

---

**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 ACOUPLE A  
UNA FRESADORA CNC**

**AUTOR:** ETHAN HERNÁNDEZ BERNAL  
**DIRIGIDO POR:** MANUEL TUR VALIENTE  
**TITULACIÓN:** INGENIERÍA MECÁNICA  
**FECHA:** JULIO 2017

# ÍNDICE

<b>1. OBJETO DEL PROYECTO .....</b>	<b>4</b>
<b>2. PROMOTOR.....</b>	<b>5</b>
<b>3. ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES.....</b>	<b>6</b>
<b>3.1. NECESIDADES DE POTENCIA .....</b>	<b>6</b>
<b>3.2. NECESIDADES DE MULTIPLICACIÓN DE VELOCIDAD .....</b>	<b>6</b>
<b>3.3. CONDICIONES DE TRABAJO, TAMAÑO Y GEOMETRÍA .....</b>	<b>6</b>
<b>3.4. CONDICIONES AMBIENTALES .....</b>	<b>7</b>
<b>3.5. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN .....</b>	<b>7</b>
<b>3.6. CONDICIONES DE ANCLAJE Y ACOPLE .....</b>	<b>7</b>
<b>4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....</b>	<b>9</b>
<b>4.1. TIPOS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA.....</b>	<b>9</b>
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
<b>4.2. NÚMERO DE ETAPAS .....</b>	<b>15</b>
<b>4.3. ÁRBOLES.....</b>	<b>15</b>
<b>4.4. RODAMIENTOS.....</b>	<b>16</b>
<b>4.5. LUBRICACIÓN .....</b>	<b>16</b>
<b>4.6. UNIONES DE ÁRBOLES.....</b>	<b>16</b>
<b>4.7. CARCASA.....</b>	<b>17</b>

<b>5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA</b> .....	<b>18</b>
<b>5.1. TIPO DE TRANSMISIÓN MECÁNICA</b> .....	<b>19</b>
<b>5.2. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN</b> .....	<b>19</b>
<b>5.3. ACOPLÉ RUEDAS DENTADAS CON ÁRBOLES</b> .....	<b>20</b>
<b>5.4. APOYOS EN ÁRBOLES</b> .....	<b>20</b>
<b>5.5. SUJECIÓN DE RODAMIENTOS Y ENGRANAJES</b> .....	<b>21</b>
<b>5.6. LUBRICACIÓN</b> .....	<b>21</b>
<b>5.7. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA COMPONENTE</b> .....	<b>22</b>
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
<b>5.8. ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA</b> .....	<b>44</b>

## 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 ACOUPLE**

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 ( $90^\circ$ ), 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.

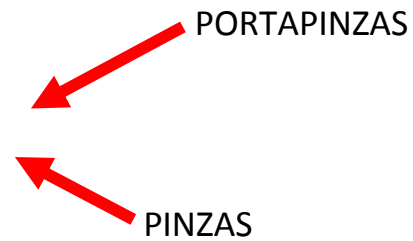
## 4.3. ÁRBOLES

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  $90^\circ$ . 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

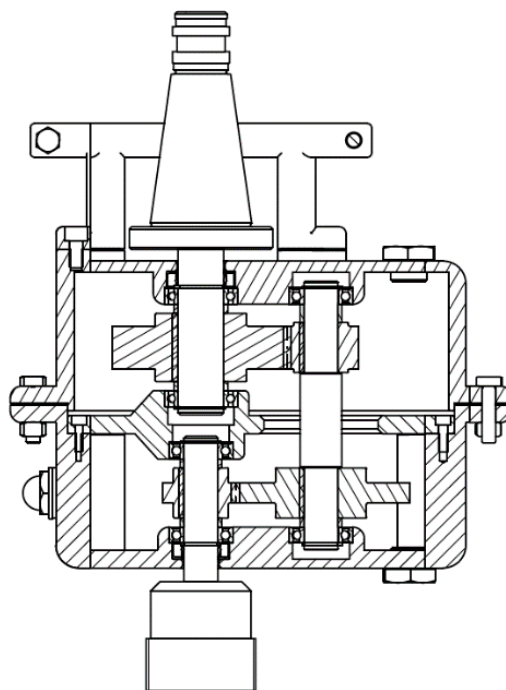
El diseño y desarrollo del conjunto multiplicador se ha basado en el objeto considerando el estudio de necesidades a partir de las limitaciones y características de las cuales ha partido este proyecto.

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 a la abrazadera empleando que el de la fabricación.

- El método de barboteo.
- Elementos retención,



diseñado conforme geometría de una explicada anteriormente, el mismo material carcasa para su

lubricación por

de sujeción, 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:

<b>LUBRICANTE VG 320</b>		
Densidad a 15 °C	904	Kg/m <sup>3</sup>
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 <sup>2</sup>	Resistencia a la cizalladura N/mm <sup>2</sup>	Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm. N/mm <sup>2</sup>	Límite elástico Rp 0,2. N/mm <sup>2</sup>	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.

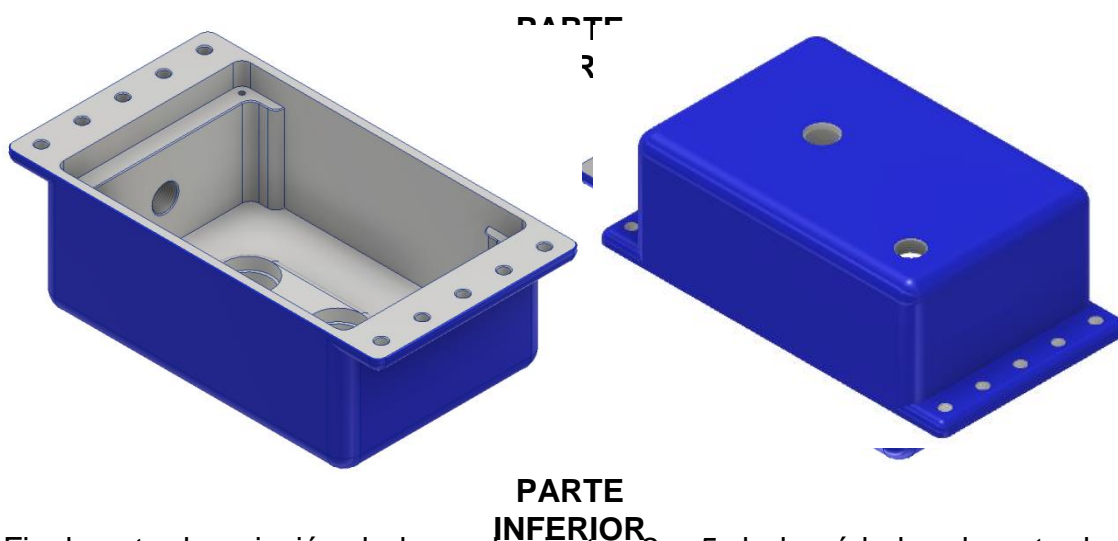
En la cara izquierda de la parte inferior se ha ubicado el visor de aceite, como ya hemos mencionado, a la altura de la mitad del engranaje de la segunda etapa, que será el nivel del lubricante.



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.

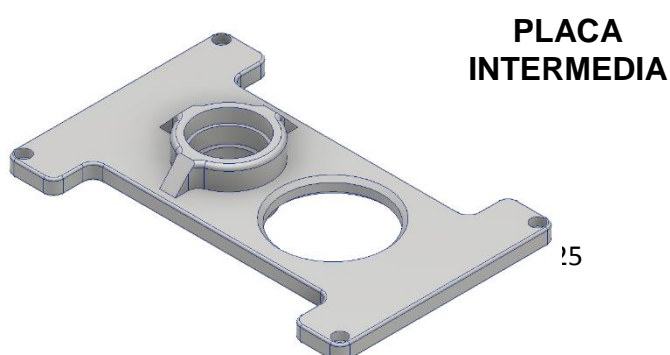
Para asegurar la estanqueidad del conjunto, en la unión entre las dos partes de la carcasa, se colocará una junta o sello de estanqueidad para evitar las posibles fugas de lubricante y aislar el interior del conjunto con el exterior, evitando que el contacto con el exterior pueda perjudicar al mecanismo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

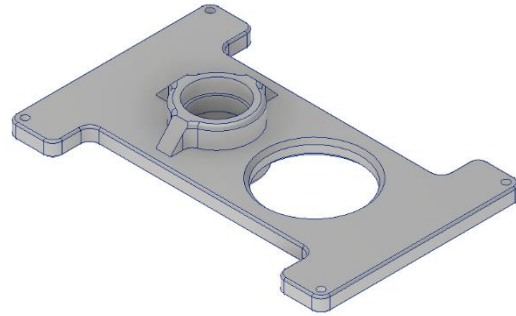


Finalmente, la sujeción de los rodamientos 2 y 5 de los árboles de entrada y salida, respectivamente, han de fijarse en un alojamiento, como es lógico, pero la configuración seleccionada no permitía alojar estos rodamientos en las partes de la carcasa, por lo que ha sido necesario el diseño de una placa 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, talados 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 a 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 ambos 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/mm<sup>2</sup>
- $S_{FL} = 160$  N/mm<sup>2</sup>

## 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

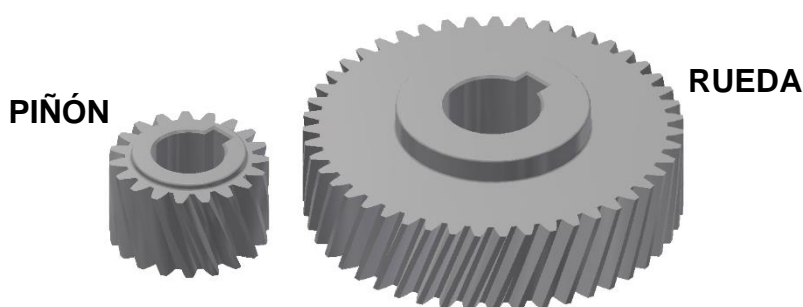
Para el cálculo del dimensionado del ancho del diente se ha utilizado el método I.S.O., realizándose el diseño para fallo a flexión del diente y el diseño para fallo superficial del mismo, obteniendo un ancho  $b = 19$  mm.

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:

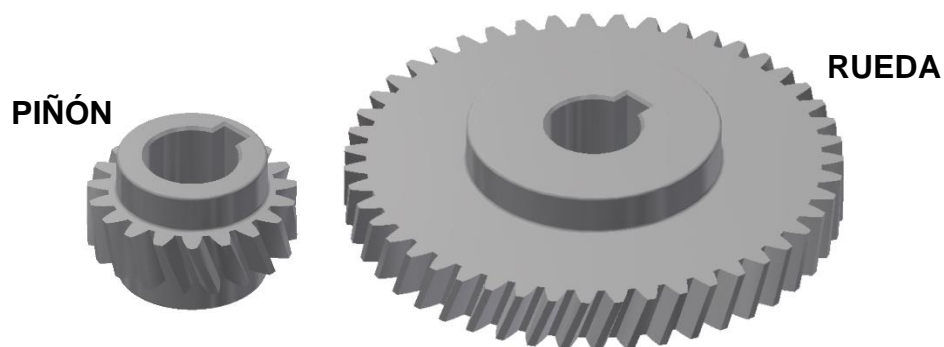
PARÁMETRO	PIÑÓN	RUEDA
Módulo	1,5 mm	1,5 mm
Número de dientes	19	47
Diámetro primitivo	30,33 mm	75,02 mm
Diámetro exterior	33,328 mm	78,022 mm
Diámetro base	26,578 mm	71,272 mm
Paso circular	4,712 mm	4,712 mm

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/mm<sup>2</sup>

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

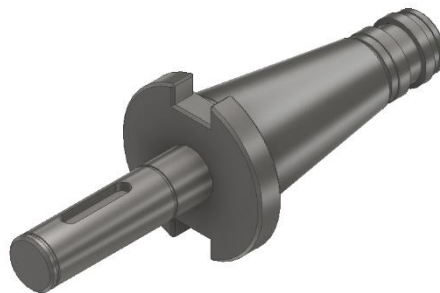
El árbol de entrada, que conecta con el eje de la fresadora, deberá transmitir los 2,24 kW de potencia del motor eléctrico y girará a una velocidad máxima de 3000 rpm.

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**

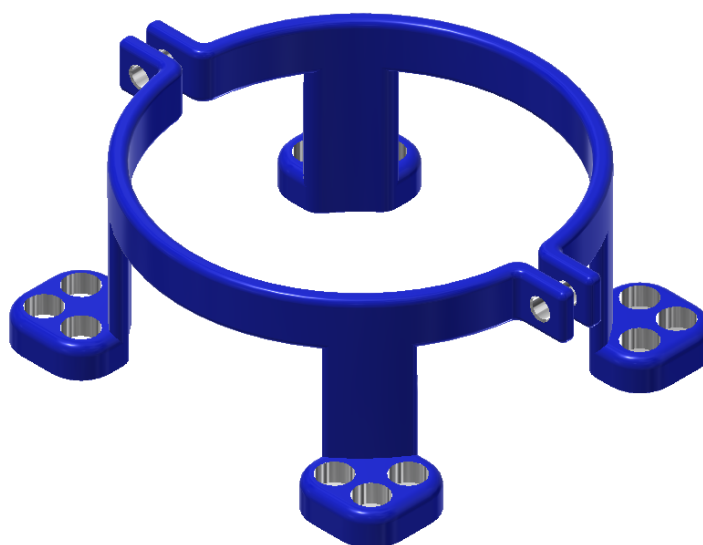
Como se ha comentado anteriormente, el multiplicador tiene la finalidad de acoplarse a una fresadora CNC, por lo que dicho acople deberá de diseñarse de tal forma que proporcione sujeción al mismo multiplicador y que resista el par generado por el motor eléctrico para que se mantenga fijo y no comience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

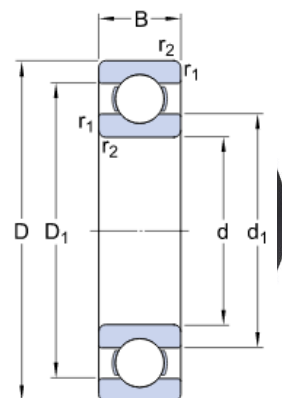
### 5.7.5.1. Rodamientos del árbol de entrada

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 <sub>1,2</sub>	0,3	mm
C	4,03	kN
C <sub>0</sub>	2,32	kN
P <sub>u</sub>	0,104	kN
f <sub>0</sub>	14,5	-
V <sub>ref</sub>	45000	rpm
V <sub>lím</sub>	18000	rpm



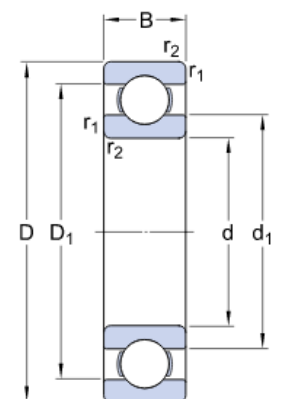
### 5.7.5.2. Rodamientos del árbol intermedio

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 <sub>1,2</sub>	0,3	mm
C	4,36	kN
C <sub>0</sub>	2,24	kN
P <sub>u</sub>	0,095	kN
f <sub>0</sub>	14,3	-
V <sub>ref</sub>	56000	rpm
V <sub>lím</sub>	34000	rpm



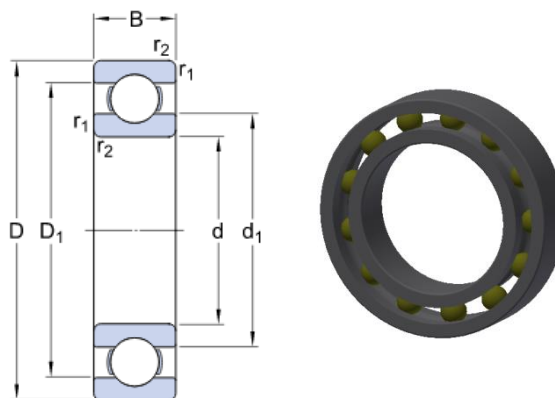
### 5.7.5.3. Rodamientos del árbol de salida

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 <sub>1,2</sub>	0,3	mm
C	4,36	kN
C <sub>0</sub>	2,24	kN
P <sub>u</sub>	0,095	kN
f <sub>0</sub>	14,3	-
V <sub>ref</sub>	56000	rpm
V <sub>lím</sub>	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.

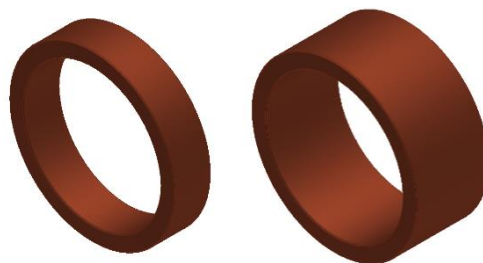
- ÁRBOL DE ENTRADA

Casquillo Ø20 x 4



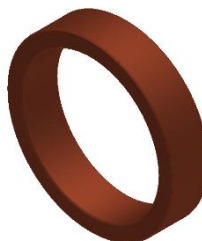
- ÁRBOL INTERMEDIO

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



- ÁRBOL DE SALIDA

**Casquillos  $\text{Ø}15 \times 4$**



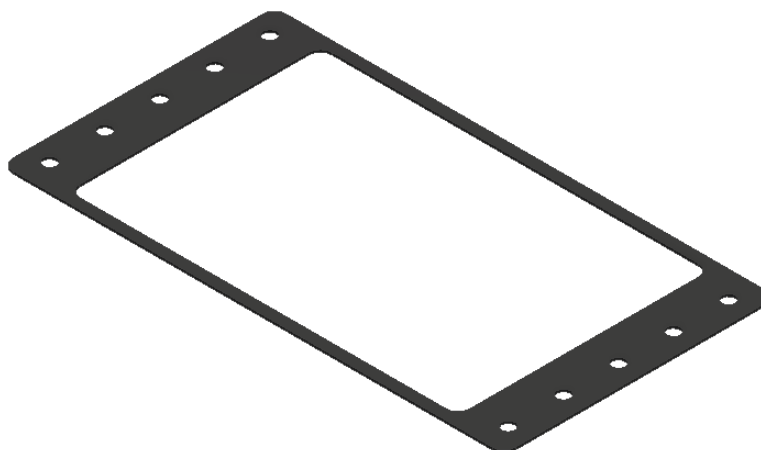
### **5.7.7. Descripción del sello de estanqueidad**

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.

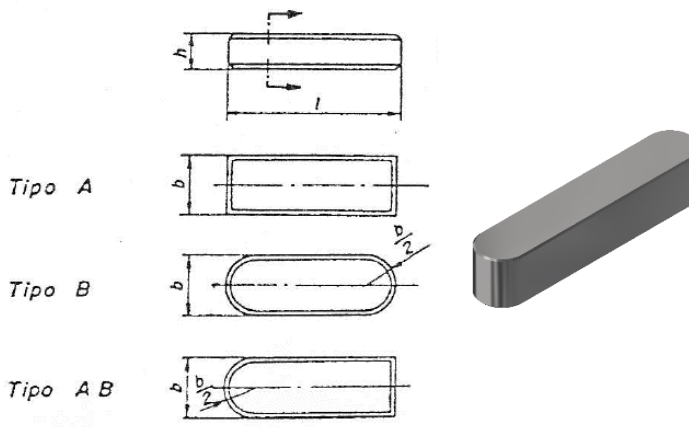
Las dimensiones de las chavetas están normalizadas y, normalmente, son de acero de bajo contenido en carbono.

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

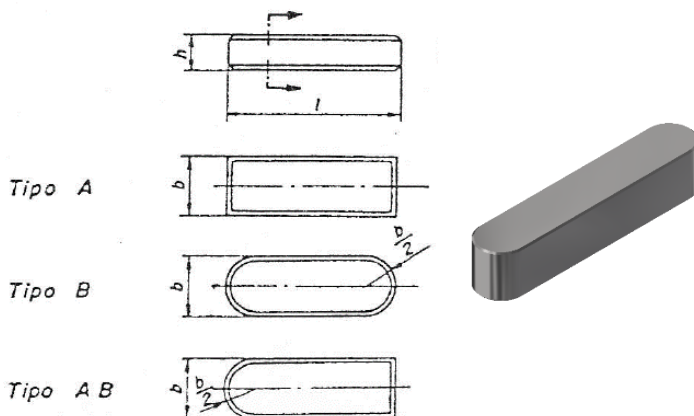
CHAVETA EJE ENTRADA		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
<b>b</b>	6	mm
<b>h</b>	6	mm
<b>b<sub>1</sub></b>	0,25	mm
<b>L</b>	30	mm



- ÁRBOL INTERMEDIO

**Chaveta paralela B 5 x 5 x 22 UNE 17102 h9**

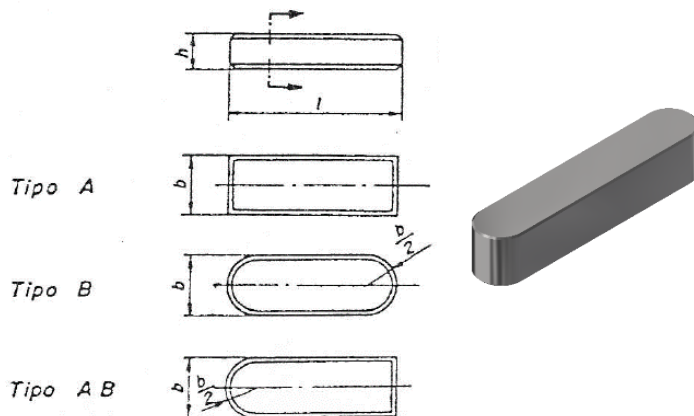
CHAVETA EJE INTERMEDIO		
Ref.	UNE 17102-1:1967	
b	5	mm
h	5	mm
b <sub>1</sub>	0,25	mm
L	22	mm



- 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
b <sub>1</sub>	0,25	mm
L	22	mm



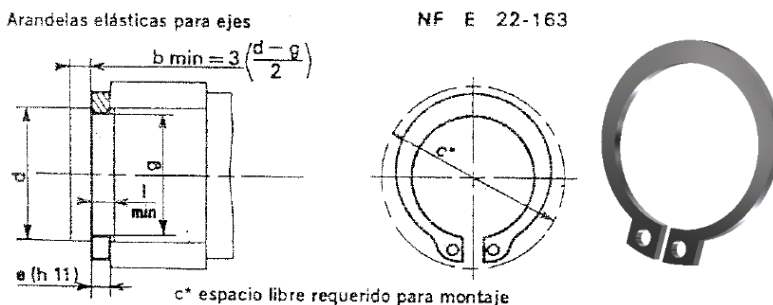
**5.7.9. Descripción de las arandelas elásticas**

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



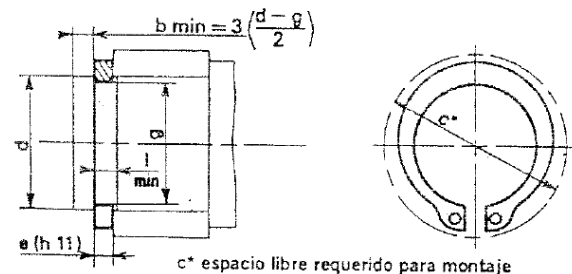


• ÁRBOL INTERMEDIO

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

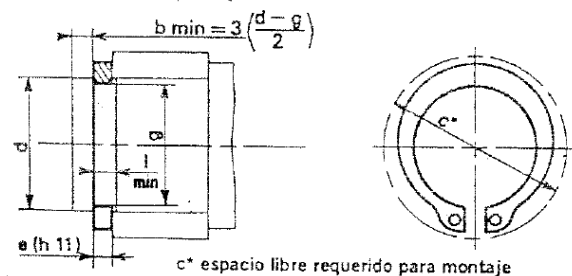


• ÁRBOL DE SALIDA

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



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.

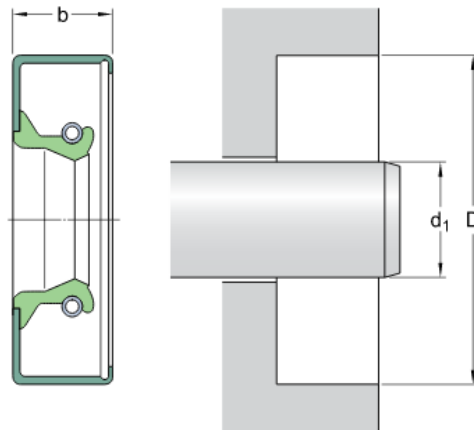
• ÁRBOL DE ENTRADA

RETÉN EJE ENTRADA		
Ref.	20x30x7 CRW1 R	
d <sub>1</sub>	20	mm
D	30	mm
b	7	mm
T <sub>mín</sub>	-40	°C
T <sub>máx</sub>	100	°C
V <sub>lím</sub>	17189	rpm
V <sub>tangencial</sub>	18	m/s



- ÁRBOL DE SALIDA

RETÉN EJE SALIDA		
Ref.	15x25x7 CRW1 P	
d <sub>1</sub>	15	mm
D	25	mm
b	7	mm
T <sub>min</sub>	-40	°C
T <sub>máx</sub>	150	°C
V <sub>lím</sub>	22918	rpm
V <sub>tangencial</sub>	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.

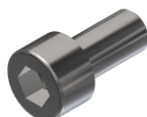
- FIJACIÓN DE LA PLACA INTERMEDIA AL CUERPO INFERIOR

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



- FIJACIÓN DEL ANCLAJE AL CUERPO SUPERIOR

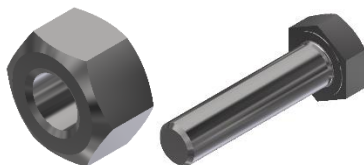
**Tornillo Allen DIN 912 – M6 x 1 – 12 – 8.8 (12 Uds.)**



- FIJACIÓN DEL CUERPO SUPERIOR AL CUERPO INFERIOR

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

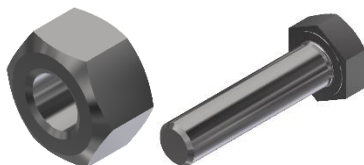
**Tuerca hexagonal DIN EN 24034 – M6 x 5 (10 Uds.)**



- 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.)**

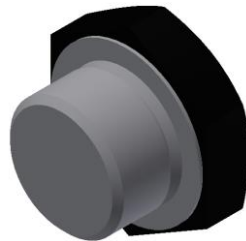


### 5.7.12. Descripción del tapón de aceite

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**



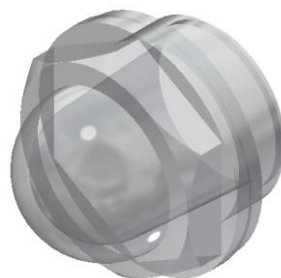
### 5.7.13. Descripción del visor de aceite

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.

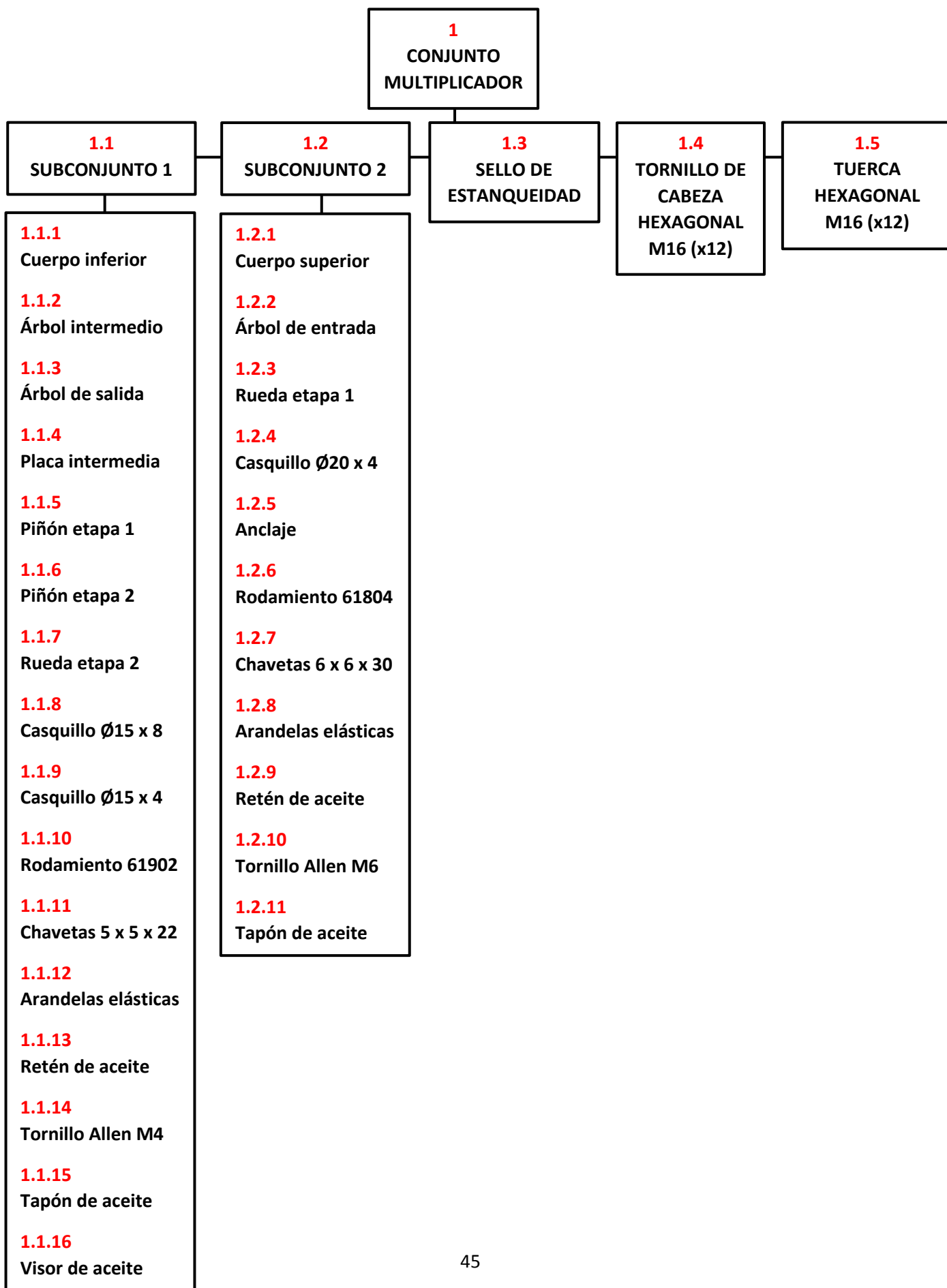
La altura a la que se ha situado el visor de aceite es la altura a la que va a estar el nivel deseado del lubricante de tal forma que, si el nivel del lubricante desciende, sea rápido de identificar. Se ha establecido como nivel del lubricante la mitad del engranaje de la segunda etapa.

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

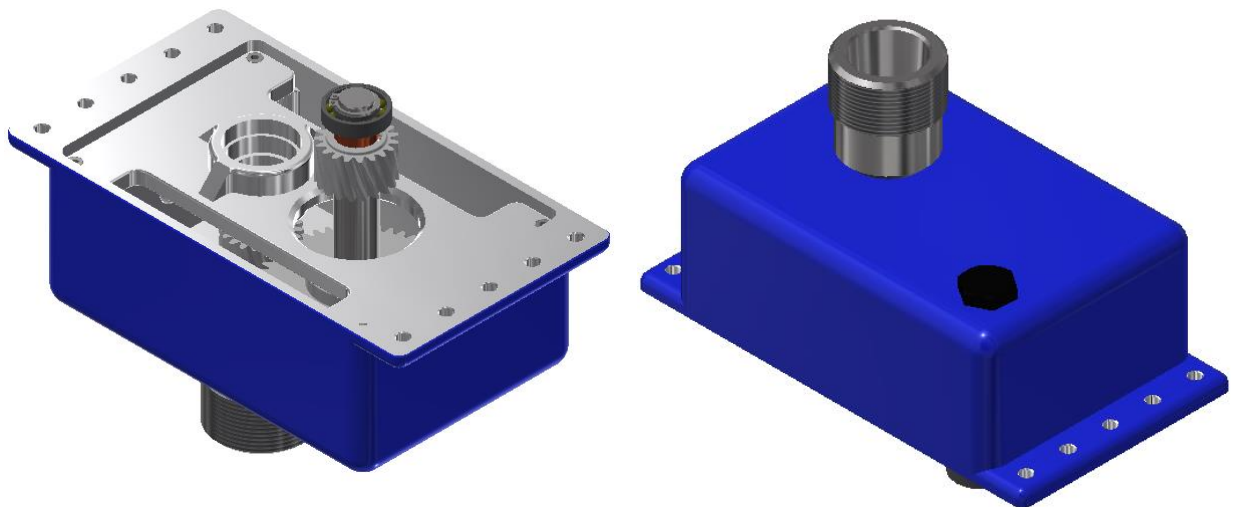


Finalmente, en las siguientes imágenes, se puede observar el resultado final del conjunto multiplicador:

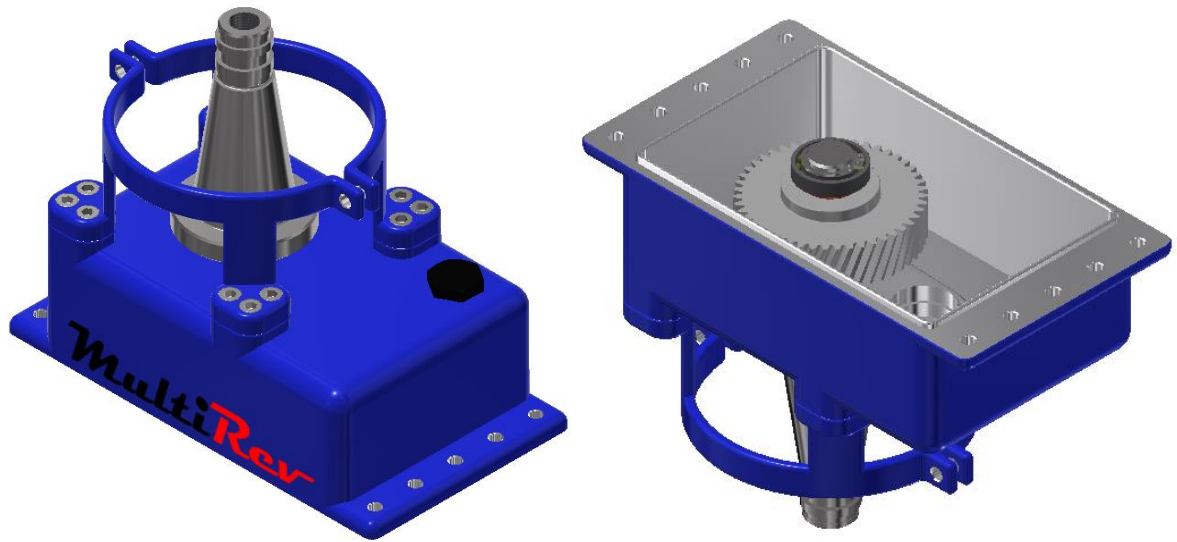
### CONJUNTO MULTIPLICADOR



### SUBCONJUNTO 1



**SUBCONJUNTO 2**



**CONJUNTO DE LAS DOS ETAPAS VISIBLES**

