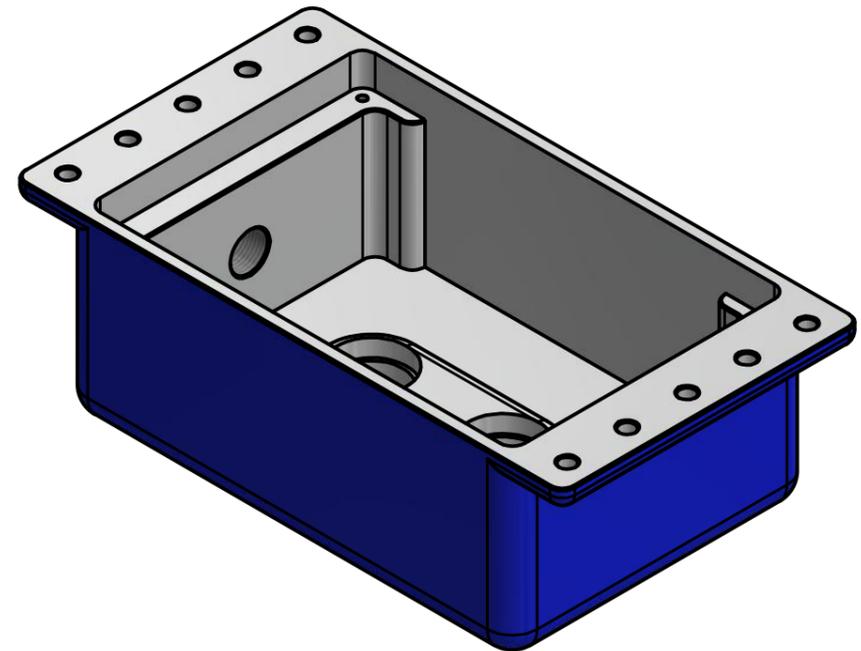
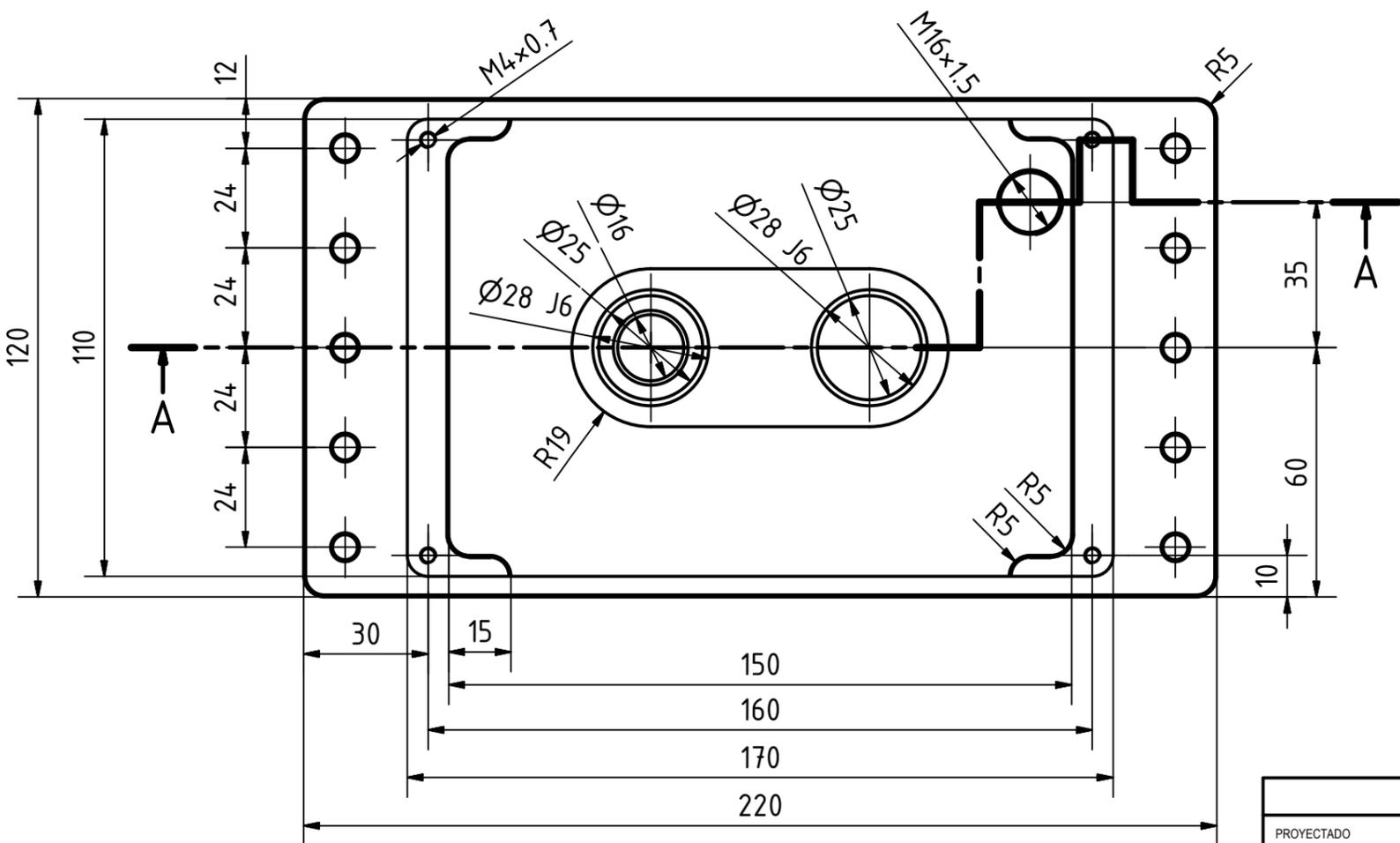
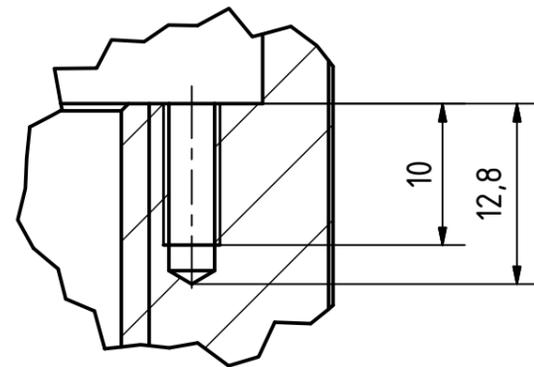
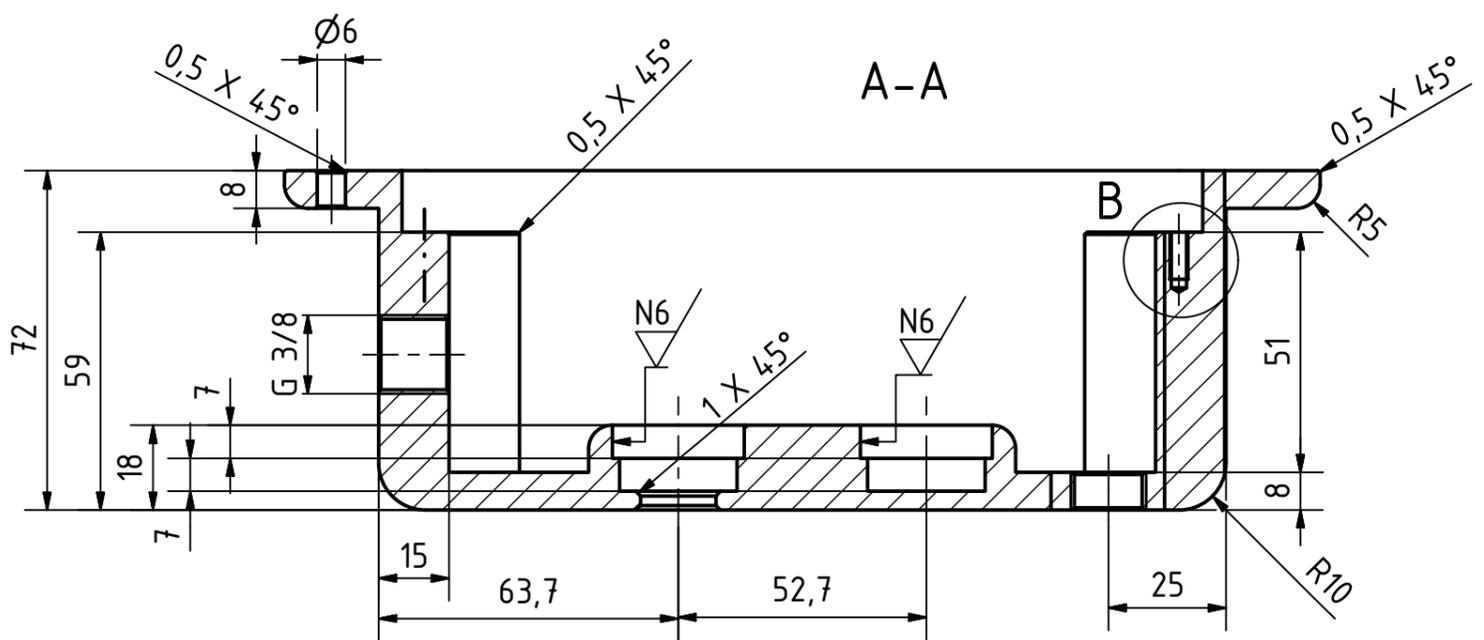


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:		Nº de PLANO:	
1:1	SUBCONJUNTO 1		1.1	

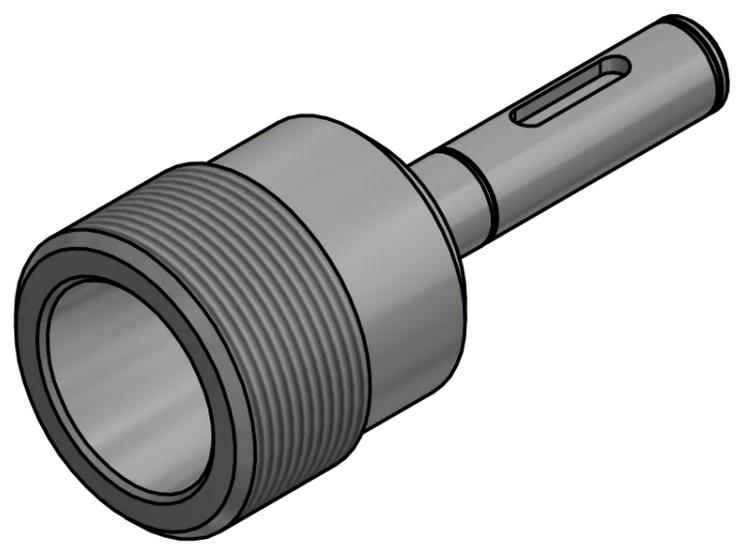
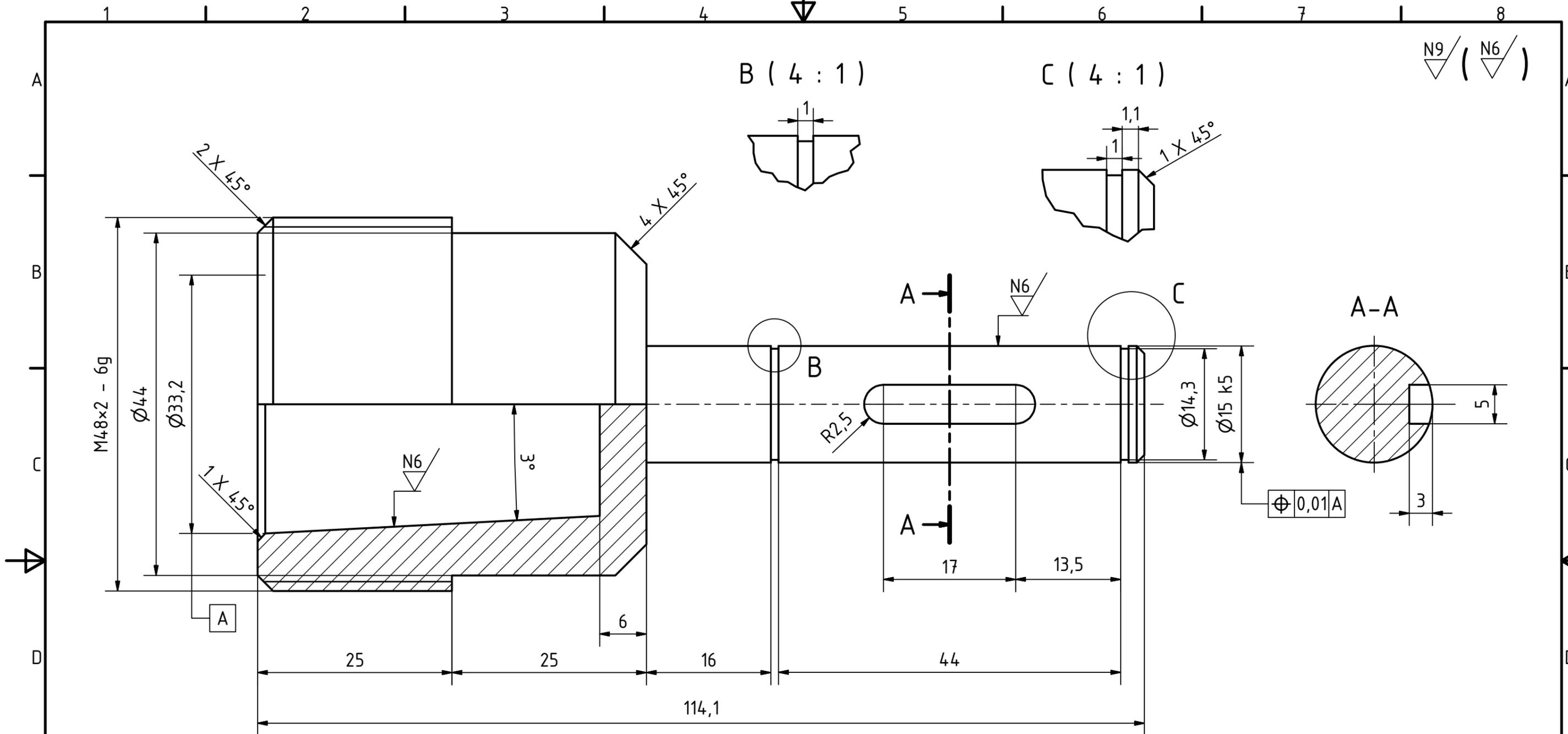
N9 / (N6)

A-A

B (2 : 1)

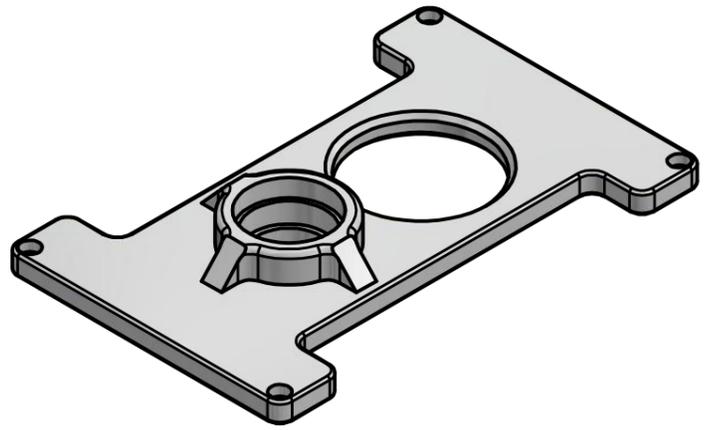
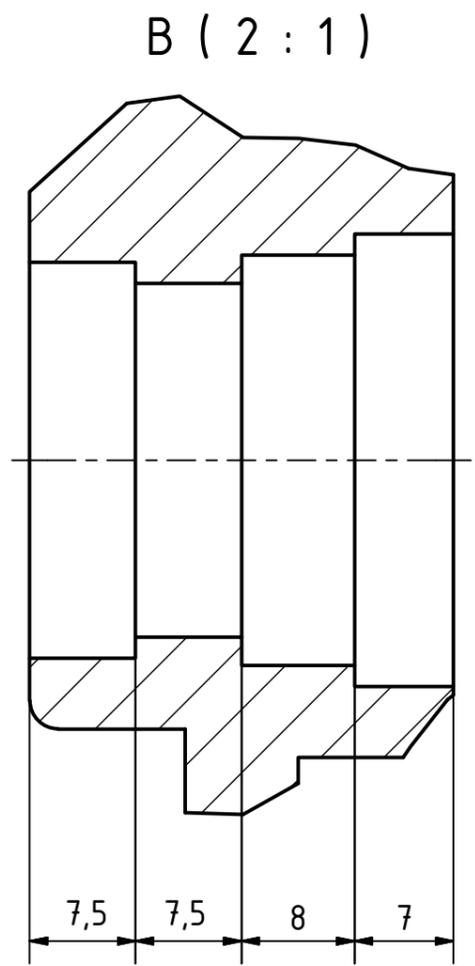
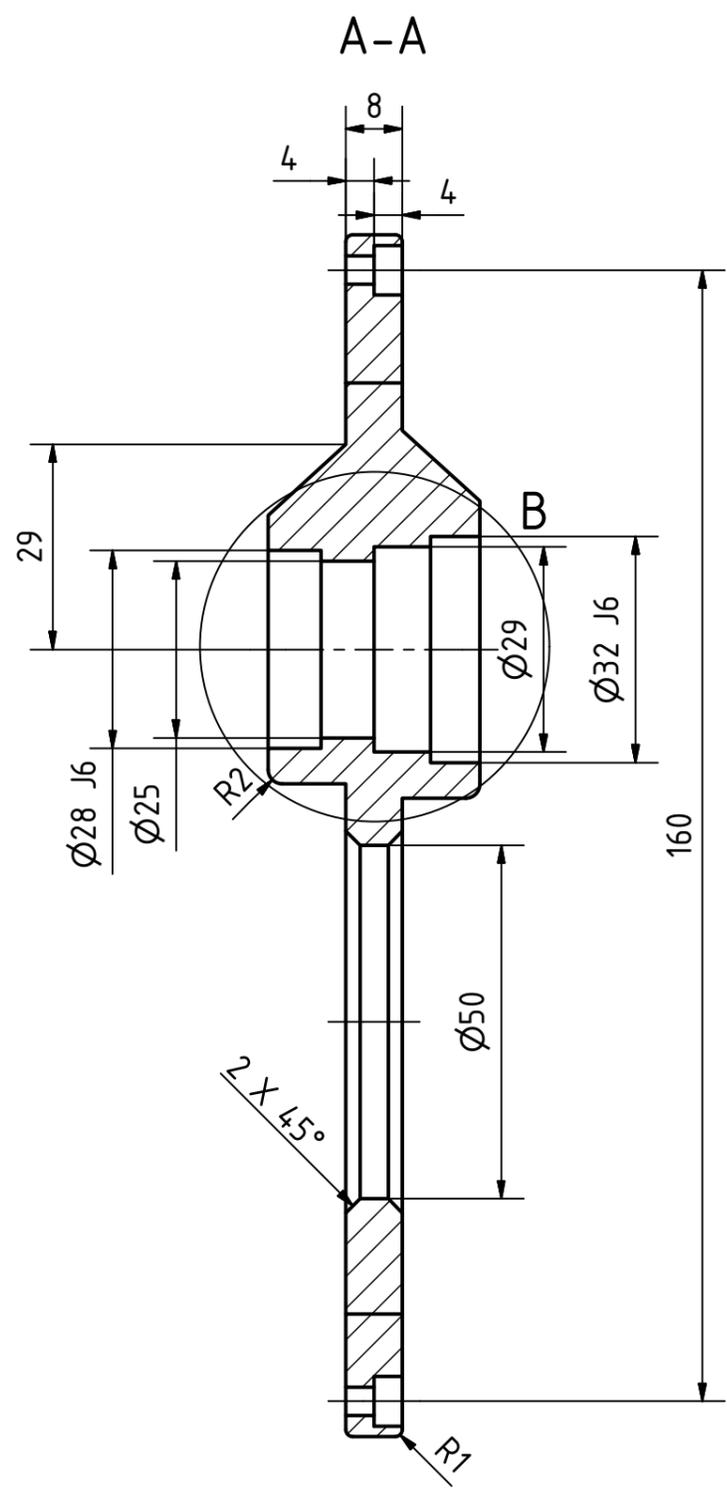
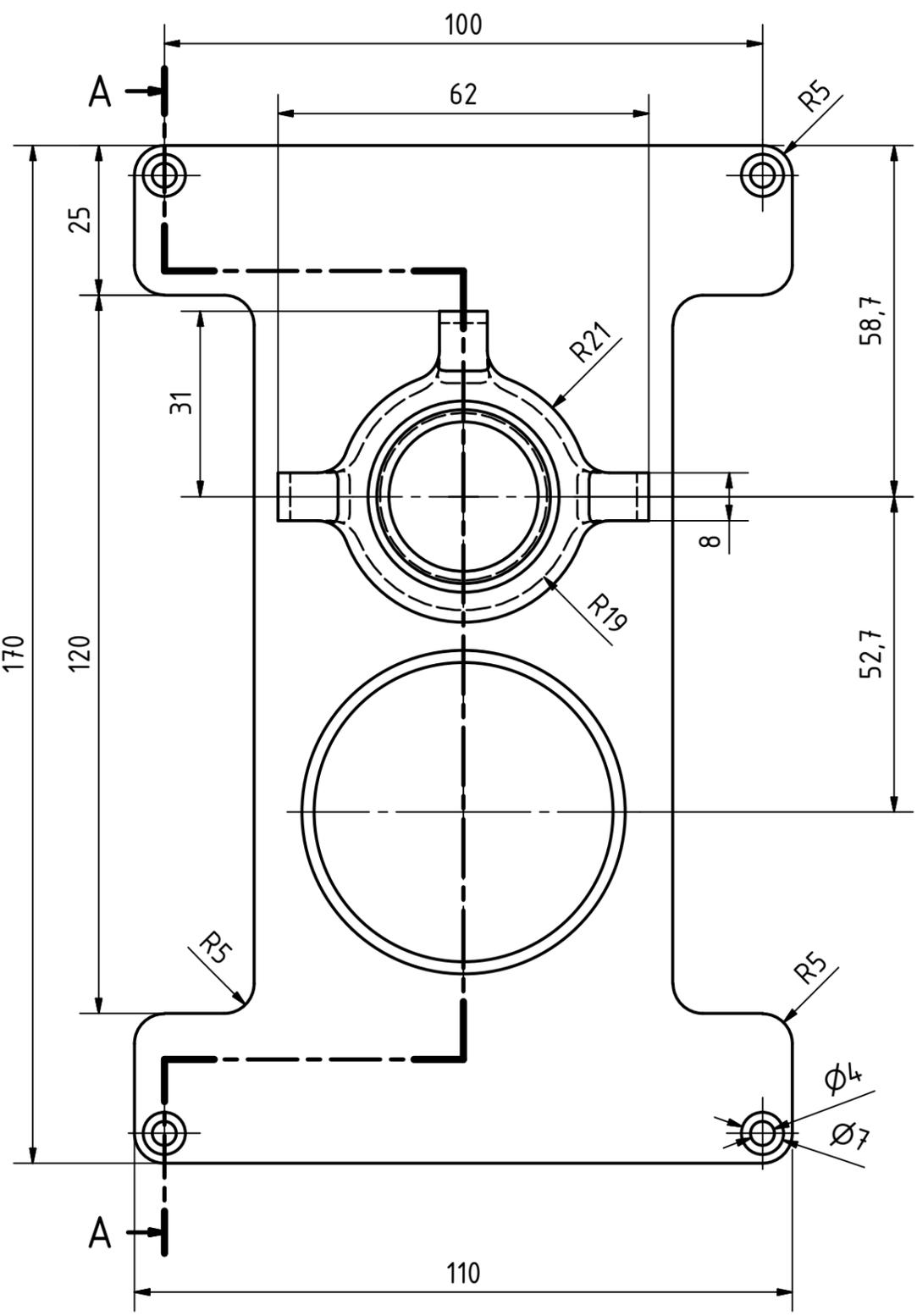


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
2:3	CUERPO INFERIOR			1.1.1



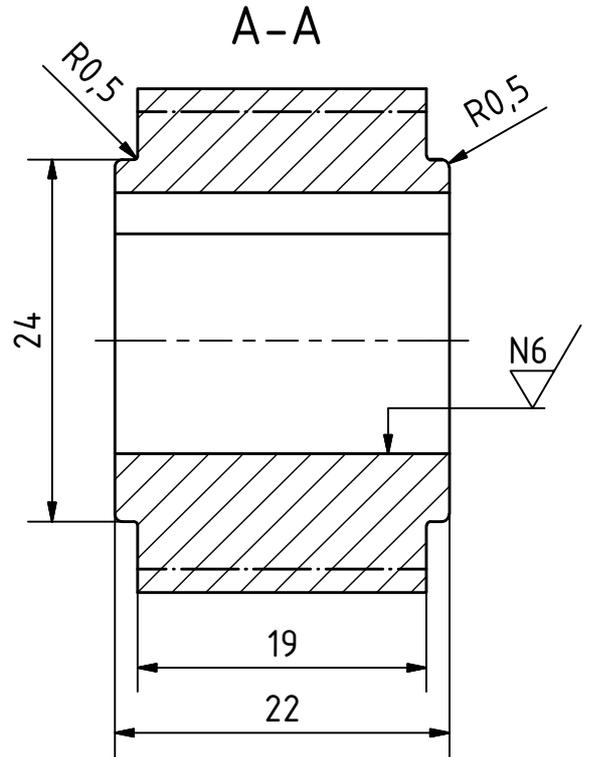
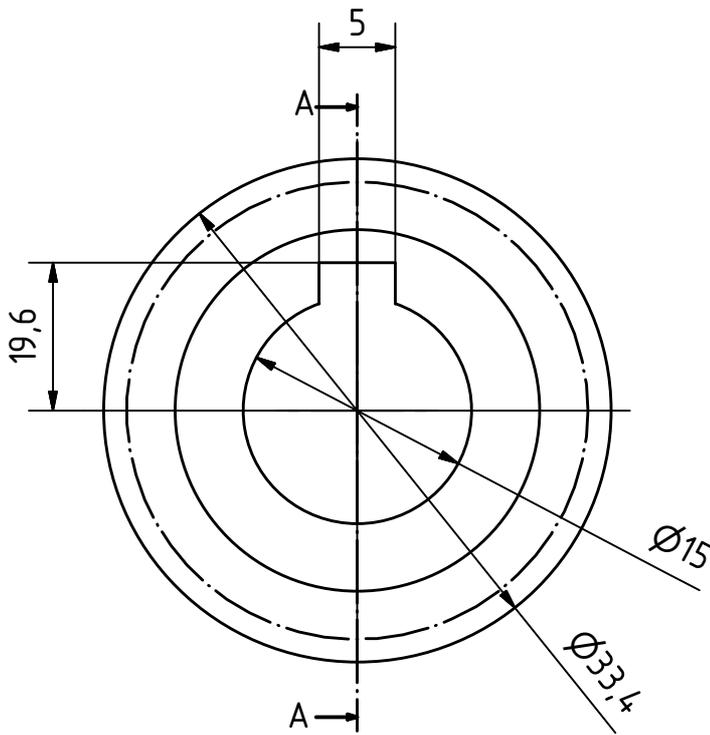
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
2:1	ÁRBOL SALIDA			1.1.3

N9 / (N6 /)

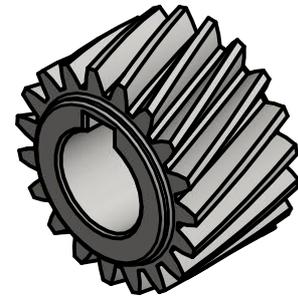


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
1:1	PLACA INTERMEDIA			1.1.4

N9 / (N6 /)

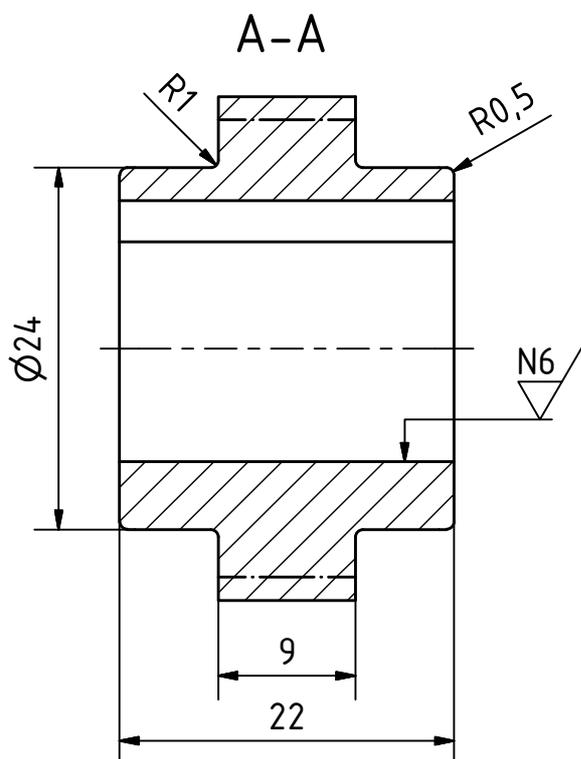
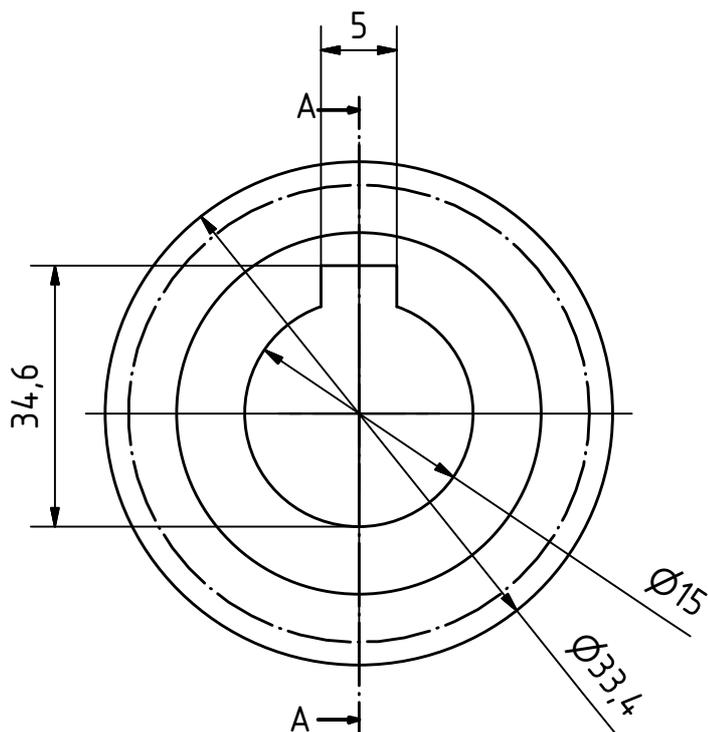


PARÁMETROS		
Diámetro primitivo	30,33	mm
Módulo	1,5	mm
Nº de dientes	19	-
Ángulo de presión	21,17	°
Ángulo de hélice	18,75	°
Distancia entre centros	52,675	mm
Calidad ISO	5	-
Material		-

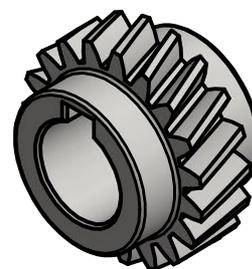


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
2:1	PIÑÓN ETAPA 1			1.1.5

N9 / (N6 /)

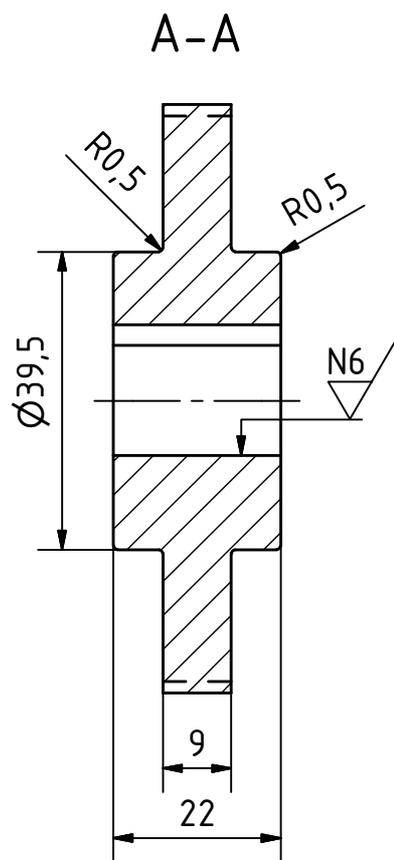
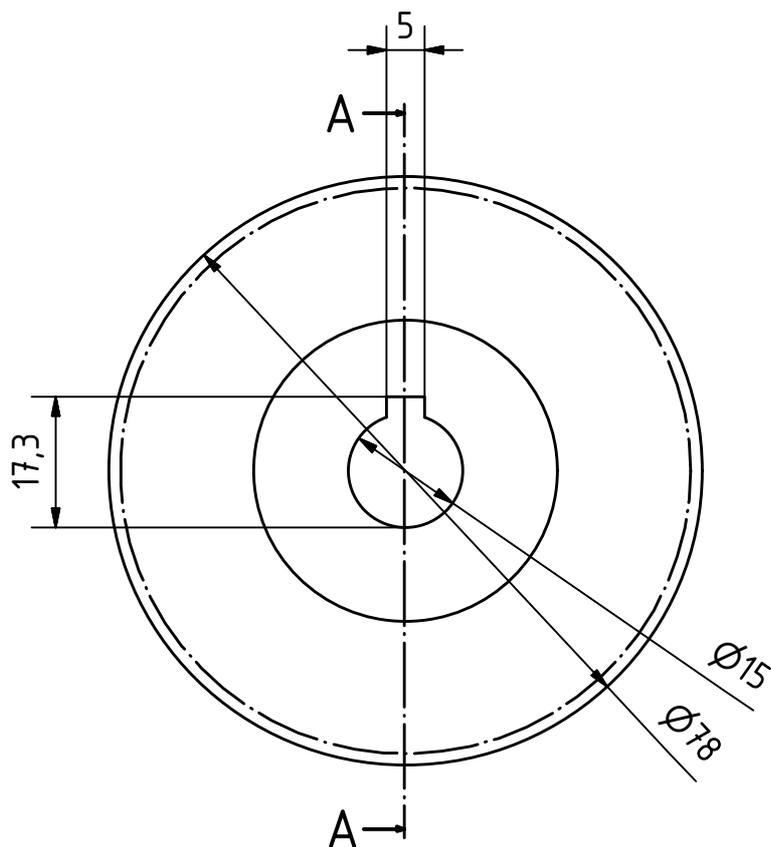


PARÁMETROS		
Diámetro primitivo	30,33	mm
Módulo	1,5	mm
Nº de dientes	19	-
Ángulo de presión	21,17	°
Ángulo de hélice	18,75	°
Distancia entre centros	52,675	mm
Calidad ISO	5	-
Material		-

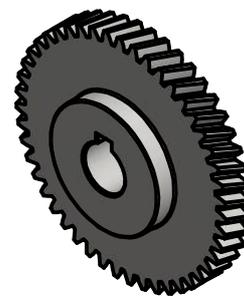


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
2:1	PIÑÓN ETAPA 2			1.1.6

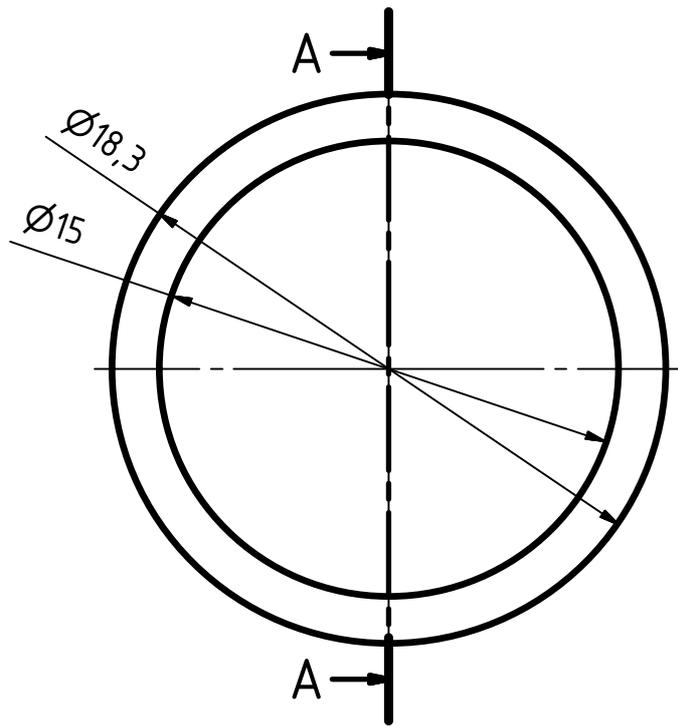
N9 / (N6 /)



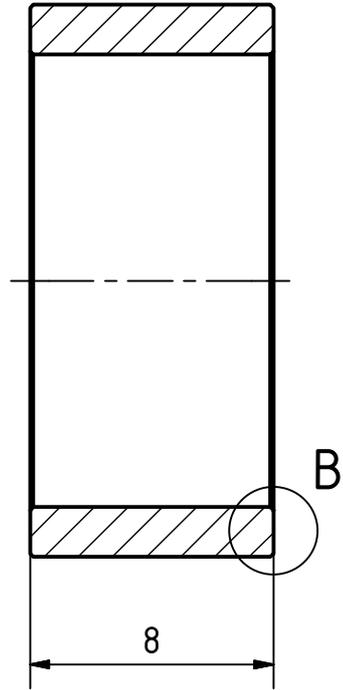
PARÁMETROS		
Diámetro primitivo	75,02	mm
Módulo	1,5	mm
N° de dientes	47	-
Ángulo de presión	21,17	°
Ángulo de hélice	18,75	°
Distancia entre centros	52,675	mm
Calidad ISO	5	-
Material		-



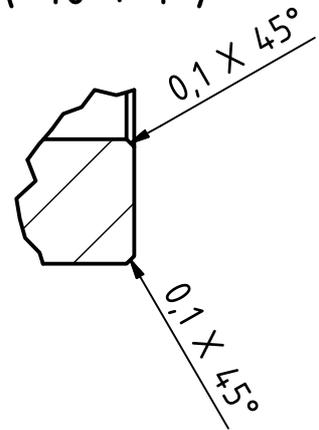
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			N° de PLANO:
1:1	RUEDA ETAPA 2			1.1.7



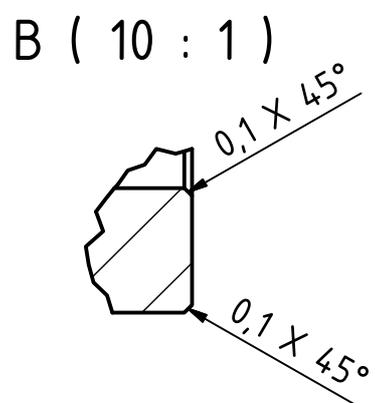
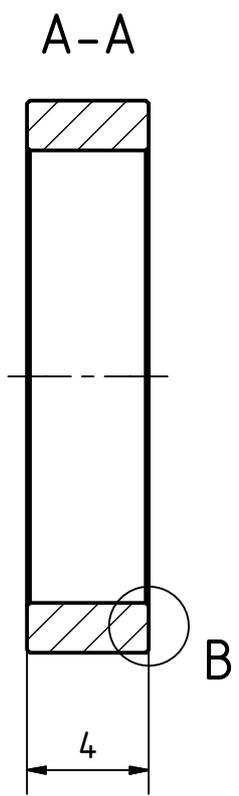
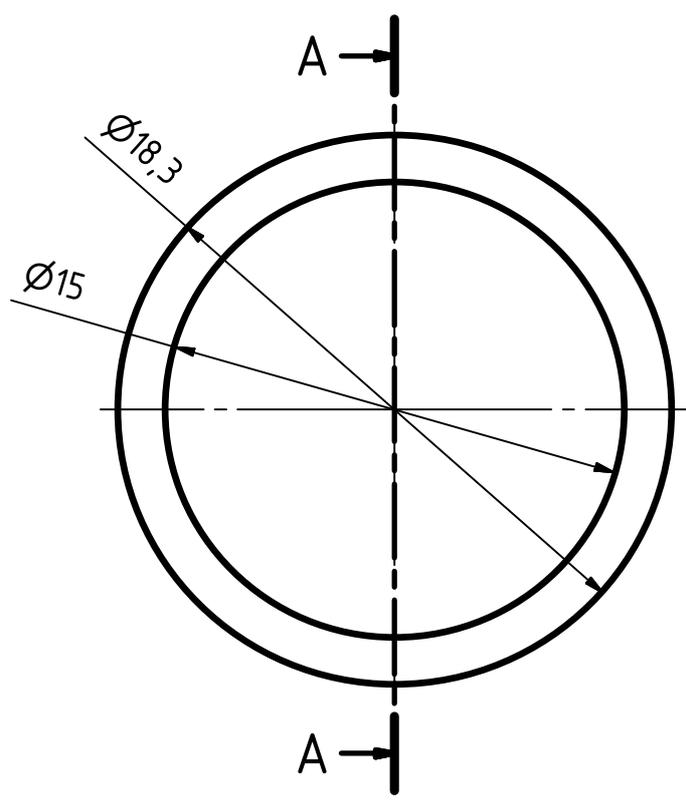
A-A



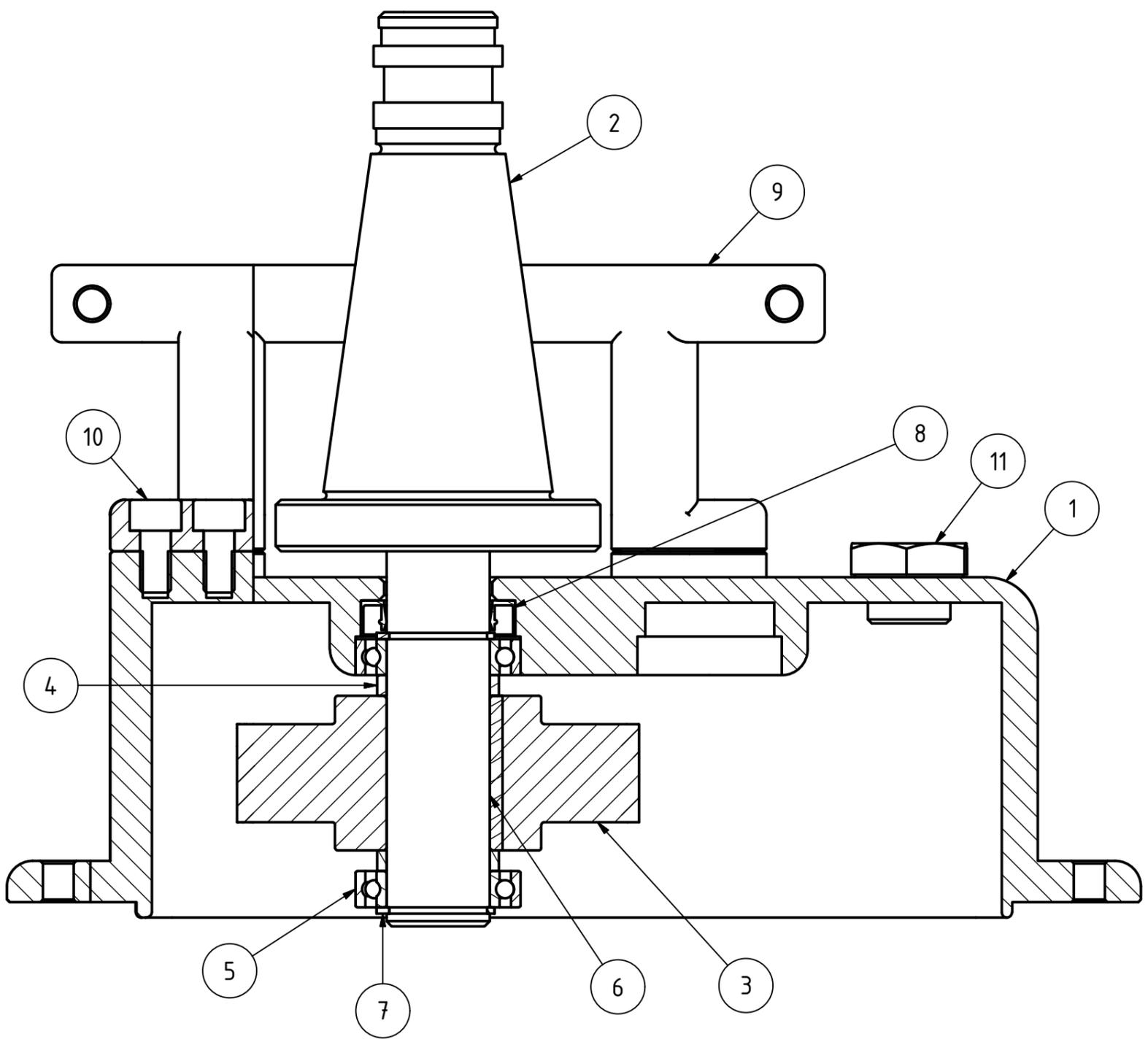
B (10 : 1)



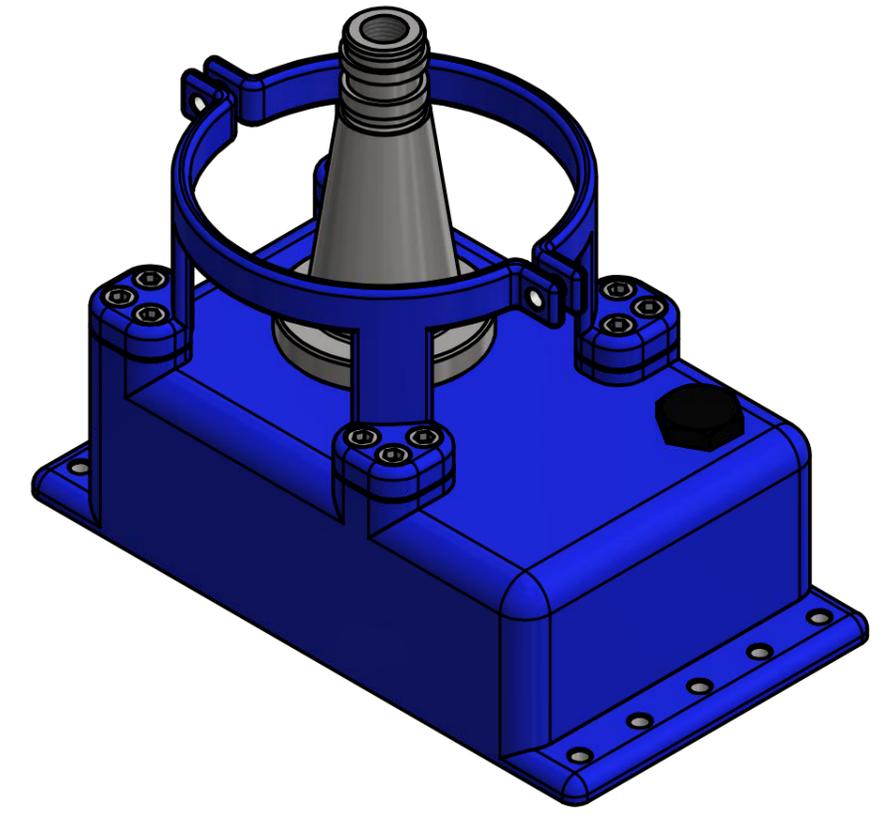
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:		Nº de PLANO:	
4:1	CASQUILLO Ø15 x 8		1.1.8	



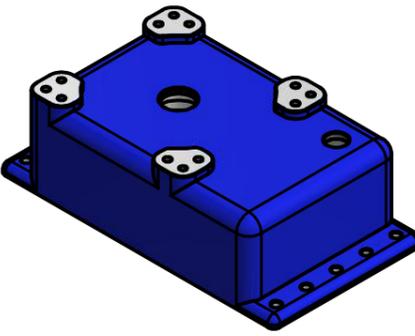
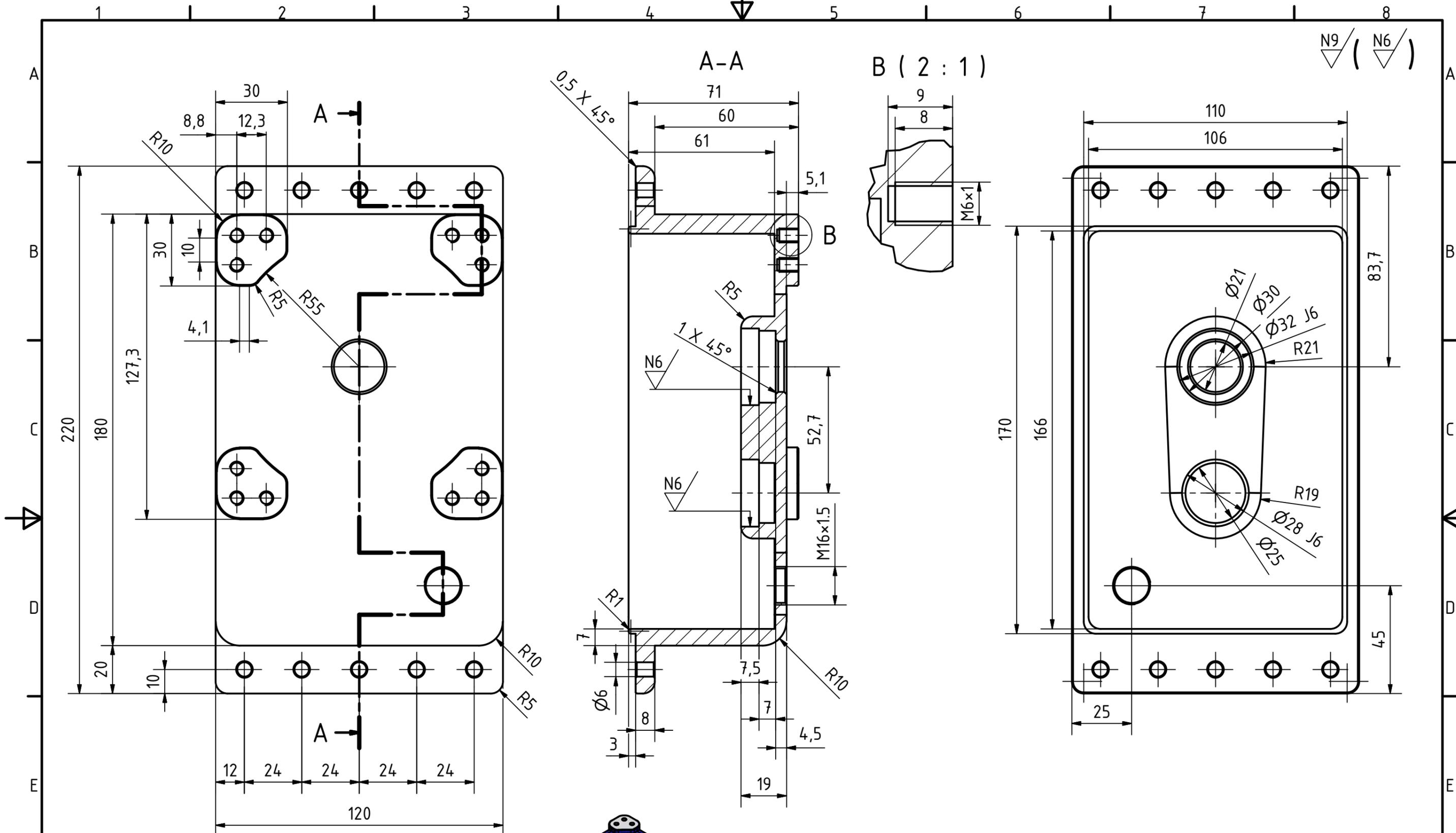
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:		N° de PLANO:	
4:1	CASQUILLO Ø15 x 4		1.1.9	



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	1	CUERPO SUPERIOR
2	1	ÁRBOL ENTRADA
3	1	RUEDA ETAPA 1
4	2	ANCLAJE
5	2	CASQUILLO Ø20 x 4
6	2	RODAMIENTO SKF 61804
7	1	CHAVETA PARALELA B 6 x 6 x 30 UNE 17102 h9
8	2	ARANDELA ELÁSTICA Ø20 NF E 22-163
9	1	RETÉN 20x30x7 CRW1 R
10	12	TORNILLO ALLEN M6 x 1 - 12 8.8 DIN 912
11	1	TAPÓN ROSCADO DE CABEZA HEXAGONAL A M16 x 1.5 DIN 7604

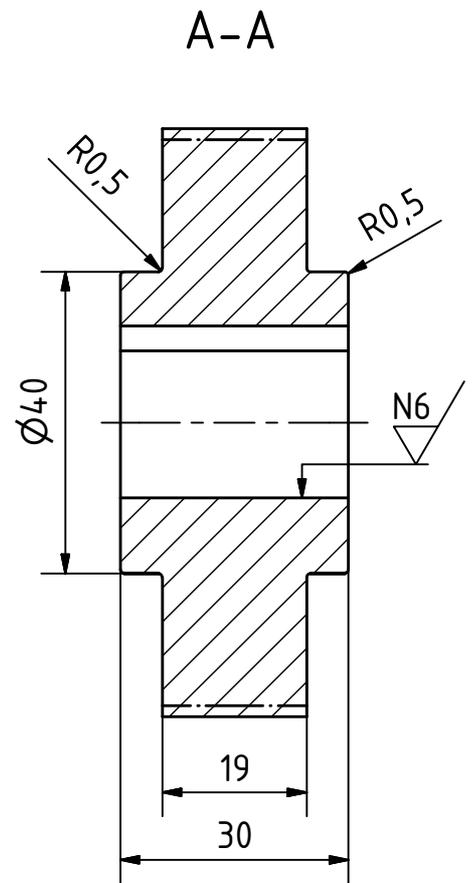
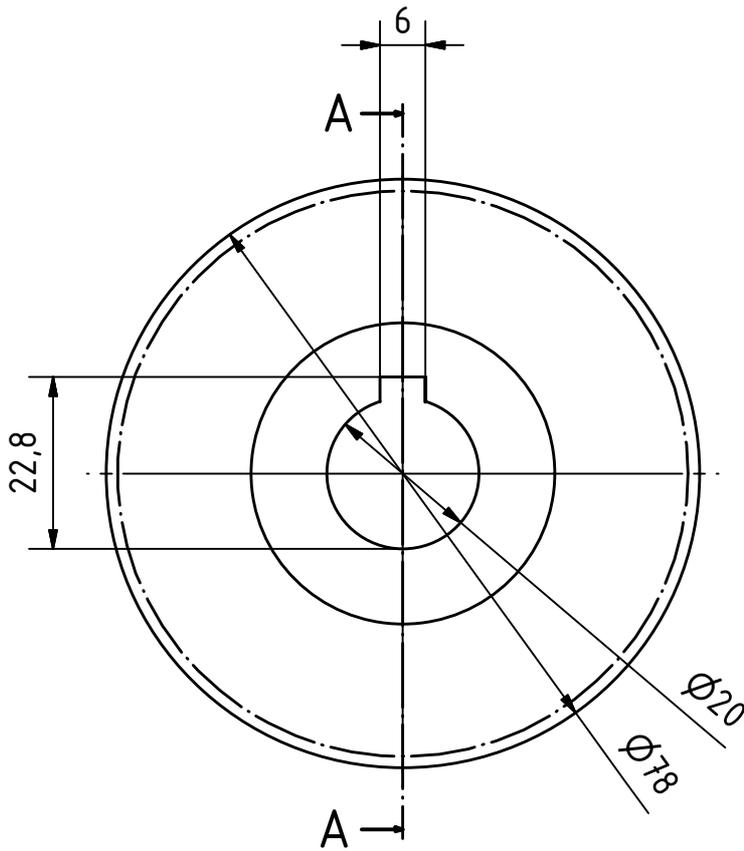


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
1:1	SUBCONJUNTO 2			1.2

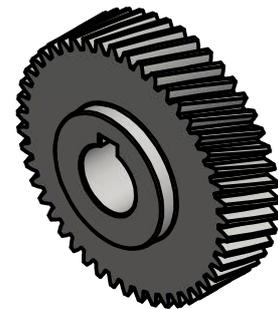


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
2:3	CUERPO SUPERIOR			1.2.1

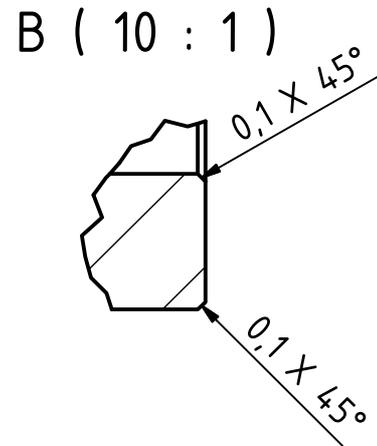
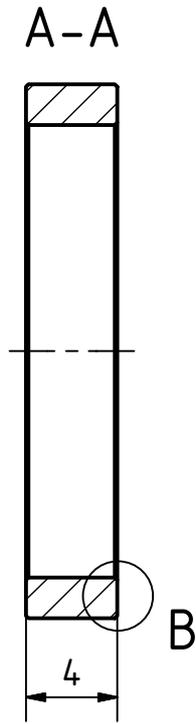
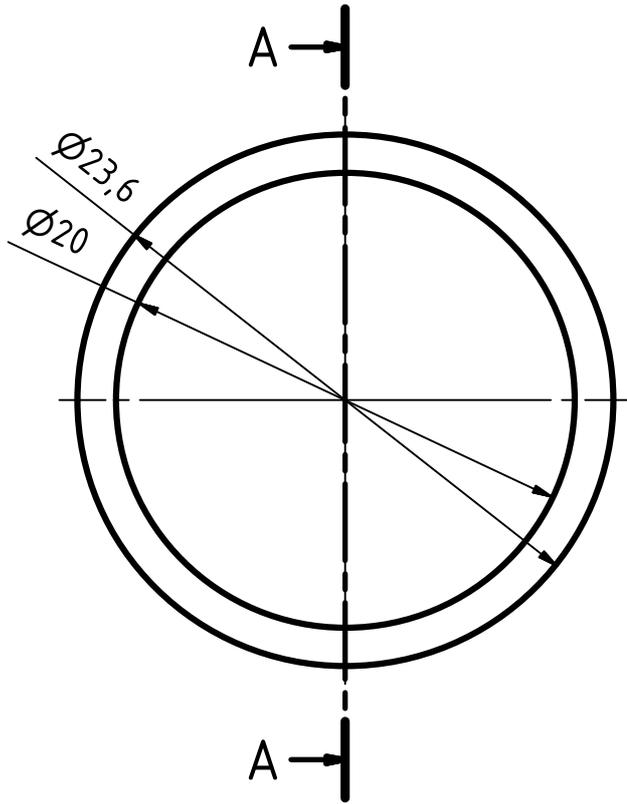
N9 / (N6 /)



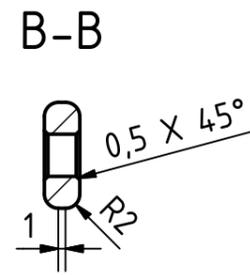
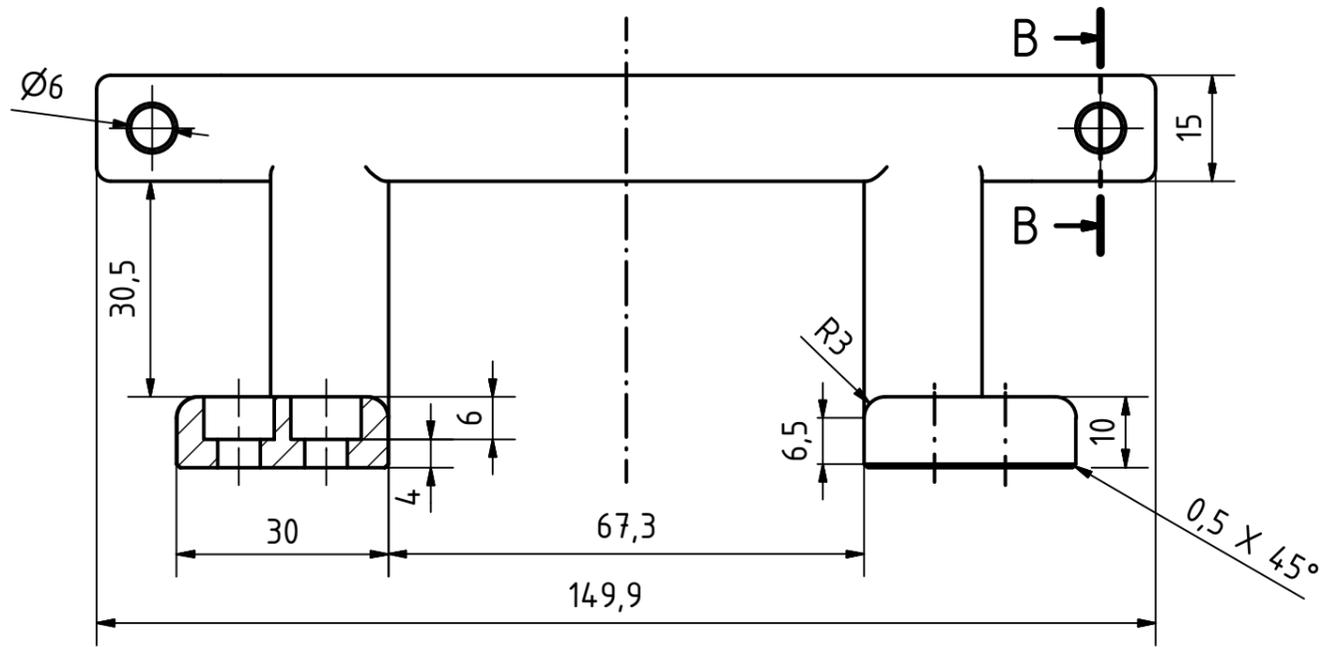
PARÁMETROS		
Diámetro primitivo	75,02	mm
Módulo	1,5	mm
Nº de dientes	47	-
Ángulo de presión	21,17	°
Ángulo de hélice	18,75	°
Distancia entre centros	52,675	mm
Calidad ISO	5	-
Material		-



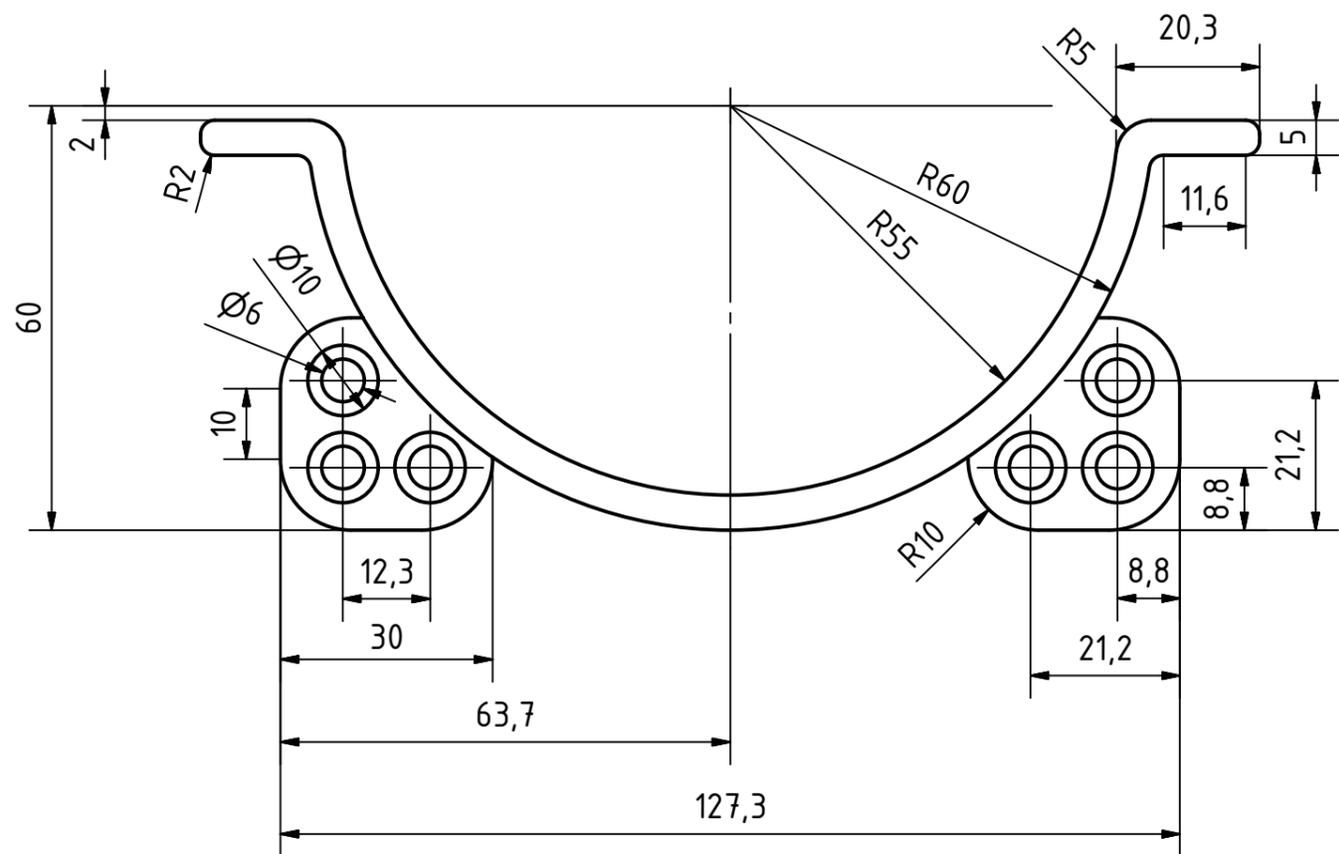
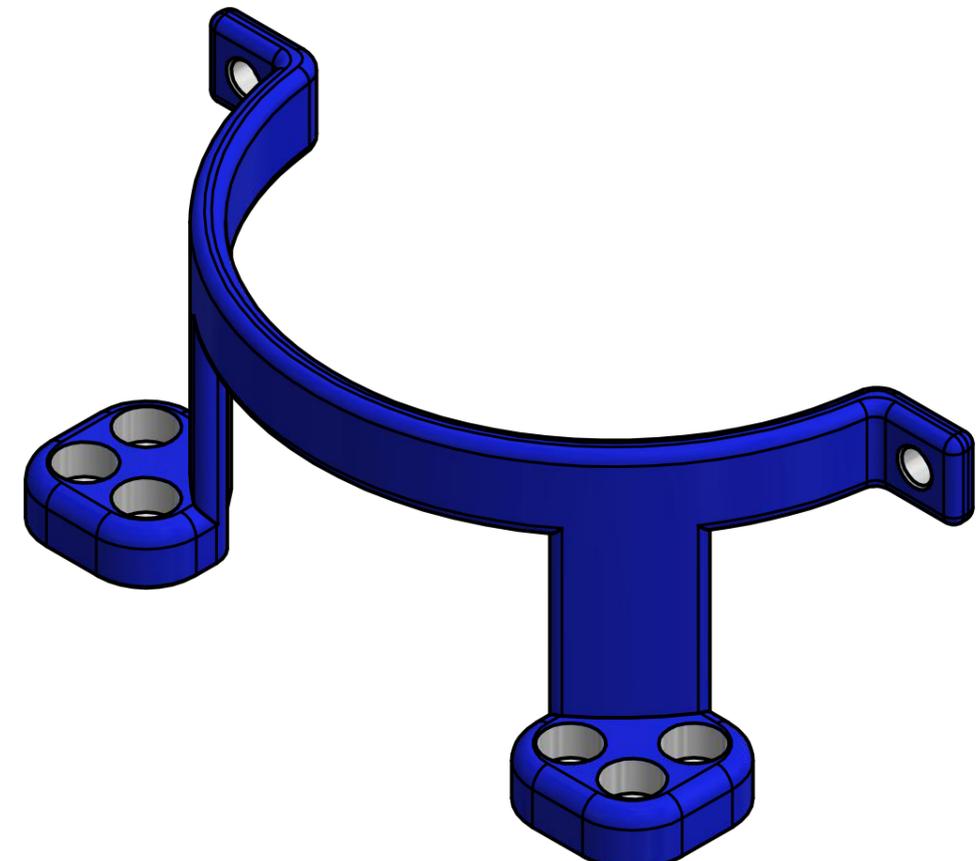
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
1:1	RUEDA ETAPA 1			1.2.3



	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
3:1	CASQUILLO Ø20 x 4			1.2.4

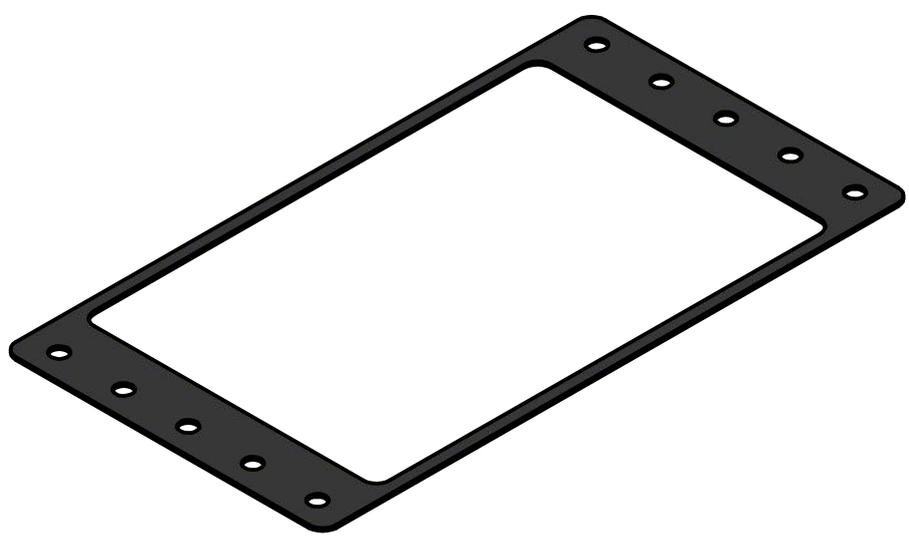
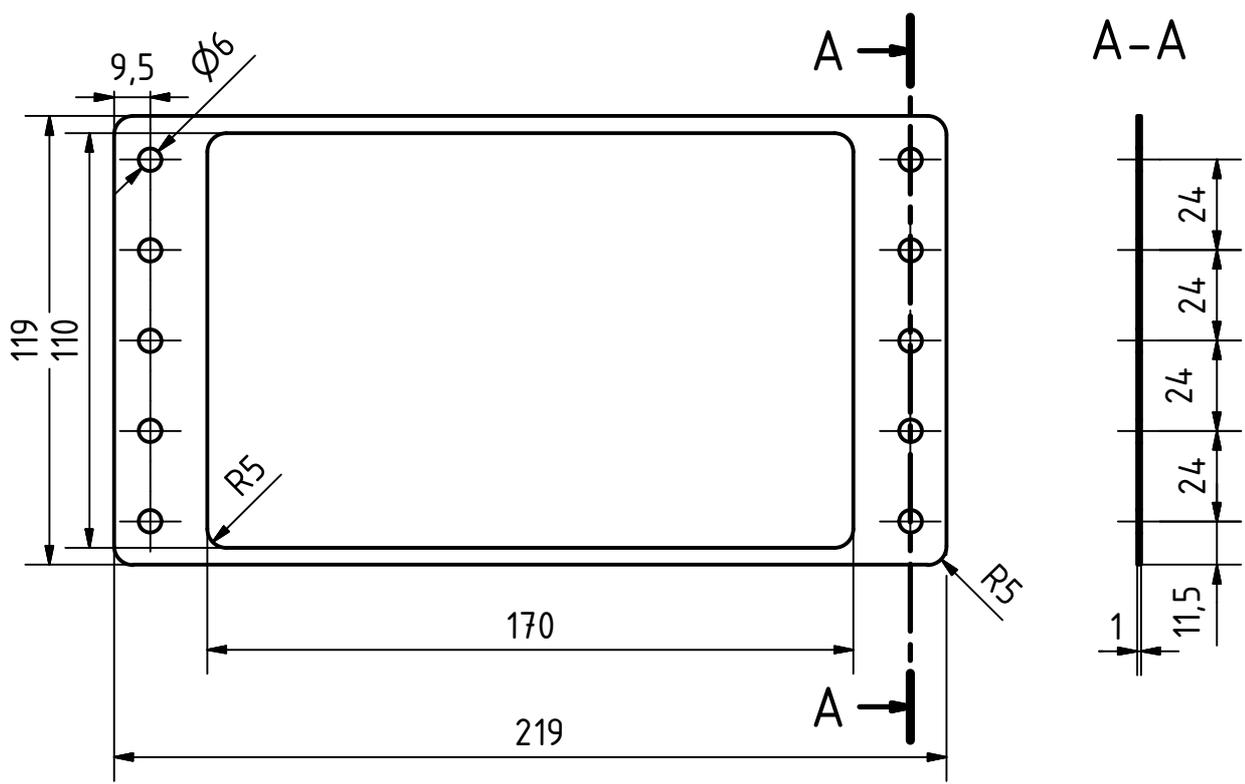


N9
Resto de dedondeos de valor 2 mm



	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
1:1	ANCLAJE			1.2.5

N9



	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO TRABAJO FIN DE GRADO <small>TÍTULO: DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A UNA FRESADORA CNC</small>
PROYECTADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
DIBUJADO	ETHAN HERNANDEZ	22-06-2017		
CONFORMADO	MANUEL TUR	29-06-2017		
ESCALA:	DENOMINACIÓN del PLANO:			Nº de PLANO:
1:2	SELLO DE ESTANQUEIDAD			1.3

TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO N° 3



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLA A
UNA FRESADORA**

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	5
1.1. OBJETIVO	5
1.2. DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PRODUCTO.....	5
1.3. COMPATIBILIDAD Y RELACIÓN ENTRE LOS DOCUMENTOS	6
2. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	7
2.1. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	7
2.1.1. OBLIGACIONES Y DERECHOS DEL CONTRATISTA.....	7
2.1.2. FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA	8
2.1.3. REPLANTEO Y PREPARACIÓN DE LOS TRABAJOS	9
2.1.4. COMIENZO, RITMO Y PLAZO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS	9
2.1.5. CONTROLES DE CALIDAD Y ENSAYOS	10
2.1.6. TRABAJOS DEFECTUOSOS	10
2.1.7. RECEPCIÓN PROVISIONAL DE LOS TRABAJOS.....	10
2.1.8. PERIODO DE PRUEBA O GARANTÍA.....	11
2.1.9. RECEPCIÓN DEFINITIVA.....	11
2.2. CONDICIONES ECONÓMICAS	12
2.2.1. LA FIANZA.....	12
2.2.2. COMPOSICIÓN DE PRECIOS	12
2.2.3. PRECIOS CONTRADICTORIOS	13
2.2.4. MEJORAS Y MODIFICACIONES DE LOS TRABAJOS, INSTALACIONES Y MAQUINARIA	13
2.2.5. REVISIÓN DE PRECIOS	13
2.2.6. VALORACIÓN, MEDICIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.....	14
2.2.7. PENALIZACIONES.....	14
2.2.8. SEGUROS	14
2.2.9. CONDICIONES DE PAGO.....	15

2.3. CONDICIONES LEGALES	16
2.3.1. EL CONTRATISTA	16
2.3.2. EL CONTRATO.....	17
2.3.3. SUBCONTRATAS	18
2.3.4. ACCIDENTES DE TRABAJO	19
2.3.5. CAUSAS DE RESCISIÓN DEL CONTRATO	20
3. PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES	21
3.1. CONDICIONES TÉCNICAS.....	21
3.1.1. INTRODUCCIÓN.....	21
3.1.2. CONDICIONES DE SUMINISTRO, RECEPCIÓN Y ALMACENAMIENTO DE LAS MATERIAS PRIMAS	21
3.2. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LOS ENGRANAJES	23
3.3. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LOS ÁRBOLES	24
3.4. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DEL ANCLAJE	25
3.5. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LOS CASQUILLOS	26
3.6. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LA CARCASA	27
3.7. PIEZAS ADQUIRIDAS.....	28
3.7.1. RODAMIENTOS.....	28
3.7.1.1. ÁRBOL DE ENTRADA.....	28
3.7.1.2. ÁRBOL INTERMEDIO.....	29
3.7.1.3. ÁRBOL DE SALIDA.....	29
3.7.2. TORNILLERÍA	30
3.7.3. ARANDELAS ELÁSTICAS	31
3.7.4. RETENES DE ACEITE.....	32
3.7.5. SELLO DE ESTANQUEIDAD	33
3.7.6. TAPONES DE ACEITE.....	33
3.7.7. VISOR DE ACEITE	33
3.8. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y PROCESOS DE FABRICACIÓN	34
3.8.1. PIEZAS MECANIZADAS	35
3.8.1.1. CARCASA, PLACA INTERMEDIA Y ANCLAJE	35
3.8.1.2. ÁRBOL DE ENTRADA.....	36

3.8.1.3.	ÁRBOL INTERMEDIO.....	37
3.8.1.4.	ÁRBOL DE SALIDA.....	38
3.8.1.5.	ENGRANAJES	39
3.8.1.6.	CASQUILLOS	41
3.9.	AJUSTES Y VERIFICACIONES	42
3.9.1.	CARCASA	42
3.9.2.	ÁRBOLES.....	42
3.9.3.	RODAMIENTOS.....	42
3.10.	MONTAJE DEL MULTIPLICADOR.....	43
3.10.	MANTENIMIENTO DEL MULTIPLICADOR	47

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se va a definir el propósito del pliego de condiciones perteneciente a nuestro proyecto y la relevancia que tiene cada documento que lo compone.

1.1. OBJETIVO

En este documento se va a exponer de la forma más clara y precisa posible las exigencias, imposiciones y obligaciones que se deben satisfacer en la ejecución de todo el proyecto en los ámbitos técnico, económico y legal.

Para ello, se mencionarán las normas que debemos tener en cuenta a la hora de realizar nuestro proyecto.

El proyectista es el que fijará las normas y, así, limitará su responsabilidad, no responsabilizándose de los inconvenientes que puedan aparecer debido al incumplimiento o modificación de alguna parte del proyecto, incluyendo el cambio de materiales seleccionados sin consulta y aprobación previas.

1.2. DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PRODUCTO

El conjunto desarrollado en este proyecto viene definido por los cuatro documentos básicos, en los cuales se exponen todos los cálculos, diseños, selecciones y demás criterios realizados a lo largo de dicho proyecto.

Los documentos son los siguientes:

- Memoria
 - Anexo de cálculos
 - Anexo de tablas
- Planos
- Pliego de condiciones
- Presupuesto

1.3. COMPATIBILIDAD Y RELACIÓN ENTRE LOS DOCUMENTOS

En el hipotético caso de que se pudiesen producir contrariedades o incompatibilidades entre los distintos documentos que componen este proyecto, se procede a tener en cuenta lo siguiente:

- Los documentos nº 1 y nº 2, que son la memoria y el presupuesto, tienen absoluta prioridad sobre el resto de documentos del proyecto en los temas que tengan relación con los materiales o procesos de fabricación.
- El documento nº 2, que son los planos, tiene prioridad sobre el resto de documentos que componen el proyecto en los temas relacionados con las dimensiones de los elementos que componen el conjunto.
- El documento nº 3, que es el pliego de condiciones, tiene prioridad sobre el resto de documentos que componen este proyecto en los temas que tengan relación con la normativa y la calidad de fabricación.
- El documento nº 4, que es el presupuesto, tiene prioridad sobre el resto de documentos de los que consta el proyecto en los temas relacionados con el coste de fabricación de cada uno de los componentes o elementos que componen el conjunto de este proyecto.

2. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

En este apartado se van a especificar, con claridad, las condiciones generales de índole facultativa, económica y legal que regirá el proceso de desarrollo y fabricación del multiplicador de velocidad.

2.1. CONDICIONES FACULTATIVAS

El pliego de condiciones facultativas regula las relaciones entre la contrata y el director facultativo, derivados de la ejecución de los trabajos.

2.1.1. Obligaciones y derechos del contratista

- **OBLIGACIONES:**
 - Conocer las leyes y normas enunciadas en el proyecto para la correcta ejecución de los trabajos.
 - Conocer el proyecto en todas sus partes.
 - Cumplir lo establecido en el pliego de condiciones técnica y facultativa.
 - Poner los medios adecuados para la realización del proyecto.
 - Ejecución de trabajos no especificados en el pliego de condiciones.
 - No iniciar los trabajos sin la autorización de la dirección facultativa.
 - Despido de personal suyo debido a faltas de subordinación, incompetencia o mala fe, a propuesta del director facultativo.
 - Garantizar protección a los trabajadores frente a riesgos laborales.

- DERECHOS:
 - Recepción por escrito y conformidad sobre aclaraciones y modificaciones del proyecto.
 - Reclamación contra las órdenes del director facultativo.
 - Exigir una copia del proyecto.
 - Recibir una solución a los problemas técnicos no previstos en el proyecto y que aparezcan durante la ejecución del proyecto y no imputables a una mala ejecución de los trabajos.
 - Se le suministrará los materiales, maquinaria, etc., que esté a cargo de la propiedad, en el plazo y condiciones estipuladas.

2.1.2. Facultades de la dirección técnica

Es el máximo responsable de la ejecución del proyecto y al que se le confieren las siguientes facultades:

- Ordenar el comienzo de los trabajos.
- Decidir sobre el ritmo de los trabajos.
- Responsabilizarse sobre el retraso de la producción.
- Supervisión de la calidad de los trabajos, desechando aquellos que no sean aceptables.
- Modificación del proyecto por causas de fuerza imprevista.
- Obligación de suministrar a los trabajadores la formación adecuada.
- Velar por el cumplimiento de todo lo anterior y por las condiciones de seguridad del personal adscrito a la materialización del proyecto.

2.1.3. Replanteo y preparación de los trabajos

Antes del inicio de los trabajos de fabricación se llevará a cabo la verificación de las máquinas – herramientas que se utilizarán y también se ajustarán los utillajes para que se cumplan las especificaciones de los planos.

También se debe asegurar la provisión de materiales (acero, aluminio...), además del suministro de todas las piezas adquiridas (rodamientos, tornillos...) cumpliéndose siempre todo lo referente a la normativa de Seguridad e Higiene en el trabajo.

2.1.4. Comienzo, ritmo y plazo de ejecución de los trabajos

La dirección facultativa, una vez comprobado el replanteo, dará su visto bueno, tras lo cual se realiza la firma de la propiedad, contrata y dirección facultativa, del acta de replanteo que servirá, además, como fecha oficial del comienzo de los trabajos.

Una vez iniciados los trabajos tras la supervisión de la dirección facultativa, el multiplicador estará terminado al cabo de dos semanas como máximo a partir de la fecha de inicio de los trabajos, salvo que ocurran imprevistos.

Para ejecución del multiplicador se divide el proceso en tres fases, los cuales deberán estar coordinados según la dirección facultativa:

- Taller de mecanizados: donde se realizarán los árboles, engranajes, casquillos, chavetas, además de la carcasa y tapas.
- Hornos industriales: donde se realizarán los tratamientos térmicos de los árboles y engranajes.
- Taller de ensamblaje: donde se ensamblan todos los componentes, se comprueba el correcto funcionamiento de todo el conjunto y se embala.

Durante todas las operaciones se establecerá un control de calidad.

2.1.5. Controles de calidad y ensayos

El control de calidad que se ha establecido para el multiplicador no se basa en ninguna normativa de fabricación vigente, sino que será estipulado por la dirección facultativa.

El control de calidad consistirá en someter al multiplicador a una prueba de 100 horas de continuo funcionamiento a un régimen de plena carga y bajo unas condiciones de velocidad de trabajo iguales para las que ha sido diseñado.

En caso de fallo será desechado y será el contratista el encargado de solucionar el fallo ya que se deberá a un problema principalmente constructivo. (trabajos defectuosos)

2.1.6. Trabajos defectuosos

El contratista tendrá la obligación de reponer a su costa todos aquellos trabajos, que a juicio de la dirección facultativa no estén correctamente ejecutados.

Además, regula también todas aquellas modificaciones no imputables a defectos de ejecución, especificando a quien corresponde el gasto.

2.1.7. Recepción provisional de los trabajos

Una vez finalizados los trabajos del multiplicador por parte de la contrata, se procede por parte de la dirección facultativa a la revisión de los mismos en los que se comprobarán los siguientes puntos:

- Las dimensiones, tolerancias y características de las superficies de los componentes son las especificadas en los planos.
- Las piezas adquiridas son las especificadas.
- Comprobar que todas las piezas de sujeción han sido colocadas de forma correcta además de localizarlas.
- Lubricación y engrase del conjunto.

- Uniones.
- Diagnóstico de averías.

Finalizada la detección de los posibles defectos observados, si los hubiere, serán marcados los plazos de reparación por parte de la dirección facultativa. Una vez subsanados y comprobados por la dirección facultativa, se dará por recibido el multiplicador y desde ese momento comenzará el periodo de prueba o garantía.

2.1.8. Periodo de prueba o garantía

Es el plazo de tiempo que se reserva la propiedad para detectar la existencia de deficiencias en el funcionamiento del multiplicador o por algún tipo de defecto en el ámbito constructivo que limite su vida de funcionamiento.

Los defectos observados, si los hubiera, se reparan por parte del contratista durante dicho plazo. En este caso el periodo es de 60 días.

Para que sea válida la garantía, el multiplicador no debe sufrir ningún tipo de modificación y se deben respetar todas las instrucciones y especificaciones proporcionadas por el fabricante. De lo contrario la garantía sería anulada y el contratista declinará cualquier tipo de responsabilidad.

2.1.9. Recepción definitiva

Una vez finalizado el periodo de prueba o garantía sin que se hayan detectado deficiencias o reparadas aquellas que hayan surgido, se procederá por parte de la dirección facultativa a extender el acta de recepción definitiva, devolviendo a la contrata la fianza retenida.

2.2. CONDICIONES ECONÓMICAS

En este apartado se describen y regulan las relaciones económicas entre la propiedad y la contrata, estableciendo la función de control que cumple la dirección facultativa.

2.2.1. La fianza

Entendemos por fianza, el porcentaje sobre el valor de los trabajos que deposita la contrata como garantía a la firma del contrato. Esta fianza deberá además servir para:

- Penalizaciones a que hubiese lugar por demoras.
- Realizar reparaciones dentro de la garantía y que la contrata no quiera realizar o por incumplimiento.
- Abandono de la fabricación por parte del contratista.

Esta fianza se realizará mediante un aval a la firma del contrato y pago anticipado del 10% del coste total del multiplicador.

La devolución de la fianza se realizará tras la firma del acta de recepción definitiva del multiplicador exceptuando los gastos. (siempre que los hubiera habido).

2.2.2. Composición de precios

La forma de componer los precios es a partir de unos precios unitarios (precios de las materias primas y coste de la mano de obra), por las cantidades de material o los tiempos de las operaciones, más los precios de las distintas piezas adquiridas, beneficio industrial e impuestos, que se han de aplicar para obtener el precio de ejecución o fabricación material por parte de la contrata.

Todo esto será aplicado para realización del documento del presupuesto.

2.2.3. Precios contradictorios

Son precios contradictorios aquellos que, no estando presupuestado en el proyecto, aparecen durante la fabricación.

En el caso de la aparición de precios contradictorios, éstos deben superar en más de un 15% lo presupuestado, siempre bajo la aprobación de la dirección facultativa.

2.2.4. Precios contradictorios

Dado que se estarán introduciendo continuamente mejoras en el diseño y fabricación o por necesidades constructivas, el contenido de estos documentos no debe ser asimilado como definitivo. Planos, capacidades y cálculos pueden sufrir alteraciones sin previo aviso para el cliente, y por escrito al contratista.

Para el caso de que las mejoras sean propuestas por la contrata, éstas deben ser analizadas por la dirección facultativa, la cual debe asegurarse de que generan un aumento en el importe de la ejecución en el proceso de fabricación.

2.2.5. Revisión de precios

Los precios desglosados en el presupuesto corresponden a los actuales en el mercado en consecuencia cualquier retraso en la ejecución del multiplicador repercutirá en los mismos.

En el caso de modificaciones o mejoras en el diseño del multiplicador también influirá en el presupuesto, buscando siempre una fórmula para que dicha influencia sea mínima en el caso de su encarecimiento, además de que debe de garantizar una mejora en el rendimiento a corto o medio plazo.

2.2.6. Revisión de precios

Los trabajos se valorarán de forma separada según la fase y tipo de trabajo. Deberán ser rectificadas por la dirección facultativa debiendo estar presente la contrata, realizándose una medición conjunta entre ambas partes con el objetivo de eliminar la mayoría de las reclamaciones. Y posteriormente realizar las certificaciones correspondientes.

El precio del multiplicador incluye el precio de los materiales la mano de obra directa, la maquinaria, los medios auxiliares y parte de la mano de obra indirecta que se precisará para realizarlo.

2.2.7. Penalizaciones

Las penalizaciones pueden ser de dos tipos: por demora y por incumplimiento de contrato.

Por demora de los trabajos: se impondrá una penalización mayor o menor en función de las consecuencias de esta demora, de forma que las pérdidas ocasionadas a la propiedad por el retraso en los trabajos serán sufragadas por el contratista. Estas penalizaciones vendrán en forma de retenciones en las certificaciones según estipula la dirección facultativa. En ningún caso la penalización por demora podrá exceder el 20% del presupuesto total, por lo que una vez alcanzado este máximo, se procederá a la resolución del contrato.

Por incumplimiento de contrato: la penalización por incumplimiento de contrato será la rescisión del mismo.

2.2.8. Seguros

La contrata tiene la obligación de suscribir todos los seguros que son necesarios para garantizar los posibles daños en el proceso de fabricación, personal, maquinaria e instalaciones que se produjeran por causas en el mismo proceso productivo o ajenas a él, y siempre a nivel personal como material.

Además, la contrata deberá establecer el sistema de vigilancia preciso para evitar robos o daños producidos a terceras personas.

Se exige a la contrata el estar en posesión de un seguro de responsabilidad civil.

2.2.9. Condiciones de pago

Se abonarán un 30% del importe total para el inicio de los trabajos, un 70% en forma de dos certificaciones iguales que se harán una a mitad y otra una vez se hayan concluido los trabajos, quedando totalmente cerrado el pago con la devolución de la fianza (10%) después del periodo de prueba o garantía.

Las liquidaciones y pagos se harán puntual y documentalmente en la fecha y lugar pactado o según usos y costumbres.

La morosidad o retraso en los pagos, cuyo vencimiento no deberá exceder de un mes.

2.3. CONDICIONES LEGALES

En este apartado se describen y regulan las relaciones económicas entre la propiedad y la contrata, estableciendo la función de control que cumple la dirección facultativa.

En este apartado se marcan las condiciones que deben cumplir tanto el contrato como el contratista, según la legislación vigente.

Se cumplirán todas aquellas normas referidas al proyecto: UNE, AGMA, ISO, DIN...

2.3.1. El contratista

El contratista está obligado a cumplir los plazos parciales fijados para la ejecución sucesiva del contrato y en general para su total realización.

Si el contratista por causas imputables al mismo, hubiera incurrido en demora respecto a los plazos parciales de manera, que haga presumir racionalmente la imposibilidad del cumplimiento del plazo final o éste hubiera quedado incompleto, la dirección facultativa podrá optar indistintamente por la resolución de la penalidad que se establezca.

La constitución en mora del contratista no requerirá interpelación o intimación previa por parte de la dirección facultativa.

Cuando el supuesto anterior de incumplimiento del plazo total por causas impugnables al contratista, la dirección facultativa opte por la imposición de penalidades, concederá la ampliación del plazo que estime necesario para la terminación del multiplicador.

Debe poseer toda la maquinaria en condiciones adecuadas y mano de obra especializada necesaria para realizar los trabajos.

La responsabilidad del contratista deriva precisamente en su facultad de indicar al trabajador, el modo, tiempo y lugar de realización del trabajo, y su poder de

sancionar a quien no lo realice de la manera indicada. En consecuencia, si tiene estas facultades, también debe responsabilizarse de los incidentes que puedan surgir en el proceso de fabricación, en especial en aquellos que afecten a la seguridad y salud de los trabajadores.

Es precisamente de la relación laboral existente entre contratista y trabajadores, y de su contrato de trabajo, donde se deriva una serie de derechos y obligaciones para los que lo suscriben.

2.3.2. El contrato

Se puede definir como un acuerdo entre dos personas, por el cual una de ellas se compromete a prestar unos servicios retribuidos por cuenta ajena y dentro del ámbito de organización y dirección de otra persona física o jurídica.

Uno de los contratantes se obliga a entregar una cosa determinada y el otro a pagar por ella un precio cierto en dinero o signo que lo represente.

El contrato debe ser consensual, bilateral y oneroso.

Con este tipo de contrato el precio será por unidad de obra, siendo una valoración con arreglo a las unidades indicadas en las medidas y ofertadas. El precio será el establecido en el presupuesto.

El contrato puede celebrarse por escrito o de palabra. Cualquiera de las partes podrá exigir que el contrato se formalice por escrito.

Si resulta nula una parte del contrato permanecerá válido en lo restante.

La duración del contrato será concertada por una duración determinada en función de la obra o servicios a cumplir.

2.3.3. Subcontratas

El subcontratista es responsable de la conformidad de su producción, por los documentos remitidos por el contratista, si hay lugar, solicitará los detalles complementarios para eliminar cualquier ambigüedad. Las normas y pliego de condiciones a que los planos hagan referencia, deberán respetarse igualmente las instrucciones de control, que se unirán a los planos cuando sean necesarias.

El subcontratista que tenga intención de subcontratar a su vez con un tercero, una, varias operaciones o la totalidad del pedido debe informar obligatoriamente de ello al contratista. El subcontratista debe aplicar, con respecto al segundo subcontratista, las prescripciones anteriores.

El subcontratista es responsable de los útiles de fabricación y su control, que pueden ser suministrados por el contratista después de previa verificación y de asegurarse de que permiten obtener las piezas conforme al plano.

Todos los retoques necesarios para corregir un exceso de material deben realizarse por el subcontratista. En los demás casos, el subcontratista debe ponerse de acuerdo con el contratista.

El subcontratista debe denunciar cualquier anomalía que será objeto de un examen destinado a encontrar una solución aceptable si existe.

El hecho de acordar una derogación circunstancial deberá señalar sobre la factura de envío y las piezas correspondientes acondicionadas a parte para poder ser fácilmente marcadas, si así lo exigiera el contratista.

Corresponde al subcontratista asegurar la protección contra cualquier alteración (choques, oxidación...) de forma que las piezas no se deterioren al ser enviadas o transportadas.

Cualquier inspección del contratista que detecte un porcentaje de disconformidad a las instrucciones de la inspección será objeto de rechazo notificado mediante un informe de inspección.

Como regla general, las piezas se reexpedirán en las condiciones iniciales de envío y a costa del subcontratista, quien deberá realizar a su cargo: inspecciones unitarias y retoques de las piezas defectuosas siguiendo un proceso acordado con el contratista o rehacerlos si fuera necesario.

2.3.4. Accidentes de trabajo

Se define el accidente de trabajo como la concertación o materialización de un riesgo, en un “suceso imprevisto, que interrumpe o interfiere la continuidad del trabajo, que puede suponer un daño a las personas o la propiedad”.

Todos los trabajos que se realizarán referentes a la ejecución del proyecto, tanto en su manufactura, como en su verificación y montaje se realizarán atendiendo a las normas de seguridad e higiene en el trabajo, que tenga en cuenta la legislación vigente, bajo la responsabilidad y obligación de la contrata buscando entender la Seguridad e Higiene en el trabajo como la “técnica no médica de prevención cuya finalidad se centra en la lucha contra los accidentes de trabajo, evitando y controlando sus consecuencias”, así como todas las medidas que redunden en la seguridad de los trabajadores.

Se entiende como higiene del trabajo la ciencia o arte dedicado al reconocimiento, evaluación y control de aquellos factores ambientales o tensiones emanadas o provocadas por el lugar de trabajo y que pueden ocasionar enfermedades profesionales de los individuos expuestos a ellas”.

Además la contrata de acuerdo con la ley de Industria debe cumplir la Seguridad Industrial la cual tiene por objeto la prevención y limitación de riesgo, así como la protección contra accidentes y siniestros capaces de producir daños o perjuicios a las personas, flora, fauna, bienes o al medio ambiente, derivadas de la actuación industrial o la utilización, funcionamiento, mantenimiento de las instalaciones o equipos de la producción, uso o consumo, almacenamiento o deshecho de los productos industriales.

En resumen, la contrata asume toda responsabilidad legal respecto a cualquier caso de accidente definido en este apartado y ocurrido durante los trabajos o instalaciones de su propiedad o alquilados.

2.3.5. Causas de rescisión del contrato

Éstas serán las posibles causas en que se podrá rescindir el contrato:

- Por mutuo acuerdo de las partes.
- Por fallecimiento del contratista o incapacidad laboral transitoria e invalidez laboral.
- Por causas económicas o tecnológicas o de fuerza mayor, que impidan la prestación y aceptación de los trabajos.
- Por demoras injustificadas en la entrega de los trabajos dentro de los plazos acordados.
- Por abandono de los trabajos por parte de la contrata.
- Por cierre legal de la empresa.

3. PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES

3.1. CONDICIONES TÉCNICAS

3.1.1. Introducción

El presente pliego de condiciones técnicas, es un documento que sirve para completar, rectificar o mejorar los datos que se reflejan en la memoria, anejo de cálculos y planos, con datos que no pueden incluirse en ellos.

Se van a fijar:

- Las condiciones de suministro y especificaciones de los materiales.
- Condiciones de ejecución y montaje.
- Medición y verificación de tolerancias.
- Condiciones de ensayos y pruebas.

Necesarias todas, para la construcción del proyecto y almacenaje que completarán los demás documentos para la realización del mismo.

3.1.2. Condiciones de suministro, recepción y almacenamientos de las materias primas

Todas las materias primas o elementos de fabricación estándar serán transportados por los suministradores hasta el almacén donde serán examinadas por el ingeniero técnico o persona delegada por él, tras comprobar que sus propiedades y características son las acordadas, además de cumplir las normas:

UNE-EN 10020:2001 Acero

UNE-EN 1706:2011 Aluminio

Las características físicas, químicas y necesarias deben ser garantizadas por escrito por los suministradores, y en caso de dudas deberán realizarse ensayos de acuerdo con las normas anteriormente mencionadas en el apartado correspondiente a las condiciones legales.

Además, deberá contener una declaración donde se verá reflejada, como mínimo, la siguiente información:

- Nombre y domicilio del suministrador que emite la declaración.
- Identificación del producto (nombre, número de tipo o de modelo y cualquier otra información complementaria relevante, tal como el número de lote, de muestra o de serie, procedencia y número de ejemplares).
- La referencia a las normas o a otros documentos normativos de una manera precisa, completa o bien definida.
- Cualquier otra información complementaria, en su caso, que pueda ser necesaria, tal como la clase o la categoría.
- La fecha de emisión de la declaración.
- Firma y cargo de la persona autorizada.
- La contratación de que la declaración se emite bajo la exclusiva responsabilidad del suministrador.

3.2. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LOS ENGRANAJES

Para la fabricación de los engranajes se precisa un material muy resistente ya que, al transmitir esfuerzos elevados, éste debe resistir en el núcleo y ser resistente al desgaste en la zona de los dientes.

El material será un acero al carbono Acero F-1060, que consiste en un acero no aleado cuyas propiedades básicas dependen del contenido de carbono. Las características de este acero son:

- COMPOSICIÓN QUÍMICA:

% C	% Mn	% Fe
0,60	0,75	98,65

- CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

- Tensión de rotura: $S_u = 880$ MPa.
- Tensión de fluencia: $S_y = 600$ MPa.
- Dureza Brinell = 200
- Alargamiento = 14%
- $S_{HL} = 390$ N/mm²
- $S_{FL} = 160$ N/mm²

- PROPIEDADES TECNOLÓGICAS:

- Maquinabilidad: Excelente
- Resistencia al desgaste: Buena
- Resistencia a la corrosión: Regular
- Capacidad de amortiguamiento: Buena

- APLICACIONES GENERALES:

- Ejes.
- Elementos de máquinas.
- Piezas bastantes resistentes.
- Cilindros de motores de explosión.
- Transmisiones.

3.3. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LOS ÁRBOLES

Para la fabricación de los árboles se precisa un material muy resistente, ya que el árbol se encarga de transmitir potencia y cargas pesadas.

El material será un acero al carbono F-1140 templado y revenido cuyas características son:

- COMPOSICIÓN QUÍMICA:

% C	% Mn	% Si	% P	% S	% Fe
0,45	0,55	0,25	< 0,04	< 0,04	98,67

- CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

- Carga límite de rotura: 900 MPa.
- Carga límite de fluencia: 700 MPa.
- Alargamiento: 8 %
- Dureza Brinell: 260 HB

- PROPIEDADES TECNOLÓGICAS:

- Maquinabilidad: Muy buena
- Resistencia al desgaste: Buena
- Resistencia a la corrosión: Buena
- Capacidad de amortiguamiento: Buena.

- APLICACIONES GENERALES:

- Elementos de maquinaria.
- Árboles de transmisión.
- Piezas con cargas pesadas.

3.4. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DEL ANCLAJE

Para el anclaje que une el conjunto multiplicador con la fresadora se precisa de un material resistente y a su vez ligero, como se ha expuesto en el documento nº 1.

El material seleccionado es el Aluminio AL-6063 según la norma UNE-EN 1706:2011.

- COMPOSICIÓN QUÍMICA:

% Si	% Fe	% Cu	% Mn	% Mg	% Zn	% Ti	% Cr	% Otros	% Al
0,40	0,35	0,10	0,10	0,675	0,10	0,10	0,10	0,15	97.925

- CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

- Carga límite de rotura: 260 MPa.
- Carga límite de fluencia: 240 MPa.
- Alargamiento: - %
- Dureza Brinell: 80 HB

- PROPIEDADES TECNOLÓGICAS:

- Maquinabilidad: Excelente
- Resistencia al desgaste: Buena
- Resistencia a la corrosión: Buena
- Capacidad de amortiguamiento: Buena.

- APLICACIONES GENERALES:

- Elementos de ligeros.
- Carcasas de motores eléctricos.
- Piezas con necesidad de poca carga.

3.5. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE LOS CASQUILLOS

El material seleccionado es el Bronce.

- COMPOSICIÓN QUÍMICA:

% Cu	% Sn
90	10

- CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

- Carga límite de rotura: 200 MPa.
- Carga límite de fluencia: 70 MPa.
- Dureza Brinell: 70 HB

- PROPIEDADES TECNOLÓGICAS:

- Maquinabilidad: Muy buena
- Resistencia al desgaste: Buena
- Resistencia a la corrosión: Buena
- Capacidad de amortiguamiento: Buena.

- APLICACIONES GENERALES:

- Elementos de ligeros.
- Casquillos.
- Piezas con necesidad de poca carga.
- Electrodomésticos
- Bombas de fluidos.
- Bobinadoras.
- Motores eléctricos

3.6. MATERIAL PARA LA FABRICACIÓN DE CARCASA Y PLACA INTERMEDIA

Para la carcasa y la placa intermedia se va a emplear el mismo material que hemos empleado para el anclaje como habíamos comentado anteriormente en el documento nº 1 ya que se precisa de un material resistente y a su vez ligero.

El material seleccionado es el Aluminio AL-6063 según la norma UNE-EN 1706:2011.

- COMPOSICIÓN QUÍMICA:

% Si	% Fe	% Cu	% Mn	% Mg	% Zn	% Ti	% Cr	% Otros	% Al
0,40	0,35	0,10	0,10	0,675	0,10	0,10	0,10	0,15	97.925

- CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

- Carga límite de rotura: 260 MPa.
- Carga límite de fluencia: 240 MPa.
- Alargamiento: - %
- Dureza Brinell: 80 HB

- PROPIEDADES TECNOLÓGICAS:

- Maquinabilidad: Excelente
- Resistencia al desgaste: Buena
- Resistencia a la corrosión: Buena
- Capacidad de amortiguamiento: Buena.

- APLICACIONES GENERALES:

- Elementos de ligeros.
- Carcasas de motores eléctricos.
- Piezas con necesidad de poca carga.

3.7. PIEZAS ADQUIRIDAS

La razón de la existencia de algunas piezas que son adquiridas a otras empresas, se debe a que están normalizados, con lo que conlleva un uso apropiado con precios más económicos.

La recepción de estos, solo se aceptarán en sus embalajes originales, cerrados e intactos. Se pondrá especial atención en comprobar que los embalajes no muestren señales de un mal almacenamiento que pudiera afectar a las condiciones o características originales de los rodamientos.

3.7.1. Rodamientos

Los rodamientos recomendables serán de la marca SKF.

Para la utilización de cualquier otro rodamiento de otra empresa suministradora se deberá comprobar que las condiciones geométricas, estáticas y dinámicas de estos rodamientos más sus dimensiones principales sean semejantes a los seleccionados de la empresa SKF.

3.7.1.1. Árbol de entrada

RODAMIENTO 1			RODAMIENTO 2		
RODAMIENTO EJE ENTRADA			RODAMIENTO EJE ENTRADA		
Ref.	61804		Ref.	61804	
d	20	mm	d	20	mm
D	32	mm	D	32	mm
B	7	mm	B	7	mm
r_{1,2}	0,3	mm	r_{1,2}	0,3	mm
C	4,03	kN	C	4,03	kN
Co	2,32	kN	Co	2,32	kN
P_u	0,104	kN	P_u	0,104	kN
f_o	14,5	-	f_o	14,5	-
V_{ref}	45000	rpm	V_{ref}	45000	rpm
V_{lím}	18000	rpm	V_{lím}	18000	rpm

3.7.1.2. Árbol intermedio

RODAMIENTO 3

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r _{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
Co	2,24	kN
P _u	0,095	kN
fo	14,3	-
V _{ref}	56000	rpm
V _{lím}	34000	rpm

RODAMIENTO 4

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r _{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
Co	2,24	kN
P _u	0,095	kN
fo	14,3	-
V _{ref}	56000	rpm
V _{lím}	34000	rpm

3.7.1.3. Árbol de salida

RODAMIENTO 5

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r _{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
Co	2,24	kN
P _u	0,095	kN
fo	14,3	-
V _{ref}	56000	rpm
V _{lím}	34000	rpm

RODAMIENTO 6

RODAMIENTO EJE INTERMEDIO		
Ref.	61902	
d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
r _{1,2}	0,3	mm
C	4,36	kN
Co	2,24	kN
P _u	0,095	kN
fo	14,3	-
V _{ref}	56000	rpm
V _{lím}	34000	rpm

3.7.2. Tornillería

En cuanto a la tornillería se utilizará en general, tornillos de cabeza y tuercas hexagonales con rosca métrica ISO. (UNE 17704-78).

- FIJACIÓN DE LA PLACA INTERMEDIA AL CUERPO INFERIOR

Tornillo Allen DIN 912 – M4 x 0,7 – 12 – 8.8 (4 Uds.)

- FIJACIÓN DEL ANCLAJE AL CUERPO SUPERIOR

Tornillo Allen DIN 912 – M6 x 1 – 12 – 8.8 (12 Uds.)

- FIJACIÓN DEL CUERPO SUPERIOR AL CUERPO INFERIOR

Perno de cabeza hexagonal DIN EN 24017 – M6 x 20 (10 Uds.)

Tuerca hexagonal DIN EN 24034 – M6 x 5 (10 Uds.)

- FIJACIÓN DEL ANCLAJE A LA CAÑA DE LA FRESADORA

Perno de cabeza hexagonal DIN EN 24017 – M6 x 20 (2 Uds.)

Tuerca hexagonal DIN EN 24034 – M6 x 5 (2 Uds.)

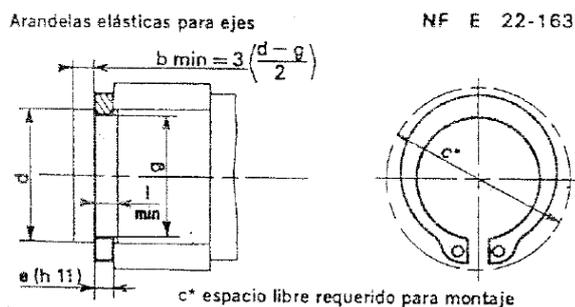
3.7.3. Arandelas elásticas

Para fijar axialmente todos los rodamientos en el árbol para que no se muevan de la posición calculada se recurre a la utilización de anillos elásticos, que realizan el suficiente esfuerzo para conseguir lo deseado.

La selección de estos elementos de sujeción se ha realizado conforme a la norma NF E 22-163.

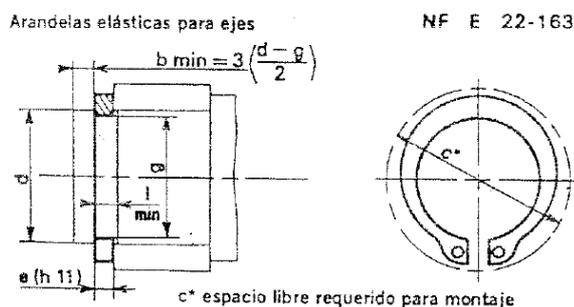
- ÁRBOL DE ENTRADA

ARANDELA EJE ENTRADA		
Ref.	NF E 22-163	
d	20	mm
e	1,2	mm
c	29	mm
l	1,3	mm
g	19	mm
b	1,5	mm



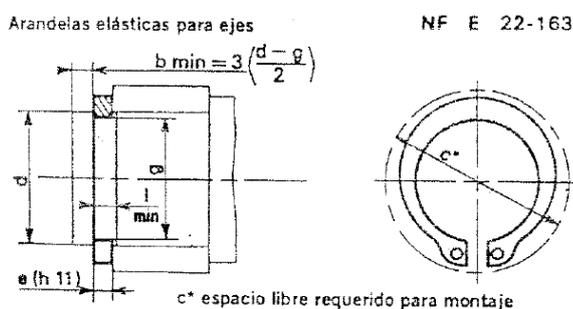
- ÁRBOL INTERMEDIO

ARANDELA EJE INTERMEDIO		
Ref.	NF E 22-163	
d	15	mm
e	1	mm
c	23,2	mm
l	1,1	mm
g	14,3	mm
b	1,05	mm



- ÁRBOL DE SALIDA

ARANDELA EJE SALIDA		
Ref.	NF E 22-163	
d	15	mm
e	1	mm
c	23,2	mm
l	1,1	mm
g	14,3	mm
b	1,05	mm



3.7.4. Retenes de aceite

Los retenes únicamente cumplen la función de mantener la estanqueidad dentro del multiplicador para que no se pierda el aceite durante su funcionamiento.

Los retenes serán de la marca SKF, se seguirán las instrucciones del fabricante.

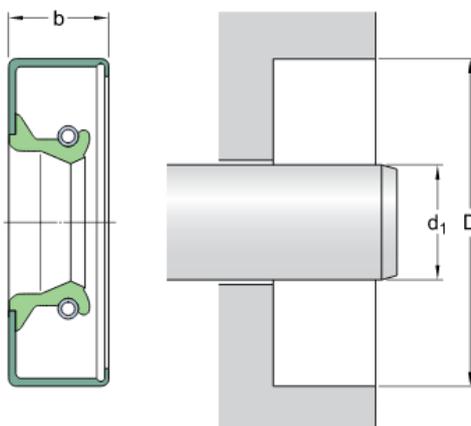
Los retenes a montar son del tipo obturadores radiales de eje de un labio de goma exterior.

- ÁRBOL DE ENTRADA

RETÉN EJE ENTRADA		
Ref.	20x30x7 CRW1 R	
d₁	20	mm
D	30	mm
b	7	mm
T_{mín}	-40	°C
T_{máx}	100	°C
V_{lím}	17189	rpm
V_{tangencial}	18	m/s

- ÁRBOL DE SALIDA

RETÉN EJE SALIDA		
Ref.	15x25x7 CRW1 P	
d₁	15	mm
D	25	mm
b	7	mm
T_{mín}	-40	°C
T_{máx}	150	°C
V_{lím}	22918	rpm
V_{tangencial}	18	m/s



3.7.5. Sello de estanqueidad

Este tipo de junta se usa para asegurar la estanqueidad de la carcasa. Son colocados, por tanto, entre ambas partes de la carcasa para asegurar su estanqueidad.

Estas planchas constan esencialmente de caucho, de materiales de relleno inorgánicos y elastómeros con medio de aglutinación.

Su elaboración y fabricación se realizará en una empresa externa, a la cual le mandaremos la información necesaria para que les sea posible realizarla.

3.7.6. Tapones de aceite

Se emplearán una serie de tapones, concretamente 2, para el llenado y vaciado del lubricante de nuestro conjunto multiplicador.

Tapón roscado de cabeza hexagonal DIN 7604 – A – M16 x 1,5 – St

3.7.7. Visor de aceite

Se empleará un visor de aceite para la supervisión del nivel del lubricante de nuestro conjunto multiplicador.

HCFE. 12-3/8 10851

3.8. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y PROCESOS DE FABRICACIÓN

En lo referente a la fabricación, operaciones y pasos para el mecanizado de las piezas.

Como referencia principal se debe recurrir a los planos y normas especificadas para su montaje. Se deben cumplir estrictamente la precisión y las tolerancias indicando en dichos documentos, lo cual garantiza el perfecto funcionamiento del multiplicador.

Cada pieza del multiplicador posee un proceso de fabricación diferente. Lo que se pretende en este apartado es la descripción de cada uno de los procesos y las condiciones que deben tener para la correcta ejecución de la pieza.

Se realizará una especie de esquema a seguir donde se encuentran los pasos a tener en cuenta para la ejecución de la pieza. Estos esquemas servirán de referencia, no tienen por qué seguirse escrupulosamente.

Cada operación que se deba realizar a la pieza en el taller quedará sujeta a la persona más cualificada, de manera que el resultado esperado sea el mejor posible.

3.8.1. Piezas mecanizadas

Describiremos las condiciones de ejecución de los componentes del multiplicador de velocidad cuyo origen dependerá de las piezas que se obtiene a partir de brutos o barras del material que les corresponden.

3.8.1.1. Carcasa, placa intermedia y anclaje

Las dos partes de la carcasa se llevarán a cabo con un Aluminio AL-6063 según la norma UNE-EN 1706:2011.

Utilizaremos un bruto de material con forma rectangular con medidas superiores a las de las dos partes de la carcasa.

Partiremos de un bruto de 250 x 130 x 80 mm para cada una de las partes de la carcasa, un bruto de 200 x 130 x 50 mm para la placa intermedia y un bruto de 200 x 130 x 60 para el anclaje.

Esquema a seguir para la ejecución de las dos partes de la carcasa:

- Vaciado y desbaste de material.
- Contornos de las formas geométricas de las carcasas.
- Planeados de las caras.
- Redondeos de contorno.
- Acabados.
- Orificios y alojamientos de los rodamientos.
- Roscado de los agujeros.
- Chaflanes y redondeos.
- Pintado.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

Esquema a seguir para la ejecución de la placa intermedia y el anclaje:

- Vaciado y desbaste de material.
- Contornos de las formas geométricas de la placa intermedia.
- Planeados de las caras.
- Redondeos de contorno.
- Acabados.
- Orificios y alojamientos de los rodamientos.
- Rebajes de los agujeros.
- Chaflanes y redondeos.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

3.8.1.2. Árbol de entrada

El árbol de entrada se llevará a cabo con un acero al carbono F-1140.

Utilizaremos barras macizas de sección circular para llevar a cabo los posteriores mecanizados, todo en base a la norma UNE 18018-52.

Partiremos de una barra en bruto de diámetro de 70 mm. y una longitud de 250 mm.

Esquema a seguir para la ejecución del árbol de entrada:

- Vaciado y desbaste de material.
- Contorno de la forma geométrica de un porta de 40
- Planeados de las caras.
- Redondeos de contornos.
- Acabados.

- Ranurado de los alojamientos de las arandelas elásticas.
- Roscado de los agujeros.
- Chaflanes y redondeos.
- Fresado del chavetero.
- Fresado de las ranuras geométricas del porta de 40.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

3.8.1.3. Árbol intermedio

El árbol intermedio se llevará a cabo con un acero al carbono F-1140.

Utilizaremos barras macizas de sección circular para llevar a cabo los posteriores mecanizados, todo en base a la norma UNE 18018-52.

Partiremos de una barra en bruto de diámetro de 30 mm. y una longitud de 250 mm.

Esquema a seguir para la ejecución del árbol intermedio:

- Vaciado y desbaste de material.
- Planeados de las caras.
- Redondeos de contornos.
- Acabados.
- Ranurado de los alojamientos de las arandelas elásticas.
- Chaflanes y redondeos.
- Fresado de los chaveteros.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

3.8.1.4. Árbol de salida

El árbol intermedio se llevará a cabo con un acero al carbono F-1140.

Utilizaremos barras macizas de sección circular para llevar a cabo los posteriores mecanizados, todo en base a la norma UNE 18018-52.

Partiremos de una barra en bruto de diámetro de 70 mm. y una longitud de 250 mm.

Esquema a seguir para la ejecución del árbol intermedio:

- Vaciado y desbaste de material.
- Contorno de la forma geométrica de un portapinzas.
- Planeados de las caras.
- Redondeos de contornos.
- Acabados.
- Ranurado de los alojamientos de las arandelas elásticas.
- Roscado de la cara cilíndrica portapinzas.
- Chaflanes y redondeos.
- Fresado del chavetero.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

3.8.1.5. Engranajes

Los engranajes se realizarán con un acero al carbono Acero F-1060.

Utilizaremos barras macizas de sección circular y longitud conveniente para llevar a cabo los posteriores mecanizados, todo en base a la norma UNE 18018-52.

- PIÑÓN ETAPA 1:

Partiremos de una barra de diámetro 40 mm. y una longitud de 50 mm.

Esquema de las operaciones a realizar:

- Refrentado de cada una de las caras del engranaje.
- Cilindrado exterior del contorno del engranaje.
- Fresado del agujero del eje y del chavetero.
- Tallado del engranaje.
- Taladrado del diámetro necesario.
- Rectificado del engranaje.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

- PIÑÓN ETAPA 2:

Partiremos de una barra de diámetro 40 mm. y una longitud de 50 mm.

Esquema de las operaciones a realizar:

- Refrentado de cada una de las caras del engranaje.
- Cilindrado exterior del contorno del engranaje.
- Fresado del agujero del eje y del chavetero.
- Tallado del engranaje.
- Taladrado del diámetro necesario.

- Rectificado del engranaje.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

- RUEDA ETAPA 1:
Partiremos de una barra de diámetro 80 mm. y una longitud de 50 mm.
Esquema de las operaciones a realizar:
 - Refrentado de cada una de las caras del engranaje.
 - Cilindrado exterior del contorno del engranaje.
 - Fresado del agujero del eje y del chavetero.
 - Tallado del engranaje.
 - Taladrado del diámetro necesario.
 - Rectificado del engranaje.
 - Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

- RUEDA ETAPA 2:
Partiremos de una barra de diámetro 80 mm. y una longitud de 50 mm.
Esquema de las operaciones a realizar:
 - Refrentado de cada una de las caras del engranaje.
 - Cilindrado exterior del contorno del engranaje.
 - Fresado del agujero del eje y del chavetero.
 - Tallado del engranaje.
 - Taladrado del diámetro necesario.
 - Rectificado del engranaje.
 - Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

3.8.1.6. Casquillos

Los casquillos se realizarán con un bronce 90% de cobre – 10% de estaño.

Partiremos de una barra de bruto de diámetro exterior 30 y una longitud de 100 mm.

Esquema de las operaciones a realizar:

- Cilindrado interior.
- Refrentado.
- Mandrinado del agujero.
- Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas.

3.9. AJUSTES Y VERIFICACIONES

Se definen en este apartado las dimensiones más relevantes del multiplicador de velocidad para que el funcionamiento del multiplicador sea el correcto.

Se indicarán también las precauciones y detalles para que el montaje del multiplicador sea el correcto, en el caso de que una pieza no se encuentre definida en este apartado significara que no está sujeta a ningún tipo de condición especial, aunque deberá hacerse con la mayor precisión que sea posible.

3.9.1. Carcasa y placa intermedia

Los alojamientos de los rodamientos que se han mecanizado en las dos partes de la carcasa y la placa intermedia tendrán un ajuste J6.

Esta información se muestra en el documento de planos.

3.9.2. Árboles

El diámetro de los árboles donde irán alojados los rodamientos que se han mecanizado tendrán un ajuste k5.

Esta información se muestra en el documento de planos.

3.9.3. Rodamientos

Los rodamientos deben cumplir con los ajustes que se han mencionado para la carcasa, placa intermedia y para los árboles, ya que son los elementos que conectarán sendos componentes del conjunto multiplicador.

Así mismo, los árboles deben cumplir con los redondeos mínimos de los rodamientos para un buen contacto entre las caras principales de estos elementos.

3.10. MONTAJE DEL MULTIPLICADOR

Sería aconsejable realizar el montaje teniendo delante los planos del multiplicador para una mejor comprensión.

Será requisito indispensable que el montaje de cada una de las partes se realice con las suficientes garantías para el operario, así como para todos los elementos del multiplicador, intentando que el montaje se realice sin ocasionar desperfectos a las piezas mecanizadas, y de la manera más limpia.

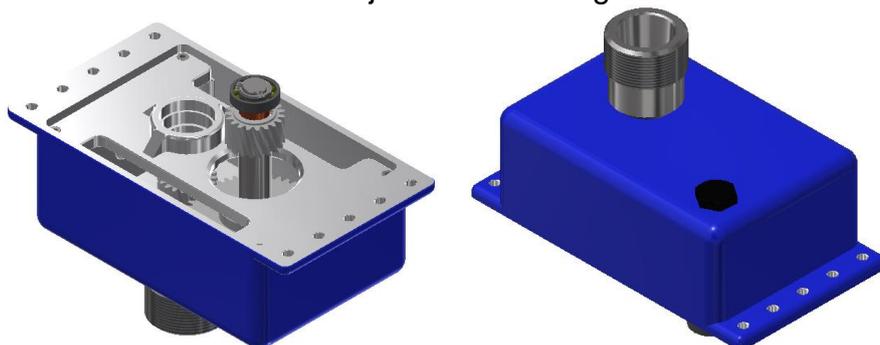
El montaje será realizado por el operario más cualificado y el procedimiento de montaje será realizado por éste operario, bajo la supervisión de la dirección facultativa.

Para realizar el montaje, seguiremos los pasos siguientes:

- **SUBCONJUNTO 1**

- Se sitúa el Retén de Ø15 (1.1.13) en su alojamiento correspondiente del cuerpo inferior de la carcasa (1.1.1).
- Se introduce el árbol de salida (1.1.3) por el orificio correspondiente del cuerpo inferior de la carcasa (1.1.1.).
- Se coloca la primera arandela elástica (1.1.12) en el árbol de salida (1.1.3) en la ranura más próxima al retén mediante unos alicates o pinzas.
- Se coloca el primer rodamiento 61902 (1.1.10) en el árbol de salida (1.1.3) y se aloja en su alojamiento correspondiente en el cuerpo inferior de la carcasa (1.1.1).
- Se coloca el casquillo de Ø15 x 4 (1.1.9) en el árbol de salida (1.1.3).
- Se coloca la chaveta de 5 x 5 x 22 (1.1.11) en el árbol de salida (1.1.3).
- Se coloca el piñón etapa 2 (1.1.6) en el árbol de salida (1.1.3) y se ajusta con la chaveta de 5 x 5 x 22 (1.1.11).
- Se coloca otro casquillo de Ø15 x 4 (1.1.9) en el árbol de salida (1.1.3).
- Se coloca el segundo rodamiento 61902 (1.1.10) en el árbol de salida (1.1.3).

- Se coloca la segunda arandela elástica (1.1.12) en el árbol de salida (1.1.3) mediante unos alicates o pinzas.
- Se coloca las chavetas 5 x 5 x 22 (1.1.11) en los correspondientes chaveteros del árbol intermedio (1.1.2).
- Se coloca el piñón etapa 1 (1.1.5) en la parte superior del árbol intermedio (1.1.2).
- Se coloca la rueda etapa 2 (1.1.7) en la parte inferior del árbol intermedio (1.1.2).
- Se coloca el casquillo de $\varnothing 15 \times 8$ (1.1.8) en la parte superior del árbol intermedio (1.1.2).
- Se coloca el casquillo de $\varnothing 15 \times 4$ (1.1.9) en la parte inferior del árbol intermedio (1.1.2).
- Se colocan rodamientos 61902 (1.1.10) a ambos lados del árbol intermedio (1.1.2).
- Se colocan las arandelas elásticas (1.1.12) en las ranuras del árbol intermedio (1.1.2) mediante unos alicates o pinzas.
- Se coloca el árbol intermedio (1.1.2) con sus componentes en el cuerpo inferior (1.1.1) alojando el rodamiento más cercano a la rueda etapa 2 (1.1.7) en su alojamiento correspondiente, haciendo engranar el piñón etapa 2 (1.1.6) y la rueda etapa 2 (1.1.7).
- Se coloca la placa intermedia (1.1.4) haciendo coincidir las paredes con las del cuerpo inferior (1.1.1) y sus correspondientes agujeros.
- Se une la placa intermedia (1.1.4) al cuerpo inferior (1.1.1) mediante 4 Tornillos Allen M4 (1.1.14) empleando un destornillador de estrella.
- Se rosca el visor de aceite (1.1.16) al cuerpo inferior (1.1.1) mediante una llave fija o una llave inglesa.
- Se rosca el tapón de aceite (1.1.15) al cuerpo inferior (1.1.1) mediante una llave fija o una llave inglesa.



- **SUBCONJUNTO 2**

- Se sitúa el Retén de Ø20 (1.2.9) en su alojamiento correspondiente del cuerpo superior de la carcasa (1.2.1).
- Se introduce el árbol de entrada (1.2.2) por el orificio correspondiente del cuerpo superior de la carcasa (1.2.1.).
- Se coloca la primera arandela elástica (1.2.8) en el árbol de entrada (1.2.2) en la ranura más próxima al retén mediante unos alicates o pinzas.
- Se coloca el primer rodamiento 61804 (1.2.6) en el árbol de entrada (1.1.3) y se aloja en su alojamiento correspondiente en el cuerpo superior de la carcasa (1.2.1).
- Se coloca el casquillo de Ø20 x 4 (1.2.4) en el árbol de entrada (1.2.2).
- Se coloca la chaveta de 6 x 6 x 30 (1.2.7) en el árbol de entrada (1.2.2).
- Se coloca la rueda etapa 1 (1.2.3) en el árbol de entrada (1.2.2) y se ajusta con la chaveta de 6 x 6 x 30 (1.2.7).
- Se coloca otro casquillo de Ø20 x 4 (1.2.4) en el árbol de entrada (1.2.2).
- Se coloca el segundo rodamiento 61804 (1.2.6) en el árbol de entrada (1.2.2).
- Se coloca la segunda arandela elástica (1.2.8) en el árbol de entrada (1.2.2) mediante unos alicates o pinzas.
- Se colocan los anclajes (1.2.5) en la parte superior del cuerpo superior (1.2.1).
- Se colocan los Tornillos Allen M6 (1.2.10) en los orificios del anclaje (1.2.5).
- Se atornillan los Tornillos Allen M6 (1.2.10) con un destornillador de estrella.
- Se rosca el tapón de aceite (1.2.11) al cuerpo superior (1.2.1) mediante una llave fija o una llave inglesa.



- **CONJUNTO MULTIPLICADOR**

- Se coloca el sello de estanqueidad (1.3) en el cuerpo superior (1.2.1) del subconjunto 2 (1.2).
- Se une el cuerpo inferior (1.1.1) del subconjunto 1 (1.1) con el cuerpo superior (1.2.1) del subconjunto 2 (1.2) haciendo engranar la rueda etapa 1 (1.2.3) con el piñón etapa 1 (1.1.5).
- Se colocan los tornillos de cabeza hexagonal M16 (1.4) en los correspondientes orificios de unión entre ambos cuerpos que componen la carcasa.
- Se colocan las tuercas hexagonales M16 (1.5) en los tornillos de cabeza hexagonal M16 (1.4).
- Se atornillan los tornillos de cabeza hexagonal M16 (1.4) con las tuercas hexagonales M16 (1.5) mediante una llave fija o una llave inglesa.



3.11. MANTENIMIENTO DEL MULTIPLICADOR

Para conseguir que el funcionamiento del multiplicador de velocidad sea el adecuado a lo largo de su vida útil y que la propia vida útil del multiplicador sea la obtenida en su diseño deberán seguirse los siguientes pasos:

- Cambio de aceite especificado cada seis meses, para que las condiciones de lubricación del multiplicador de velocidad sean siempre las adecuadas.
- Comprobación del buen estado del sello de estanqueidad y de los retenes de aceite para evitar la entrada de elementos externos que ensucien el aceite lubricante e influyan negativamente las propiedades del propio aceite.

TRABAJO FIN DE GRADO
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

PRESUPUESTO

DOCUMENTO N° 4



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

**DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD DE
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 6 PARA EL ACOPLE A
UNA FRESADORA**

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	3
2. ENGRANAJES	5
2.1. PIÑÓN ETAPA 1	5
2.2. RUEDA ETAPA 1.....	6
2.3. PIÑÓN ETAPA 2	7
2.4. RUEDA ETAPA 2.....	8
3. ÁRBOLES	9
3.1. ÁRBOL DE ENTRADA	9
3.2. ÁRBOL INTERMEDIO	10
3.3. ÁRBOL DE SALIDA	11
4. CARCASA	12
4.1. CUERPO INFERIOR	12
4.2. CUERPO SUPERIOR	13
4.3. PLACA INTERMEDIA	14
4.4. ANCLAJE.....	15
5. CASQUILLOS	16
5.1. CASQUILLO Ø15 x 4.....	12
5.2. CASQUILLO Ø15 x 8.....	13
5.3. CASQUILLO Ø20 x 4.....	14
6. ELEMENTOS NORMALIZADOS	16
7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	17
8. PRESUPUESTO DE CONTRATA.....	18

1. INTRODUCCIÓN

El presupuesto del presente proyecto se ha elaborado de tal forma que, para cada uno de los elementos que componen nuestro conjunto multiplicador, tenemos:

- Cuadro de precios descompuesto:

Analizando por separado:

- Los árboles del multiplicador.
- La carcasa: Cuerpo superior y cuerpo inferior.
- La placa intermedia.
- El anclaje.
- Los casquillos.
- Los engranajes.
- Los elementos comerciales:
 - Rodamientos.
 - Retenes.
 - Arandelas elásticas.
 - Chavetas.
 - Tapones de aceite.
 - Visor de aceite.
 - Tornillos y tuercas.
 - Sello de estanqueidad

Finalmente, se mostrarán dos cuadros que resumen el presupuesto de ejecución material y el coste total del proyecto realizado.

En los cuadros de precios descompuestos que se van a mostrar, se pueden apreciar los siguientes apartados:

- Materiales:

Datos en unidades de peso (kg). Se valoran los aceros y aluminios empleados para la construcción de los engranajes, árboles y partes de la carcasa.

- Procesos de fabricación o mecanizado:

Costes basados en las horas que duran los mismos.

Se han considerado distintas operaciones realizadas con máquinas – herramientas como torneados, fresados, taladrados, escariados...

- Tratamientos térmicos:

Dados en unidades de tiempo (horas).

Se valoran los temple, cementados, revenidos y nitrurados.

- Componentes normalizados:

Se evalúan en unidades (uds).

Son los elementos o componentes citados antes y que se pueden adquirir a nivel comercial sin la necesidad de fabricación propia.

2. ENGRANAJES

2.1. PIÑÓN ETAPA 1

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1060	0,7	0,4932	0,35

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,2	3,91
CILINDRADO	19,55	0,25	4,89
TALLADO DIENTES	19,55	0,75	14,66
FRESADO	19,55	0,2	3,91
	TOTAL	1,4	27,37

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

PIÑÓN ETAPA 1	27,72 €
----------------------	----------------

2.2. RUEDA ETAPA 1

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1060	0,7	1,9729	1,38

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,3	5,87
CILINDRADO	19,55	0,25	4,89
TALLADO DIENTES	19,55	1,25	24,44
FRESADO	19,55	0,35	6,84
	TOTAL	2,15	42,03

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

RUEDA ETAPA 1	43,41 €
----------------------	----------------

2.3. PIÑÓN ETAPA 2

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1060	0,7	0,4932	0,35

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,2	3,91
CILINDRADO	19,55	0,25	4,89
TALLADO DIENTES	19,55	0,75	14,66
FRESADO	19,55	0,2	3,91
	TOTAL	1,4	27,37

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

PIÑÓN ETAPA 1	27,72 €
----------------------	----------------

2.4. RUEDA ETAPA 2

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1060	0,7	1,9729	1,38

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,3	5,87
CILINDRADO	19,55	0,25	4,89
TALLADO DIENTES	19,55	1,25	24,44
FRESADO	19,55	0,35	6,84
	TOTAL	2,15	42,03

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

RUEDA ETAPA 1	43,41 €
----------------------	----------------

3. ÁRBOLES

3.1. ÁRBOL DE ENTRADA

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1140	0,8	7,5526	6,04

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,2	3,91
RANURADO	19,55	0,1	1,96
CILINDRADO	19,55	0,4	7,82
TRONZADO	19,55	0,1	1,96
FRESADO	19,55	0,15	2,93
RECTIFICADO	16,23	0,6	9,74
	TOTAL	1,55	28,31

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

ÁRBOL ENTRADA	34,35 €
----------------------	----------------

3.2. ÁRBOL INTERMEDIO

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1140	0,8	1,3872	1,11

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,2	3,91
RANURADO	19,55	0,1	1,96
CILINDRADO	19,55	0,4	7,82
TRONZADO	19,55	0,1	1,96
FRESADO	19,55	0,15	2,93
RECTIFICADO	16,23	0,6	9,74
	TOTAL	1,55	28,31

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

ÁRBOL INTERMEDIO	29,42 €
-------------------------	----------------

3.3. ÁRBOL DE SALIDA

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
F-1140	0,8	7,5526	6,04

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
REFRENTADO	19,55	0,2	3,91
RANURADO	19,55	0,1	1,96
CILINDRADO	19,55	0,4	7,82
TRONZADO	19,55	0,1	1,96
FRESADO	19,55	0,15	2,93
RECTIFICADO	16,23	0,6	9,74
ROSCADO	15,3	0,2	3,06
	TOTAL	1,75	31,37

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

ÁRBOL SALIDA	32,48 €
---------------------	----------------

4. CARCASA

4.1. CUERPO INFERIOR

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
AL-6063	0,6	7,02	4,21

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	2	39,10
PLANEADO	19,55	0,6	11,73
ACABADO	19,55	0,6	11,73
TALADRADO	19,55	0,4	7,82
ROSCADO	19,55	0,2	3,91
RECTIFICADO	16,23	0,6	9,74
	TOTAL	4,4	84,03

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

CUERPO INFERIOR	88,24 €
------------------------	----------------

4.2. CUERPO SUPERIOR

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
AL-6063	0,6	7,02	4,21

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	2	39,10
PLANEADO	19,55	0,6	11,73
ACABADO	19,55	0,6	11,73
TALADRADO	19,55	0,4	7,82
ROSCADO	19,55	0,2	3,91
RECTIFICADO	16,23	0,6	9,74
	TOTAL	4,4	84,03

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

CUERPO SUPERIOR	88,24 €
------------------------	----------------

4.3. PLACA INTERMEDIA

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
AL-6063	0,6	3,51	2,11

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	0,2	3,91
PLANEADO	19,55	0,1	1,96
ACABADO	19,55	0,4	7,82
TALADRADO	19,55	0,1	1,96
RECTIFICADO	16,23	0,6	9,74
	TOTAL	1,4	25,38

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

PLACA INTERMEDIA	27,48 €
-------------------------	----------------

4.4. ANCLAJE

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
AL-6063	0,6	4,212	2,53

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	0,2	3,91
PLANEADO	19,55	0,1	1,96
ACABADO	19,55	0,4	7,82
TALADRADO	19,55	0,1	1,96
	TOTAL	0,8	15,64

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

ANCLAJE (x2)	36,34 €
---------------------	----------------

5. CASQUILLOS

5.1. CASQUILLO Ø15 x 4

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
BRONCE	2,5	2,4966	6,2415

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	0,2	3,91
CILINDRADO	19,55	0,2	3,91
REFRENTADO	19,55	0,1	1,955
CHAFLÁN	19,55	0,1	1,955
	TOTAL	0,6	11,73

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

CASQUILLO Ø15 x 4	17,97 €
--------------------------	----------------

5.2. CASQUILLO Ø15 x 8

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
BRONCE	2,5	2,4966	6,2415

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	0,2	3,91
CILINDRADO	19,55	0,2	3,91
REFRENTADO	19,55	0,1	1,955
CHAFLÁN	19,55	0,1	1,955
	TOTAL	0,6	11,73

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

CASQUILLO Ø15 x 8	17,97 €
--------------------------	----------------

5.3. CASQUILLO Ø20 x 4

- COSTE DEL MATERIAL

MATERIAL	COSTE (€/kg)	Nº KILOS	TOTAL (€)
BRONCE	2,5	2,4966	6,2415

- COSTES DE MECANIZADO
(INCLUIDA LA MANO DE OBRA)

OPERACIÓN	COSTE (€/h)	Nº HORAS	TOTAL (€)
DESBASTE	19,55	0,2	3,91
CILINDRADO	19,55	0,2	3,91
REFRENTADO	19,55	0,1	1,955
CHAFLÁN	19,55	0,1	1,955
	TOTAL	0,6	11,73

- COSTES TOTAL DE LA PIEZA:

CASQUILLO Ø20 x 4	17,97 €
--------------------------	----------------

6. ELEMENTOS NORMALIZADOS

DESIGNACIÓN	DIMENSIONES	PRECIO/UNIDAD (€/Ud.)	UNIDADES	TOTAL (€)
RODAMIENTO	SKF 61804	31,55	2	63,10
RODAMIENTO	SKF 61902	45,02	4	180,08
ARANDELA ELÁSTICA	15 x 1	0,2	4	0,80
ARANDELA ELÁSTICA	20 x 1,2	0,3	2	0,60
RETÉN	15 x 25 x 7	1,3	1	1,30
RETÉN	20 x 30 x 7	1,5	1	1,50
TORNILLO ALLEN	M4 x 12	0,15	4	0,60
TORNILLO ALLEN	M6 x 12	0,15	12	1,80
TORNILLO HEXAGONAL	M6 x 20	0,25	12	3,00
TUERCA HEXAGONAL	M6 x 5	0,15	12	1,80
TAPÓN ROSCADO	M16	0,5	2	1,00
VISOR DE ACETE	G 3/8	0,6	1	0,60
CHAVETA	5 x 5 x 22	0,5	3	1,50
CHAVETA	6 x 6 x 30	0,56	1	0,56
ACEITE LUBRICANTE	VG 320	2	25 lit.	50,00
SELLO DE ESTANQUEIDAD	120 x 60	15	1	15,00
PINTURA		4,2	5 lit.	21,00
			TOTAL	344,24

ELEMENTOS NORMALIZADOS 344,24 €

7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

ELEMENTO	COSTE (€)
PIÑÓN ETAPA 1	27,72
RUEDA ETAPA 1	43,41
PIÑÓN ETAPA 2	27,72
RUEDA ETAPA 2	43,41
ÁRBOL ENTRADA	34,35
ÁRBOL INTERMEDIO	29,42
ÁRBOL SALIDA	32,48
CUERPO INFERIOR	88,24
CUERPO SUPERIOR	88,24
PLACA INTERMEDIA	27,48
ANCLAJE	36,34
CASQUILLO Ø15 x 4	17,97
CASQUILLO Ø15 x 8	17,97
CASQUILLO Ø20 x 4	17,97
ELEMENTOS NORMALIZADOS	344,24
MANO DE OBRA (MONTAJE)	80,00
TOTAL	956,96

8. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	956,96 €
GASTOS GENERALES (15%)	143,55 €
BENEFICIO INDUSTRIAL (18%)	172,25 €
PRESUPUESTO DE CONTRATA	1.272,76 €
HONORARIOS PROYECTISTA (5%)	63,64 €
I.V.A. (21%)	280,64 €
TOTAL	1.617,04 €