



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado en ingeniería mecánica

## Trabajo Fin de Grado

# Diseño de reductor de 100 Nm de par de salida y relación de velocidades 8.2

Autor:

**Alexandre David Mas Simionato**

Tutor:

**Manuel Tur Valiente**

Fecha de presentación:

**Marzo 2018**

# **Memoria**



<b>1 Objeto.....</b>	<b>3</b>
<b>2 Antecedentes.....</b>	<b>3</b>
<b>2.1 Necesidades que dan pie a la ejecución del reductor de velocidad: .....</b>	<b>3</b>
2.1.1 Variación por voltaje: .....	4
2.1.2 Variación por frecuencia: .....	5
<b>3 Factores a considerar .....</b>	<b>6</b>
<b>3.1 Prestaciones.....</b>	<b>6</b>
<b>3.2 Condiciones ambientales.....</b>	<b>6</b>
<b>3.3 Normativa .....</b>	<b>7</b>
<b>4 Tamaño y disposición de los ejes .....</b>	<b>7</b>
<b>4.1 Mantenimiento .....</b>	<b>7</b>
<b>5 Soluciones alternativas .....</b>	<b>8</b>
<b>5.1 Ruedas de fricción .....</b>	<b>8</b>
<b>5.2 Correas .....</b>	<b>8</b>
<b>5.3 Cadenas.....</b>	<b>10</b>
<b>5.4 Transmisión por engranajes.....</b>	<b>11</b>
5.4.1 Engranajes cónicos .....	11
5.4.2 Engranajes cónicos desplazados.....	11
5.4.3 Tornillo sin fin .....	12
5.4.4 Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados .....	13
<b>5.5 Solución finalmente seleccionada y su justificación .....</b>	<b>13</b>
<b>6 Descripción detallada de la solución adoptada .....</b>	<b>14</b>
<b>6.1 Descripción general del reductor .....</b>	<b>14</b>
<b>6.2 Relación de transmisión de las etapas.....</b>	<b>15</b>
<b>6.3 Engranajes: .....</b>	<b>16</b>
<b>6.4 Ejes:.....</b>	<b>17</b>
6.4.1 Eje entrada .....	18
6.4.2 Eje intermedio.....	18
6.4.3 Eje salida.....	19
<b>6.5 Rodamientos.....</b>	<b>19</b>
6.5.1 Rodamiento eje entrada izquierdo: .....	19
6.5.2 Rodamiento eje entrada derecho: .....	20



---

6.5.3 Rodamiento eje intermedio izquierdo: .....	20
6.5.4 Rodamiento eje intermedio derecho: .....	20
6.5.5 Rodamiento eje salida izquierdo: .....	21
6.5.6 Rodamiento eje salida derecho: .....	21
<b>6.6 Chavetas .....</b>	<b>21</b>
<b>6.7 Arandelas elásticas .....</b>	<b>22</b>
6.7.1 Eje entrada .....	23
6.7.2 Eje intermedio.....	23
6.7.3 Eje salida.....	24
<b>6.8 Casquillos .....</b>	<b>25</b>
<b>6.9 Sistemas de sellado.....</b>	<b>25</b>
6.9.1 Tapas.....	25
6.9.2 Retenes radiales .....	26
6.9.3 Tapones de llenado /vaciado.....	26
<b>6.10 Sistema de lubricación.....</b>	<b>26</b>
<b>6.11 Carcasa .....</b>	<b>27</b>
6.11.1 Material.....	27
6.11.2 Forma .....	28
6.11.3 Tapones, tapas y mirillas .....	28
6.11.4 Mecanizados .....	28
6.11.5 Pintura.....	29
<b>7 Bibliografía .....</b>	<b>29</b>



## 1 Objeto

El objeto de este proyecto será el diseño de un reductor de velocidad de dos etapas de las siguientes características:

Velocidad de entrada	3000 rpm
Relación de transmisión	$i = 8,2$
Par de salida	$T = 100 \text{ Nm}$

Tabla 1.1 Características reductor

Se tratará de un reductor de propósito general para motores eléctricos. Puesto que una gran parte de los motores eléctricos que se emplean en la industria son asíncronos o de inducción, este trabajo se dirigirá a obtener un reductor de velocidad que sirva concretamente para ese tipo de motor, sin embargo el reductor también puede servir para otras aplicaciones, no limitándose su uso a los motores eléctricos asíncronos, siempre y cuando no se superen las condiciones de funcionamiento máximas admitidas.

## 2 Antecedentes

### 2.1 Necesidades que dan pie a la ejecución del reductor de velocidad:

Por lo general, un motor eléctrico de aplicación industrial estará conectado a la red eléctrica general, que como sabemos proporciona un voltaje de 240 V y 50 Hz de corriente alterna. La variación de velocidad de los motores eléctricos de inducción resulta muy compleja. En la siguiente figura podemos ver un ejemplo de la curva par-velocidad de un motor asíncrono:

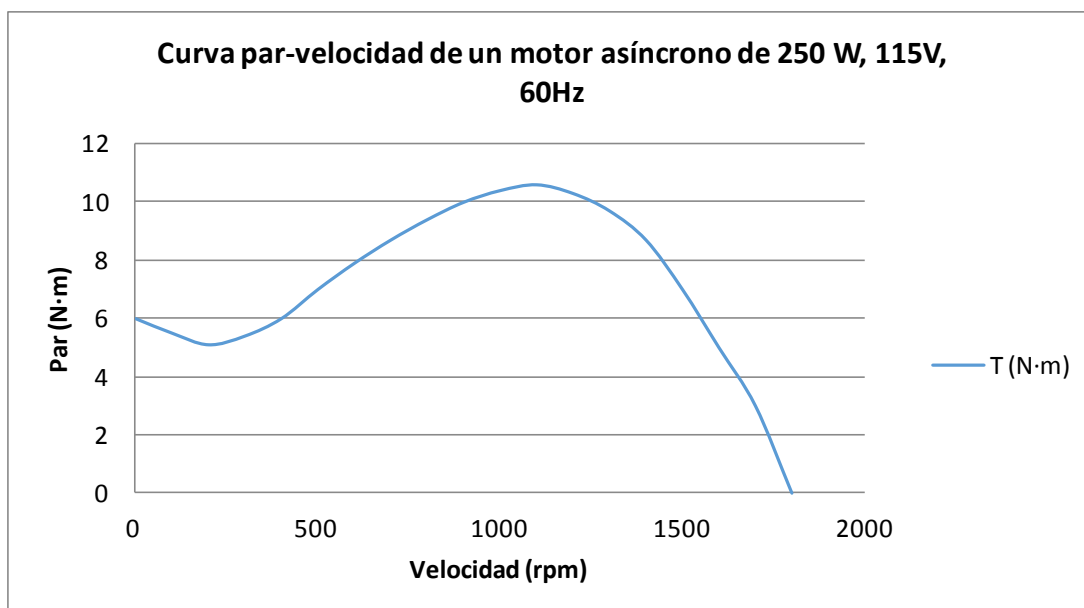


Figura 2.1 Curva par-velocidad

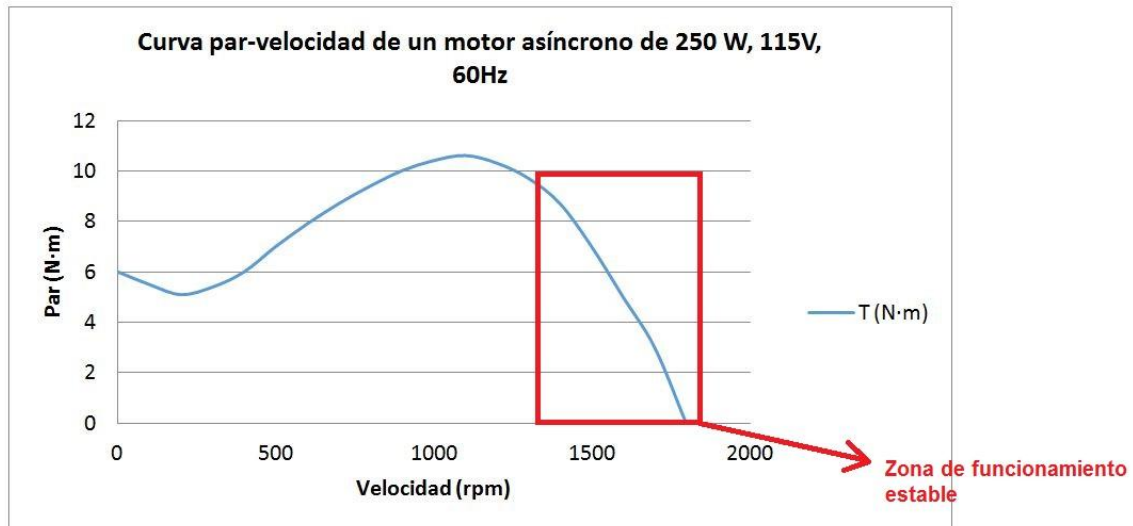


Figura 1.2 Curva par – velocidad de un motor asíncrono

Como podemos ver, en el tramo final de la curva (de 1300 a 1800 rpm) esta es casi lineal, por lo que hay una relación directa entre la variación de la velocidad y el par entregado por el eje, y en este tramo resulta fácil variar la velocidad a costa de una variación directa en el par. Se trata de la zona de funcionamiento estable del motor, y es la zona en la que el motor debe trabajar linealmente. Sin embargo en este tramo de la curva no es posible obtener el par y la velocidad deseados para nuestra aplicación, por lo que para obtener un torque y velocidad de salida distintos se pueden emplear algunos de los siguientes métodos:

### 2.1.1 Variación por voltaje:

Consiste en aumentar o disminuir el voltaje para así aumentar o disminuir el par proporcionado por el motor. La variación de voltaje también genera una variación en la velocidad. Así mismo debemos recordar que sería necesario un transformador eléctrico a la entrada del motor que impondría pérdidas de carga.

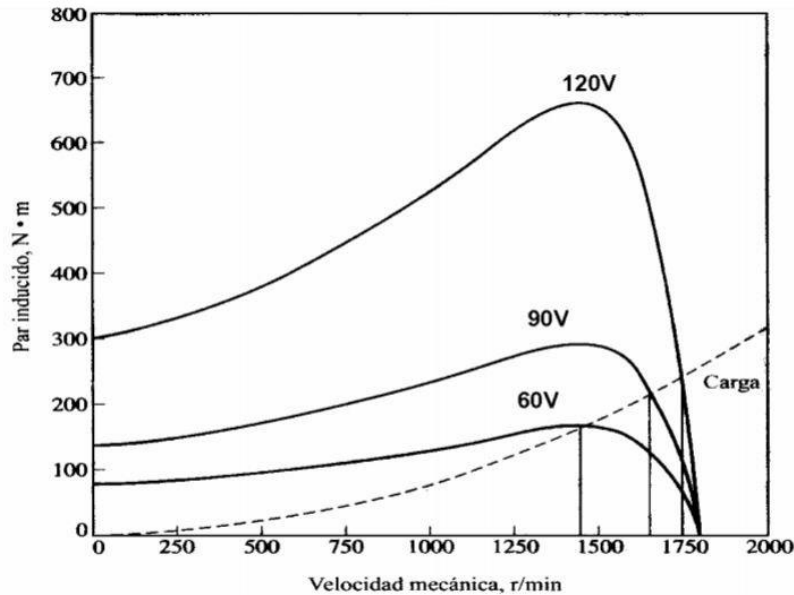


Figura 2.3 Curvas de voltaje para motor asíncrono

### 2.1.2 Variación por frecuencia:

Se podría emplear un variador de frecuencia a la entrada del motor. Una disminución de frecuencia para una misma curva de carga permite obtener velocidades de funcionamiento más bajas. Sin embargo, también se produciría una disminución en el torque entregado por el motor

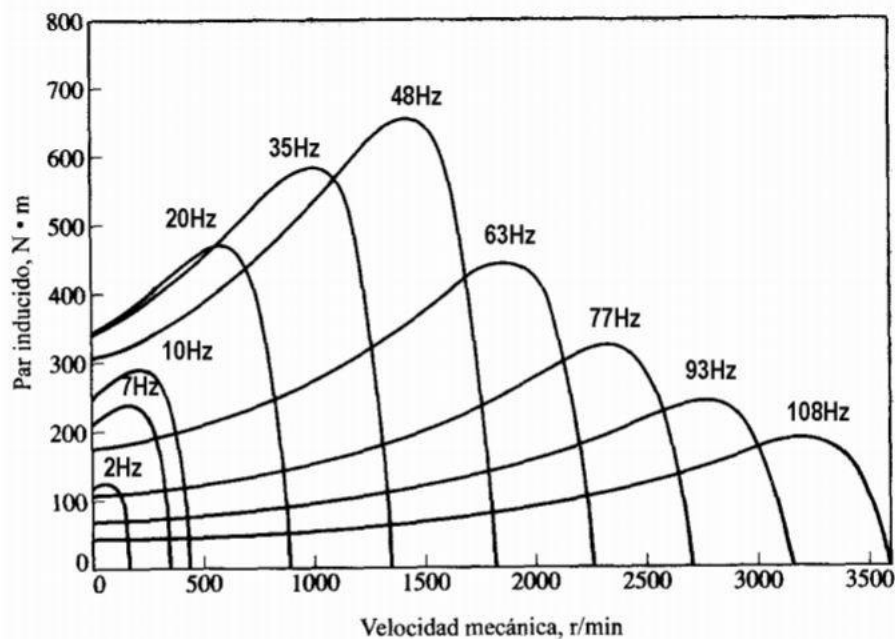


Figura 2.4 Curvas de frecuencia eléctrica

Teniendo en cuenta estos datos, para reducir la velocidad de salida del eje y aumentar su par entregado sería necesario aplicarle al motor tanto un variador de voltaje como uno de frecuencia que funcione simultáneamente. Esto produciría pérdidas energéticas

tanto en el variador de frecuencia como en el de voltaje y así mismo haría que el funcionamiento del sistema fuera poco seguro, puesto que los dispositivos electrónicos son más susceptibles de fallar que los mecánicos. Además, los motores eléctricos que trabajan a bajas frecuencias suelen dar problemas de sobrecalentamiento que reducen su vida útil. Estos dispositivos resultan más útiles en aplicaciones en las que el motor debe variar su velocidad y su “fuerza” durante su funcionamiento sin parada.

Por lo tanto, en sistemas en los que se requiere una transmisión constante de par y velocidad así como una elevada seguridad de funcionamiento y un rendimiento elevado, lo ideal es emplear un reductor de velocidad.

## **3 Factores a considerar**

### **3.1 Prestaciones**

Los motores eléctricos de inducción pueden tener 1, 2 ó 3 pares de polos. Según el número de pares de polos del motor, la velocidad de giro a la que el motor proporciona su máxima potencia puede ser de 2800, 1400 ó 900 rpm respectivamente. Por tanto, para este proyecto se considerará el peor de los casos en el que el motor es de 1 par de polos y ofrece su máxima potencia a una velocidad de 3000 rpm. Se ha preferido tomar la velocidad de 3000 rpm en vez de 2800 para contar con un margen de seguridad en el diseño del reductor.

Se tomará una relación de reducción de  $i = 8,2$  y un par de salida en el reductor de  $T=100$  Nm, como se ha indicado anteriormente.

### **3.2 Condiciones ambientales**

Este reductor de velocidad está pensado para ser utilizado en el interior de una fábrica, por lo tanto tendrá que poder trabajar a temperaturas ambiente de hasta 50 °C. No se espera que haya unas condiciones de contaminación muy elevadas en su entorno más allá de las típicas de una nave industrial. Dado que se encuentra en un entorno cerrado, esta máquina no deberá ser excesivamente ruidosa, puesto que de lo contrario podría dificultar el trabajo a posibles operarios y trabajadores que puedan encontrarse cerca. Tampoco se espera que el reductor reciba grandes sobrecargas dinámicas por parte de la máquina motriz, puesto que ésta en principio será un motor eléctrico, que por lo general tienen un funcionamiento bastante regular siempre y cuando se opere lejos de la frecuencia de resonancia. Así mismo, puesto que es un reductor de baja potencia, tampoco se espera que la máquina arrastrada imponga sobrecargas dinámicas muy elevadas dado que las máquinas que mueven este tipo de reductores suelen ser alternadores, ventiladores, cintas transportadoras... etc.

### 3.3 Normativa

- Partes 2 y 3 de la norma ISO 6336 para el cálculo de los engranajes cilíndricos.
- UNE 18185:1989 para definir los módulos normalizados de dientes de engranaje.
- Norma ANSI/AGMA 9005-E02 para la estimación de la temperatura del lubricante durante el funcionamiento del reductor.
- UNE-EN 1561:2012 para definir las propiedades de la fundición gris de los engranajes y la carcasa.
- UNE-EN 10027-1 para el sistema de designación de aceros.
- UNE 17102-h1 para estandarización de chavetas
- ISO 3448 para la clasificación de la viscosidad de los aceites industriales
- ISO 281:2007 para el cálculo de la vida de rodamientos
- Norma DIN 471 para estandarizar los tamaños de arandelas de retención para ejes.
- UNE 18037:1984 para definir las medidas estandarizadas de rodamientos.
- ANSI/AGMA 9005-E02 para la estimación de la temperatura interior del reductor

## 4 Tamaño y disposición de los ejes

El tamaño del reductor deberá tener unas dimensiones aproximadamente iguales a las del motor eléctrico en el que va instalado para facilitar su acople y su apoyo sobre una superficie plana. Los motores eléctricos asíncronos más grandes que pueden ser empleados con este reductor son de 4000 W de potencia. Este tipo de motores suelen tener una sección transversal de dimensiones de aproximadamente 200 x 200 mm, por lo que el reductor no debe exceder demasiado estas dimensiones.

También se busca que sea fácilmente manipulable y que se pueda adaptar a huecos pequeños para facilitar su instalación en máquinas de mayor tamaño como pueden ser cintas transportadoras, sierras mecánicas o sistemas de bombeo de agua.

El reductor debe tener sus ejes de entrada y salida dispuestos coaxialmente. Puesto que en la práctica resulta difícil conseguir que ambos ejes sean perfectamente coaxiales, se variará la relación de transmisión de la etapa de entrada y salida para así variar el tamaño de los engranajes de cada etapa y conseguir que estos lleguen a estar en posiciones que se acerquen lo máximo posible a la de coaxialidad.

### 4.1 Mantenimiento

Se dimensionará el reductor para un uso continuado del mismo, por lo que esta máquina debe de tener unas altas prestaciones en cuanto a fiabilidad. Todas aquellas piezas que se puedan dimensionar a vida infinita se diseñarán bajo este criterio, y se



emplearán siempre altos coeficientes de seguridad en el cálculo de piezas sometidas a fatiga.

Muchas de las piezas o elementos que componen el reductor tienen una vida limitada, como pueden ser los rodamientos, o el lubricante, por lo que habrá que disponer de sistemas que permitan el recambio con facilidad del lubricante y todo el reductor debe poder desmontarse con facilidad para acceder a cualquier pieza que haya en su interior. Para facilitar las tareas de mantenimiento, se deberán dimensionar las piezas similares de tal forma que alcancen su vida útil todas a la vez y así se puedan sustituir todas simultáneamente en una misma operación de mantenimiento, reduciendo tiempo y costes para los propietarios del reductor.

## **5 Soluciones alternativas**

Existen diversas soluciones para fabricar un reductor de velocidad. A continuación se expondrán algunas de las que se valoraron y finalmente fueron descartadas.

### **5.1 Ruedas de fricción**

La transmisión por ruedas de fricción, más popularmente conocidas como rodillos, es un método que permite la transmisión de movimiento mediante rodillos que friccionan entre sí. Este método permite la transmisión entre ejes tanto cruzados como paralelos, y al mismo tiempo presenta características particulares frente a otros métodos, como son la limitación del par transmisible (debido al efecto fusible mecánico), la facilidad de montaje y el abaratamiento en costes de fabricación.

No obstante no es posible conseguir con este método una alta eficiencia debido al efecto deslizamiento que se presenta entre los rodillos. Este efecto deslizamiento también provoca que el par transmitido no sea constante así como un calentamiento provocado por la fricción que puede resultar poco ventajoso. Además, la fricción producida entre rodillos se debe en gran medida a la presión que hay entre ellos, y esta presión se consigue pretensando los ejes en los que van montados, lo que obliga a instalar ejes de gran tamaño en el reductor.

Se descarta esta solución ya que se pretende conseguir una máquina que transmita par y potencia de forma constante y un rendimiento elevado.

### **5.2 Correas**

Se basan en la transmisión de movimiento a partir del rozamiento ejercido por una correa en tensión que presiona dos rodillos acanalados.

Este método de transmisión tiene unos costes de fabricación y montaje reducidos, y presenta ventajas como por ejemplo su funcionamiento silencioso o la capacidad de absorción de sobrecargas dinámicas debido a la rotura de la correa frente a una

sobretensión. Sin embargo, igual que ocurre con los rodillos, con las correas también existe deslizamiento y por tanto la relación de transmisión no es exacta. También requieren de un pretensado de los ejes para garantizar que entre rodillo y correa se da la presión necesaria para asegurar que la fricción es lo bastante alta.

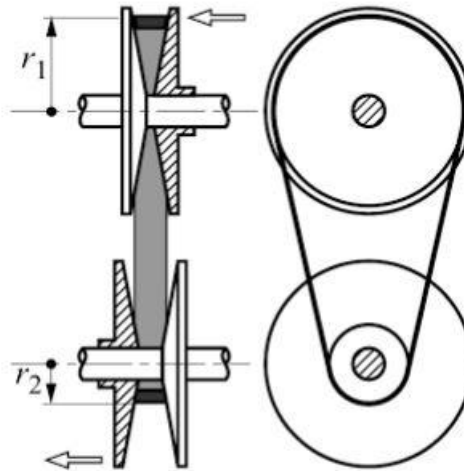


Figura 5.1 Correas de fricción

Existen dos tipos de transmisión por correa: las correas planas y las trapecoidales.

Las correas planas se pueden emplear tanto entre árboles paralelos como cruzados, y pueden alcanzar relaciones de transmisión de hasta  $i = 15$  cuando los ejes están pretensados. Se emplean en aplicaciones de velocidad elevada. No obstante, tienen un rendimiento bajo (85 %) debido al elevado efecto deslizamiento que presentan. Además, la correa con el paso del tiempo sufre un alargamiento permanente que obliga a tensarla periódicamente.

Las correas trapecoidales se caracterizan porque el perfil en sección de la correa tiene forma trapecoidal.

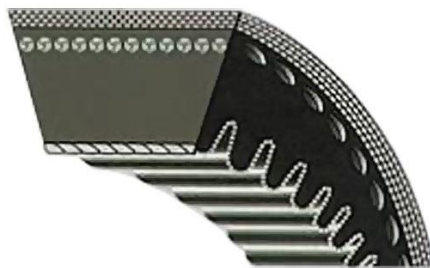


Figura 5.2 correa dentada



Figura 5.3 Correa trapecoidal



Presentan la ventaja de que tienen un rendimiento mayor que las planas (hasta del 98%) y no tienen prácticamente deslizamiento. Además el pretensado necesario de los ejes de los rodillos en los que van montadas las correas es menor puesto que para la misma presión de rozamiento poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a la de las correas planas. Uno de los inconvenientes de este tipo de correas es que puesto que no se pueden doblar excesivamente, solo pueden trabajar entre ejes paralelos.

Esta solución también se descarta puesto que tiene unas exigencias de mantenimiento e inspección elevadas. Además requiere un espacio elevado para su montaje, por lo que sería difícil obtener un reductor de dimensiones reducidas mediante la utilización de correas y puesto que en el reductor en principio no se van a dar grandes sobrecargas dinámicas, tampoco es necesario disponer de un sistema que sea particularmente resistente frente a ellas.

### 5.3 Cadenas

Otra solución es la utilización de cadenas. Las cadenas, en condiciones de funcionamiento normales, pueden alcanzar relaciones de transmisión del orden de  $i = 7$ , y tienen rendimientos que pueden llegar hasta el 98%.



Figura 5.4 Cadenas

Tienen un coste reducido en comparación con los engranajes y mantienen la relación de transmisión constante. En ciertas condiciones, se pueden utilizar sin necesidad de cárter. Sin embargo, tienen los inconvenientes de que su potencia de funcionamiento está limitada debido a que la cadena se puede romper bajo grandes tensiones, y de la misma manera que ocurre con las correas esta solución también requiere una gran cantidad de espacio. Además, con el uso se alargan plásticamente, por lo que se pueden producir oscilaciones en la cadena durante su funcionamiento, y esto hace necesario en cada cadena el uso de una rueda tensora que compense este efecto. Bajo condiciones normales, una cadena tiene una vida aproximada de 15.000 horas.

No se utilizará este método para el diseño del reductor, puesto que el conjunto piñones/cadena/rueda tensora por cada etapa haría del reductor una máquina



excesivamente grande. Además, las cadenas tienen unas exigencias de mantenimiento que aunque no son excesivamente elevadas, siguen siendo mayores de lo esperado para este reductor. Por todo ello, para un reductor de tamaño reducido y que requiera poco mantenimiento, esta solución no es la más adecuada.

## 5.4 Transmisión por engranajes

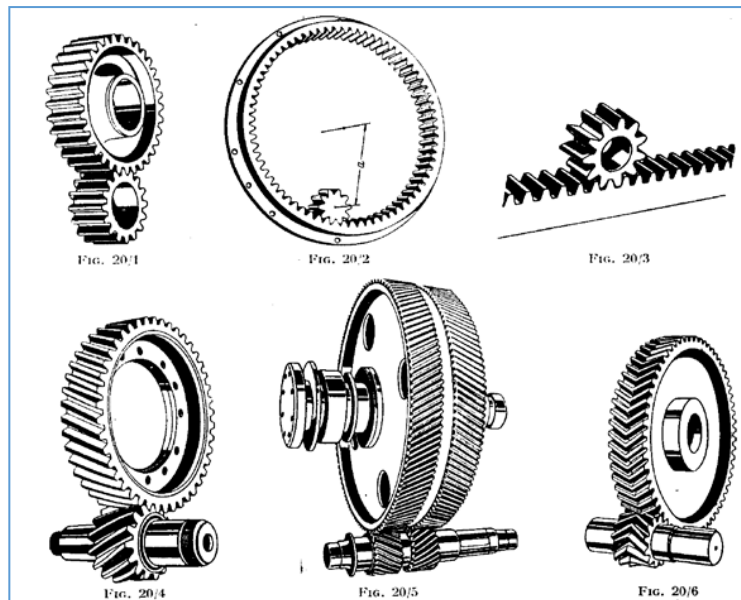


Figura 5.6 Engranajes cilíndricos

Los engranajes son ruedas dentadas en las que la transmisión de par y movimiento se produce debido a la presión o “empuje” que ejercen las caras de los dientes de un piñón al colisionar con las caras de los dientes de su rueda correspondiente con la cual entra en contacto. Podemos distinguir varios tipos distintos de engranajes, entre los cuales destacamos:

### 5.4.1 Engranajes cónicos

Se emplean entre árboles que sean perpendiculares entre sí. Pueden alcanzar relaciones de transmisión de hasta  $i=6$  y admiten el tener dentados en espiral.

Esta solución se rechaza porque debido a la disposición ortogonal de los ejes que dificultaría mucho el diseño del reductor de dos etapas.

### 5.4.2 Engranajes cónicos desplazados

Son iguales que los engranajes cónicos, con la diferencia de que estos se usan cuando los ejes no se cortan, si no que se cruzan. Reducen ruidos y tienen un rendimiento algo menor que los anteriores debido a que presentan mayor deslizamiento, sin embargo prolongan la vida de los ejes en los que van montados.

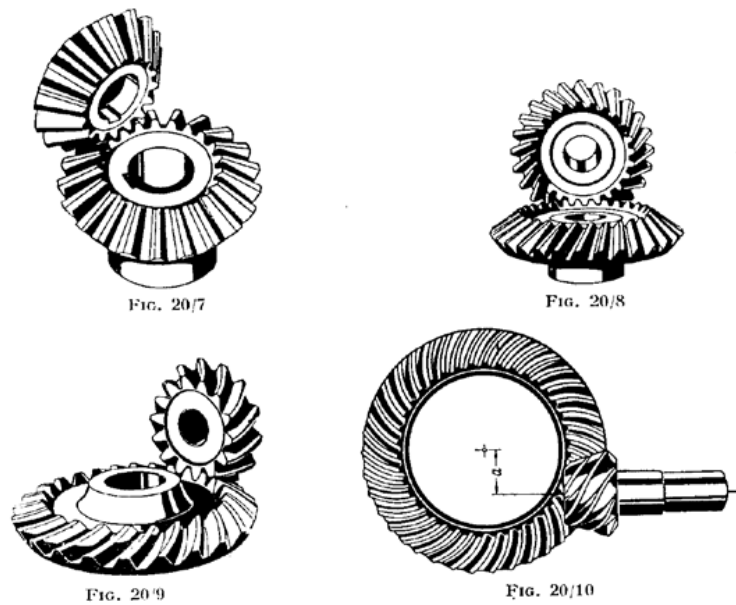


Figura 5.7 Engranajes cónicos

Se rechazan por el mismo motivo que los anteriores.

### 5.4.3 Tornillo sin fin

Su principal característica es que son capaces de transmitir pares muy elevados en comparación con el resto de los métodos de transmisión anteriormente vistos, concretamente pueden llegar a tener relaciones de más de  $i = 100$  por etapa. Por el contrario, sus rendimientos para pares muy elevados son bajos (alrededor del 45 %). Este tipo de solución se emplea en los casos en los que se tienen árboles cruzados.



Figura 5.8 Tornillo sin fin

Se rechaza porque al tener sus ejes cruzados, dificulta el diseño de un reductor coaxial. Además, el tornillo sin fin presenta unos rendimientos muy bajos.

#### 5.4.4 Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados

Consisten en engranajes cilíndricos helicoidales en los que se aprovecha la inclinación de sus dientes para transmitir movimiento entre árboles cruzados.

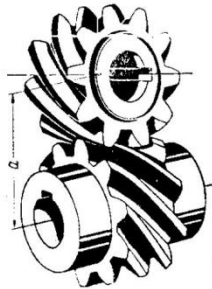


Figura 5.9 engranajes helicoidales cruzados

Tienen la ventaja de que se pueden emplear entre árboles que se encuentren a distancias pequeñas, pero solamente pueden alcanzar relaciones de transmisión de como mucho  $i=5$ .

Se descarta su uso porque el hecho de que los árboles tengan que estar cruzados hace imposible la construcción de un reductor coaxial con solo dos etapas.

#### 5.5 Solución finalmente seleccionada y su justificación

Finalmente para este reductor se seleccionan engranajes cilíndricos. Estos engranajes se emplean entre árboles paralelos y alcanzan relaciones de transmisión de hasta  $i = 8$ . Presentan rendimientos elevados que van desde el 96 hasta el 99%. Además tienen una relación de transmisión constante, larga duración y un bajo mantenimiento, así como unas dimensiones reducidas.



Figura 5.10 Engranajes cilíndricos

Como desventajas se puede mencionar que generan ruidos elevados durante su funcionamiento y que el coste de fabricación es elevado. También es más difícil el

montaje del reductor con engranajes que con algunas otras de las soluciones anteriormente vistas.

Sin embargo, los engranajes cilíndricos se han escogido porque las exigencias de ruido del reductor de velocidad no son muy elevadas y además, se pueden mejorar haciendo los dientes de los engranajes helicoidales. Aunque los costes de fabricación y montaje son elevados, aplicando esta solución el reductor tendrá un bajo mantenimiento y larga duración, por lo que cabe esperar que los costes imputados a la fabricación y mantenimiento se amorticen holgadamente a lo largo de la vida útil de este dispositivo, por no hablar de que los engranajes cilíndricos proporcionarán una mayor seguridad durante el funcionamiento.

Otro motivo para escoger este tipo de engranajes es que al emplearse entre árboles paralelos, facilitan mucho el diseño de un reductor en el que los ejes de entrada y salida deban ser coaxiales. También permiten conseguir un rendimiento elevado en un tamaño reducido, lo que facilita conseguir las exigencias de tamaño que impone este trabajo.

Por todo ello, la solución de engranajes cilíndricos helicoidales es la mejor de entre todas las valoradas para este reductor de velocidad.

## 6 Descripción detallada de la solución adoptada

A continuación se detallarán las características específicas del reductor finalmente diseñado. Los datos que se exponen en este apartado se han alcanzado mediante unos exhaustivos cálculos que debido a su extensión se detallarán en un anexo aparte en este mismo proyecto.

### 6.1 Descripción general del reductor

Como ya se ha mencionado anteriormente, este reductor de velocidad tiene una relación de transmisión de  $i=8,2$  y se compone de dos etapas de transmisión. Las limitaciones de funcionamiento del reductor son las que podemos ver en la siguiente tabla

Relación de transmisión total	$i = 8,2$
Par máximo de salida	100 Nm
Par máximo de entrada	12,18 Nm
$\omega$ máxima de entrada	3000 rpm
$\omega$ máxima de salida	365,85 rpm
Potencia máxima de funcionamiento	3831,21 W

Tabla 6.1

Puesto que la relación de transmisión total del reductor ha de ser de 8,2, se elige hacerlo de tan solo 2 etapas, dado que cada engranaje cilíndrico puede llegar a tener relaciones de transmisión de hasta  $i=8$ . El reductor consta de 4 engranajes helicoidales de distintas medidas montados sobre 3 ejes. Estos engranajes están envueltos por una

carcasa que actúa como chasis y al mismo tiempo protege a los mecanismos que se encuentran en su interior, y tiene la función de retener el lubricante que permite que los engranajes funcionen adecuadamente. Para evitar fugas, todo el sistema consta de tapas y juntas que hacen que sea totalmente estanco, y se dispone de sistemas para vigilar el nivel de lubricante y permitir su reposición. Además, todo el reductor está diseñado de tal manera que todas las piezas se puedan desmontar para permitir su inspección, su recambio y su mantenimiento. En la siguiente imagen se puede ver una vista general del reductor. En el anexo de planos se puede ver la misma vista general con un mayor nivel de detalle.

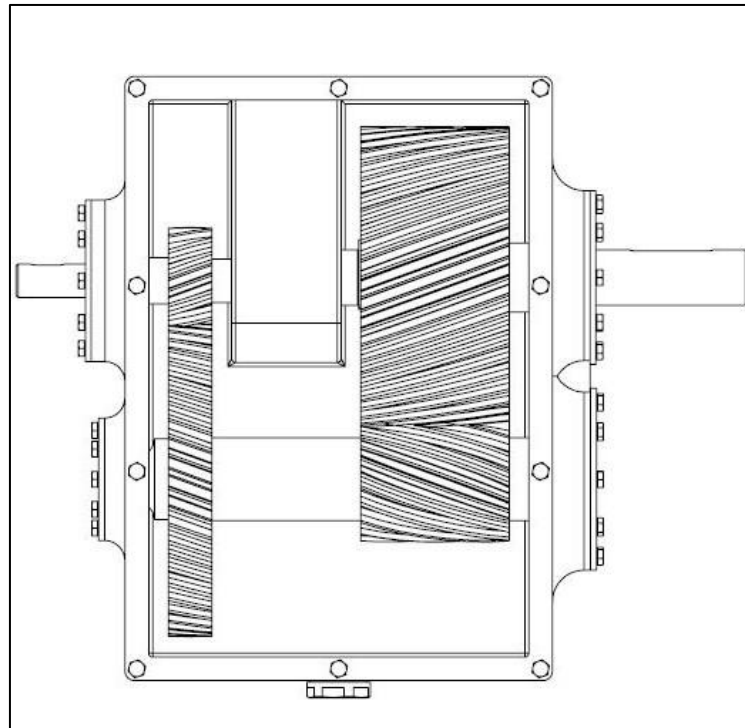


Figura 6.1 Vista general del reductor

## 6.2 Relación de transmisión de las etapas

Para determinar la relación de transmisión de cada una de las dos etapas del reductor se toman como criterios el intentar conseguir un funcionamiento lo más silencioso posible y a la vez conseguir que los ejes de las etapas de entrada y salida sean coaxiales. Teniendo en cuenta estos criterios, las relaciones de transmisión consideradas como las ideales son:

$$i_{\text{etapa entrada}} = 3,20 \quad i_{\text{etapa salida}} = 2,56$$

Se ha pretendido que la etapa de entrada tenga una relación de transmisión mayor que la de salida para reducir el ruido provocado por los engranajes a la salida. El ruido generado en los engranajes se debe principalmente a la velocidad tangencial de los mismos. En la etapa de entrada es prácticamente imposible reducir la velocidad tangencial, ya que ésta viene determinada por la velocidad de giro del motor eléctrico y

el diámetro mínimo del piñón de entrada, pero cuanto mayor sea la reducción de velocidad en esta etapa menor será la velocidad de giro del eje intermedio y por lo tanto de los engranajes de la etapa de salida, lo que provocará que la reducción de la velocidad tangencial en esta etapa y la consecuente reducción de ruido que ahí se produce.

Los cálculos que explican cómo se ha alcanzado esta relación de transmisión se pueden comprobar en el anexo de cálculos, en su apartado correspondiente.

### 6.3 Engranajes:

Como ya se ha mencionado anteriormente el reductor dispone de cuatro engranajes helicoidales. Estos engranajes se fabrican por mecanización en una fundición gris recogida en la norma UNE EN 1561: 2012 como GJL-250, cuyas características son las que se detallan a continuación:

Metal	E (N/mm <sup>2</sup> )	v (poisson)	Dureza (HBr)	Su (N/mm <sup>2</sup> )
GJL - 250	118000	0,26	200	250

Tabla 6.2 Características acero engranajes

Se trata de un metal de baja resistencia que resulta ideal para este reductor, puesto que es un reductor de baja relación de transmisión en el que los engranajes están lejos de soportar condiciones extremas, por lo que escoger un metal fácilmente mecanizable como es el GJL – 250 es la mejor opción. Además, se ha tomado la decisión de hacer todos los engranajes con el mismo material con el objetivo de facilitar la fabricación de los mismos.

Las características de los engranajes de las etapas de entrada y salida son:

	X	Módulo normal (mm)	$\beta$ (°)	$\alpha$ (°)	d primitivo (mm)	z (Dientes)	b (mm)	Dureza Brinell	Qiso	Ajuste*
Piñón entrada	1,3	3	20	20	47,89	15	22	200	7	a
Rueda entrada	1,3	3	20	20	153,24	48	22	200	7	a
Piñón salida	1,3	3	20	20	57,47	18	75	200	8	a
Rueda salida	1,3	3	20	20	146,86	46	75	200	8	a

Tabla 6.3 Características diseño de los engranajes

- \*En ajuste:
- a = Se montan los engranajes sin ajustes ni rodaje posterior
  - b = Los engranajes se ajustan durante el montaje, por ejemplo con árboles regulables
  - c = Los engranajes tienen previsto un rodaje en el proceso de fabricación.



Donde:

- **X** es el coeficiente de seguridad mínimo que debe tener el engranaje
- **$\beta$**  es el ángulo de inclinación del dentado helicoidal
- **$\alpha$**  es el ángulo de presión entre dos engranajes en contacto.
- **b** representa la anchura del engranaje
- **Qiso** es la calidad de mecanización del engranaje

Se ha escogido un ángulo  $\beta = 20^\circ$  porque los engranajes trabajarán a una velocidad relativamente media.

## 6.4 Ejes:

El reductor consta de 3 ejes. Los tres se han fabricado con el mismo material: un acero de aleación 20MnCr5 con tratamiento de normalizado a  $900^\circ\text{C}$  cuyas propiedades mecánicas se pueden ver en la siguiente tabla:

Designación	$S_u$ (MPa)	$S_v$ (MPa)	$\varepsilon$ %	Dureza HBr
20 MnCr5	680	400	23	207

Tabla 6.4 Características acero ejes

Este material se emplea habitualmente en la fabricación de ejes, árboles y piezas de tamaño mediano.

Los ejes no tienen una forma del todo uniforme, sino que tienen chaveteros, ranuras y cambios de sección para que sobre ellos se puedan instalar elementos como chavetas y arandelas elásticas que permitan la fijación de los engranajes y la fijación de los ejes a la propia carcasa, así como otros elementos que deberán de montarse sobre estos y por otro lado cada eje tiene un diámetro distinto debido a que cada uno de ellos tiene que soportar un par y unos esfuerzos diferentes. Además tienen sus extremos achaflanados para evitar la presencia de cantos vivos que dificulten o puedan resultar peligrosos durante su manipulación, así como zonas redondeadas que evitan la presencia de esquinas que actúen como concentradores de tensión. A continuación se realizará una descripción en detalle de cada uno de los ejes:

### 6.4.1 Eje entrada

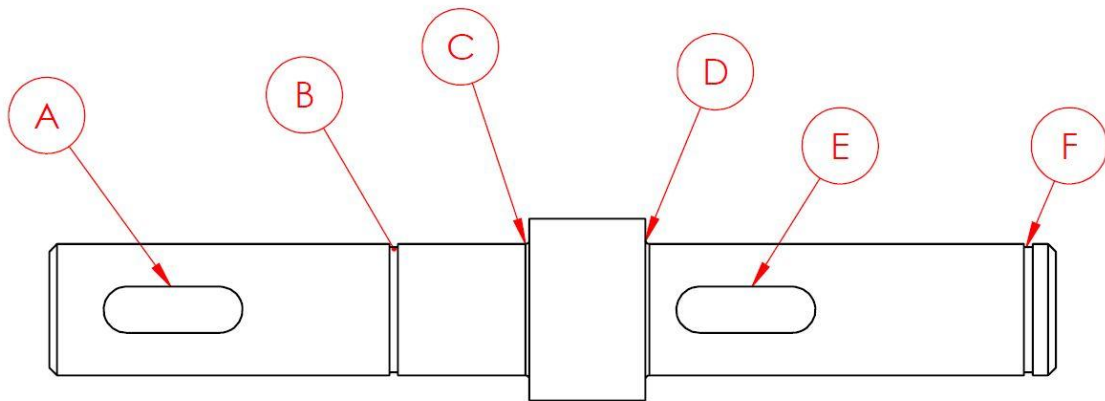


Figura 6.2

- A: chavetero auxiliar entrada
- B: ranura arandela elástica espesor 1,1 mm
- C: cambio de sección-fijación rodamiento
- D: cambio de sección – fijación engranaje
- E: chavetero para chaveta de piñón 1ª etapa
- F: ranura arandela elástica espesor 1,1 mm

### 6.4.2 Eje intermedio

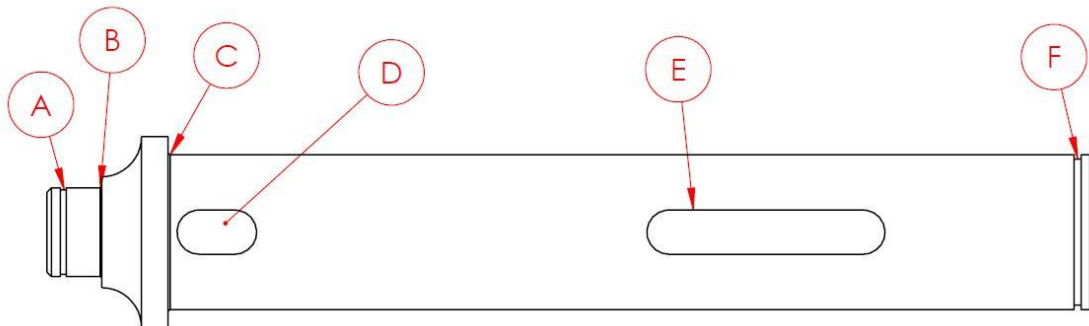


Figura 6.3

- A: ranura arandela elástica espesor 1,3 mm.
- B: cambio sección-fijación rodamiento
- C: cambio sección-fijación engranaje
- D: chavetero para chaveta rueda 1ª etapa.
- E: chavetero para chaveta piñón 2ª etapa.
- F: Ranura para arandela elástica espesor 1,6



### 6.4.3 Eje salida

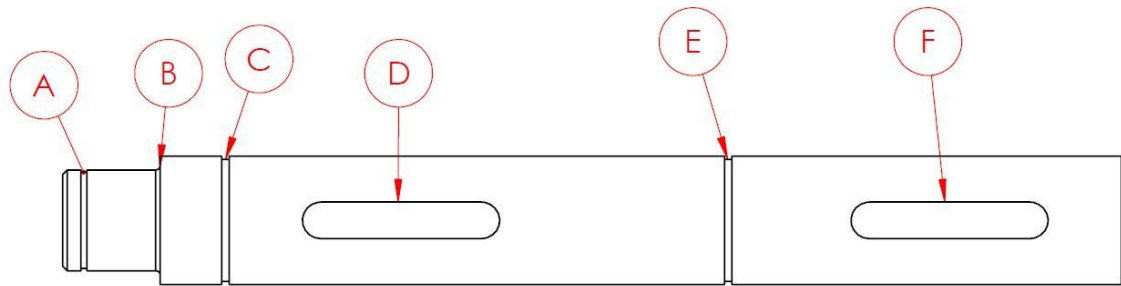


Figura 6.4

- A: ranura arandela elástica espesor 1,3
- B: cambio de sección-fijación rodamiento
- C: ranura arandela elástica espesor 1,6
- D: chavetero para chaveta rueda 2ª etapa
- E: ranura arandela elástica espesor 1,6
- F: chavetero para chaveta auxiliar salida

## 6.5 Rodamientos

Como apoyos de los ejes se escoge emplear rodamientos rígidos de bolas, que estarán lubricados con el mismo aceite que se usará para lubricar los engranajes. Los rodamientos empleados se escogen del catálogo de la empresa SKF, y son los siguientes:

### 6.5.1 Rodamiento eje entrada izquierdo:

#### SKF 6403

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	17 mm
Diámetro exterior	D	62 mm
Anchura	B	17 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	22,9 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	10,8 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,455 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,035
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	11

Tabla 6.5

### 6.5.2 Rodamiento eje entrada derecho:

#### SKF 6203

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	17 mm
Diámetro exterior	D	40 mm
Anchura	B	12 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	9,95 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	4,75 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,2 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,025
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13

Tabla 6.6

### 6.5.3 Rodamiento eje intermedio izquierdo:

#### SKF 16004

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	20 mm
Diámetro exterior	D	42 mm
Anchura	B	8 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	7,28 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	4,05 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,173 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,02
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	14,9

Tabla 6.7

### 6.5.4 Rodamiento eje intermedio derecho:

#### SKF 6207 ETN9

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	35 mm
Diámetro exterior	D	72 mm
Anchura	B	17 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	31,2 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	17,6 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,75 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,025
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13

Tabla 6.8

### 6.5.5 Rodamiento eje salida izquierdo:

#### SKF 63/22

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	22 mm
Diámetro exterior	D	56 mm
Anchura	B	16 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	18,6 kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	9,3 kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	0,39 kN
Factor de cálculo	$K_r$	0,03
Factor de cálculo	$f_0$	12,4

Tabla 6.9

### 6.5.6 Rodamiento eje salida derecho:

#### SKF 63/28

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	28 mm
Diámetro exterior	D	68 mm
Anchura	B	18 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	25,1 kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	13,7 kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	0,585 kN
Factor de cálculo	$K_r$	0,03
Factor de cálculo	$f_0$	13

Tabla 6.10

## 6.6 Chavetas

Para que los engranajes transmitan a los ejes su par torsor y viceversa, se emplearán chavetas. Se descartó la opción de tallar los engranajes en los ejes puesto que eso encarecería los costes de fabricación y a su vez los engranajes de este reductor tienen un diámetro de circunferencia del fondo del diente lo suficientemente grande en comparación con el diámetro del eje, lo que permite a los engranajes alojar una chaveta en su interior.

Los chaveteros empleados para alojar a las chavetas en el eje serán de tipo perfilado, y se tomará como longitud de la chaveta 1,25 veces el diámetro correspondiente del eje en el que va montada. En el caso de que esta longitud sea mayor que la anchura del engranaje correspondiente, se propondrá una longitud para la chaveta que estará próxima a la anchura del engranaje en el eje, y se calculará su resistencia al esfuerzo cortante y al aplastamiento para comprobar con seguridad que no rompe. Así se evita fabricar engranajes ensanchados en su centro, lo que de hacerse encarecería el coste de fabricación de éstos.

Las chavetas se fabricarán con un acero de menor resistencia que el del eje, para que en el caso de que se ejerza un sobreesfuerzo se rompa la chaveta, protegiendo así al eje y al engranaje (que son más caros y difíciles de sustituir que la chaveta). Las chavetas estarán hechas con un acero no aleado clasificado según la norma UNE-EN 10027-1 como “C45”, con tratamiento de normalizado a 870 °C. Las propiedades mecánicas de este acero se pueden ver en la siguiente tabla:

$S_u$ (MPa)	$S_y$ (MPa)	$\epsilon$ %	Dureza (HB)
660	390	20	197

Tabla 6.11 Características acero chavetas

Las dimensiones de las chavetas en altura (h) y anchura (b) están normalizadas según la norma UNE 17102-h1, pero su longitud no está normalizada y ésta se tendrá que calcular. Estos cálculos se pueden encontrar en el apartado nº 3 del anexo de cálculos. (3.Cálculo de chavetas). Las dimensiones en altura, anchura y longitud de las chavetas son las que podemos ver en la siguiente imagen:

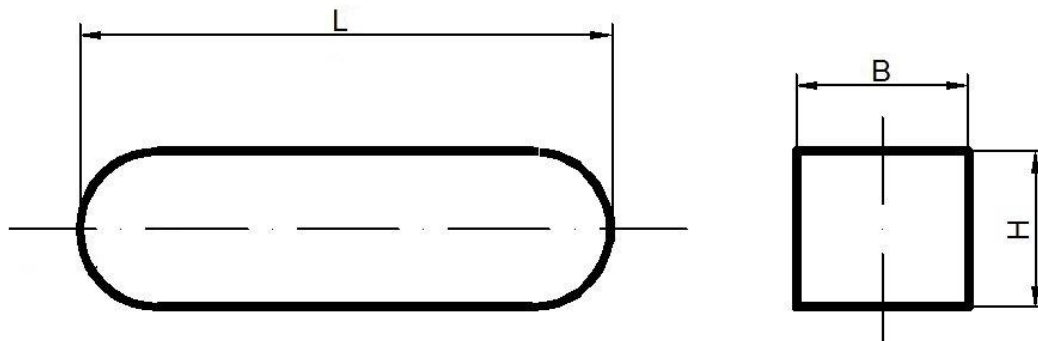


Figura 6.5 dimensiones chavetas

Las chavetas finalmente seleccionadas tendrán las siguientes dimensiones y propiedades:

Chaveta	L (mm)	B (mm)	H (mm)	Profundidad eje (h1)	Profundidad cubo (h2)	Material
Piñón etapa 1	18	6	6	3,5	2,8	C45
Rueda etapa 1	18	10	8	5	3,3	C45
Piñón etapa 2	53,75	10	8	5	3,3	C45
Rueda etapa 2	43	8	7	4	3,3	C45

Tabla 6.12

## 6.7 Arandelas elásticas

Se emplearán arandelas elásticas para fijar axialmente algunos de los elementos que van montados encima del eje. Para la fijación de las arandelas elásticas es necesario labrar ranuras en los ejes que actuarán como concentradores de tensiones, por lo que se intentará limitar el uso de arandelas elásticas a zonas en las que el momento flector

ejercido sobre el eje sea bajo, o bien en zonas en las que sea imposible o caro disponer de otro método de fijación axial. Las dimensiones de las arandelas elásticas están normalizadas según la norma DIN 471. Se puede consultar la tabla en el apartado 10.3.1 del anexo de cálculos (*10.3.1 Dimensiones normalizadas para arandelas elásticas*).

Las dimensiones de las arandelas escogidas por cada eje, organizadas de derecha a izquierda, son las siguientes:

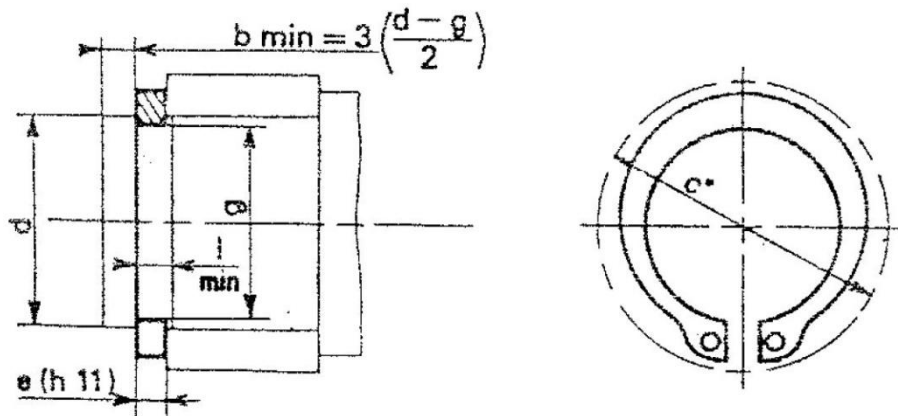


Figura 6.7 dimensiones de arandelas

### 6.7.1 Eje entrada

#### Arandelas derecha e izquierda:

Diámetro eje:  $d = 17 \text{ mm}$

Espacio libre requerido para montaje:  $c = 25,6 \text{ mm}$

Diámetro de ranura en el eje:  $g = 16,2 \text{ mm}$

Anchura de la arandela:  $e = 1 \text{ mm}$

Anchura de ranura en el eje:  $L = 1,1 \text{ mm}$

### 6.7.2 Eje intermedio

#### Arandela izquierda:

Diámetro eje:  $d = 20 \text{ mm}$

Espacio libre requerido para montaje:  $c = 29 \text{ mm}$

Diámetro de ranura en el eje:  $g = 19 \text{ mm}$

Anchura de la arandela:  $e = 1,2 \text{ mm}$

Anchura de ranura en el eje:  $L = 1,3 \text{ mm}$

---

**Arandela derecha:**

Diámetro eje:  $d = 35 \text{ mm}$

Espacio libre requerido para montaje:  $c = 47,2 \text{ mm}$

Diámetro de ranura en el eje:  $g = 33 \text{ mm}$

Anchura de la arandela:  $e = 1,5 \text{ mm}$

Anchura de ranura en el eje:  $L = 1,6 \text{ mm}$

**6.7.3 Eje salida**

**Arandela izquierda:**

Diámetro eje:  $d = 22 \text{ mm}$

Espacio libre requerido para montaje:  $c = 34,8 \text{ mm}$

Diámetro de ranura en el eje:  $g = 21 \text{ mm}$

Anchura de la arandela:  $e = 1,2 \text{ mm}$

Anchura de ranura en el eje:  $L = 1,3 \text{ mm}$

**Arandela central:**

Diámetro eje:  $d = 28 \text{ mm}$

Espacio libre requerido para montaje:  $c = 41 \text{ mm}$

Diámetro de ranura en el eje:  $g = 26,6 \text{ mm}$

Anchura de la arandela:  $e = 1,5 \text{ mm}$

Anchura de ranura en el eje:  $L = 1,6 \text{ mm}$

**Arandela derecha:**

Diámetro eje:  $d = 28 \text{ mm}$

Espacio libre requerido para montaje:  $c = 41 \text{ mm}$

Diámetro de ranura en el eje:  $g = 26,6 \text{ mm}$

Anchura de la arandela:  $e = 1,5 \text{ mm}$

Anchura de ranura en el eje:  $L = 1,6 \text{ mm}$

## 6.8 Casquillos

Para fijar axialmente algunos de los elementos que van montados sobre el eje se emplearán casquillos. Los casquillos tienen la ventaja de que no introducen concentradores de tensión y pueden funcionar como separadores entre elementos, por lo que se emplearán en zonas sometidas a elevado momento flector. En cuanto a las dimensiones de los casquillos, el diámetro interior de éstos vendrá definido por el diámetro del eje en el que van montados, y en el caso de los casquillos que estén en contacto con rodamientos el diámetro exterior estará definido por las dimensiones mínimas de los resaltes que deben tener los rodamientos. El fabricante de los rodamientos, en este caso la empresa SKF, especifica los resaltes mínimos para cada modelo de rodamiento. Los casquillos empleados son los siguientes.

Casquillo	Separador entre:		Ø interior (mm)	Ø exterior (mm)	Longitud (mm)
	Elemento 1	Elemento 2			
Casquillo eje entrada	Piñón etapa 1	rodamiento SKF 6203	17	22	15
Casquillo eje intermedio 1	Rueda etapa 1	Piñón etapa 2	35	21	75,4
Casquillo eje intermedio 2	Piñón etapa 2	Rodamiento SKF 6207 ETN 9	35	42	15
Casquillo eje salida	Rueda etapa 2	Rodamiento SKF 63/28	28	35	15

Tabla 6.13 Casquillos escogidos

## 6.9 Sistemas de sellado

Puesto que el reductor está lleno de aceite lubricante, se debe disponer de sistemas que impidan que este lubricante escape hacia el exterior. Los sistemas dispuestos son los que se exponen a continuación.

### 6.9.1 Tapas

La carcasa del consta de una gran tapa en su parte superior. Para impedir el escape de lubricante entre esta tapa y la carcasa sobre la que se apoya, se dispone una junta plana de nitrilo carboxilado (XNBR). Este material tiene una alta resistencia a las altas temperaturas, así como resistencia química frente a los lubricantes industriales, por lo que es ideal para este reductor.

En las zonas en las que van los ejes hay agujeros pasantes labrados en la carcasa. Estos agujeros sirven para introducir los ejes a través de ellos durante el montaje del reductor, así como para alojar a los rodamientos en los que se apoyan dichos ejes. Para evitar el escape de lubricante en estos agujeros se dispone de tapas metálicas que irán atornilladas a la carcasa, y que tendrán también la función de sujetar los rodamientos para hacer que éstos funcionen como extremos fijos. Sin embargo, puesto que los ejes de entrada y salida deben atravesar la carcasa y salir al exterior, en las tapas de estos ejes se dispondrán agujeros a través de los cuales pueda pasar el eje correspondiente. Por lo tanto estas últimas dos tapas no consiguen funcionar como sellos y habrá que

disponer de retenes radiales en estos rodamientos para impedir el escape de lubricante. Estas tapas estarán hechas del mismo material que el resto de la carcasa.

### 6.9.2 Retenes radiales

Puesto que los ejes de entrada y salida traspasan sus respectivas tapas, será necesario disponer en estos ejes de sistemas que impidan la salida hacia el exterior del lubricante. En este caso se seleccionarán retenes radiales, también conocidos como sellos radiales de eje, que son dispositivos que se emplean para impedir la fuga de sustancias entre los componentes giratorios y estacionarios de una máquina.

En este caso el componente estacionario será la tapa y el agujero de la carcasa en la que se ubica el rodamiento del eje, y los componentes giratorios serán el eje y si se da el caso, los elementos que vayan montados sobre éste. Los retenes constan de un labio de cierre fabricado con un material que proporciona estanqueidad. Dicho labio ejerce presión contra el eje (en parte, debido a un resorte metálico que incorpora el retén en su interior) impidiendo la salida del lubricante.

Los retenes escogidos para los ejes de entrada y salida son:

- **Eje de entrada: 17x47x7 HMS5 RG**
- **Eje de salida: 28x52x7 HMSA10 RG**

Ambos han sido escogidos del catálogo de la empresa SKF. Estos retenes están hechos con un labio de caucho de acrílo nitrilo-butadieno (caucho de nitrilo) que es capaz de resistir químicamente el lubricante ISO VG 460 y funciona bien hasta temperaturas de 100°C, por lo que es ideal para la aplicación de este reductor.

### 6.9.3 Tapones de llenado /vaciado

Cada uno de estos tapones cuenta en su parte inferior con una junta tórica de caucho de acrílo nitrilo-butadieno, material que proporciona estanqueidad y al mismo tiempo también es resistente químicamente a los lubricantes industriales. Los tapones están fabricados en plástico “poliamida 66”, y serán adquiridos a la empresa “Elesa-Ganter”.

## 6.10 Sistema de lubricación

Puesto que en los rodamientos y sobre todo en los engranajes se generan elevadas fuerzas de fricción que generarán calor y desgaste, se hace necesario el emplear un sistema de lubricación. La lubricación, además de impedir el fallo prematuro de los rodamientos y el gripado de los engranajes, sirve también para aumentar el rendimiento del reductor al reducir fricciones entre diversos elementos. Para simplificar el mantenimiento del reductor se empleará el mismo lubricante tanto para los rodamientos como para los engranajes, que en este caso será un aceite sintético clasificado según la norma ISO 3448 como “VG 460”. Las propiedades de este lubricante son las siguientes:



Viscosidad cinemática a 40°C	Viscosidad cinemática a 100°C	Densidad (Kg/L)	Punto de inflamación
460 mm <sup>2</sup> /s	29,59 mm <sup>2</sup> /s	0,908 Kg/L	280 °C

Tabla 6.14 Propiedades lubricante

Se ha escogido lubricar con aceite porque su uso es más adecuado para piezas que se mueven a una velocidad moderada o alta en contraste con la lubricación por grasa.

Existen diversos métodos para conseguir que el lubricante llegue a tanto los rodamientos como a los engranajes. En este caso se ha escogido la lubricación por barboteo. El reductor de velocidad se llenará de aceite hasta la altura del eje de entrada, permitiendo así que el lubricante llegue a todos los rodamientos. Todas las piezas que no queden sumergidas en el lubricante recibirán aceite debido al movimiento de los engranajes, que por su elevada velocidad tangencial lo salpicarán al resto de los elementos móviles del reductor.

Se escoge el método de lubricación por barboteo porque es mucho más económico que disponer de un sistema de inyección a presión o la lubricación por niebla de aceite.

## 6.11 Carcasa

La carcasa constituye la envoltura del reductor de velocidad, y tiene múltiples funciones. Su principal función es contener los componentes del reductor (rodamientos, ejes, engranajes). Al mismo tiempo sirve también como chasis del reductor, puesto que los ejes se apoyan en los rodamientos, que a su vez se apoyan en la carcasa, por lo que la carcasa recibe y soporta las fuerzas generadas en los engranajes, tanto radiales como axiales. Por último, la carcasa funciona también como cárter, ya que es el contenedor del líquido lubricante y dispone de los tapones de llenado, vaciado y control del nivel de aceite para su inspección.

### 6.11.1 Material

La carcasa se fabricará mediante colada en molde de arena, puesto que tiene una forma sencilla y no requiere un acabado superficial de alta calidad. El material empleado para su fabricación será una fundición gris igual que la empleada para la fabricación de los engranajes, recogida según la norma UNE-EN 1561:2012 como EN-GJL-250, cuyas propiedades son las que podemos ver a continuación:

Metal	E (N/mm <sup>2</sup> )	$\nu$ (poisson)	Dureza (HBr)	Su (N/mm <sup>2</sup> )	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
GJL - 250	118000	0,26	200	250	7200

Tabla 6.15 Características materiales carcasa

Se selecciona este material debido a su bajo coste y a que es fácilmente mecanizable. Además, se emplea mucho para moldeo por colada debido a su alta fluidez en la fundición, y tiene una gran resiliencia, por lo que puede absorber gran cantidad de trabajo sin presentar deformaciones permanentes, lo que lo hace ideal para soportar las fuerzas que los ejes del reductor le transmitirán. El hecho de que la fundición gris

contenga trazas de silicio la hace resistente a la corrosión, minimizando así las posibilidades de oxidación de la carcasa.

### 6.11.2 Forma

Para asegurar la seguridad en la manipulación, todos los bordes de la carcasa estarán redondeados, evitando así la presencia de cantos vivos que puedan producir cortes. El tamaño de redondeo mínimo será de 1mm de radio. El espesor de pared será de 12 mm, puesto que se considera como un espesor suficiente para soportar las fuerzas transmitidas a la bancada. Un espesor de pared de mayor tamaño haría el reductor demasiado pesado y encarecería su precio, mientras que un menor espesor debilitaría demasiado la pared de carcasa frente a los esfuerzos que debe soportar. En las zonas en las que van acoplados los rodamientos se incrementa el espesor de pared para generar un hueco lo bastante grande como para alojarlos, así como también para alojar a los retenes radiales, arandelas elásticas, y resaltes que permitan que el rodamiento trabaje como extremo fijo. Este aumento de espesor de pared permite labrar taladros roscados ciegos para atornillar las tapas que funcionan como sello en los extremos de los ejes.

### 6.11.3 Tapones, tapas y mirillas

Para los tapones de llenado y de vaciado se dispone de dos tapones fabricados en poliamida 66, que es un plástico resistente químicamente al aceite de motor y a las elevadas temperaturas de trabajo. El tapón de llenado se situará en la tapa de la carcasa y el de vaciado en un lateral en la parte inferior de la base. El tapón de vaciado cuenta con un imán para recoger las partículas metálicas que se desprendan de los engranajes por erosión durante el funcionamiento de los mismos. Ambos tapones tienen rosca de métrica M16.

La carcasa también consta de una mirilla para revisar el nivel del lubricante. Se trata de una mirilla de latón de aleación CuZn40Pb2, resistente a temperaturas de hasta 100 °C y con un visor de vidrio flotado, así como unas juntas de goma de estanqueidad de nitrilo butadieno (NBR) para impedir el escape del aceite. Esta mirilla está situada a la altura del centro del eje de entrada, para estar así a la misma altura a la que debería estar el nivel de lubricante en condiciones normales de funcionamiento.

### 6.11.4 Mecanizados

La fabricación por colada en molde de arena produce unos acabados de baja calidad, y en algunas zonas puntuales de la carcasa se requieren acabados de mayor precisión, como es el caso de la zona en la que están ubicados los rodamientos. Se realizarán mecanizados en las zonas en las que la carcasa entre en contacto con otros elementos, concretamente se mecanizará para conseguir un mayor acabado superficial en:

- Huecos en los que van ubicados los rodamientos
- Superficie de contacto de las tapas de los ejes con la carcasa

Así mismo, será necesario practicar los siguientes taladros y roscados para alojar tornillos y tapones:

- 20 Taladros de M5 con roscados de paso = 0,8 mm para alojar tornillos hexagonales DIN 933 M5 x 20, ubicados en la zona de contacto entre las tapas de los ejes y la carcasa.
- 10 Taladros de M5 con roscados de paso = 0,8 mm para alojar tornillos hexagonales DIN 933 M5 x 30 en la zona de contacto entre la junta de la tapa superior y la carcasa.
- 10 Taladros de M5 con roscados de paso = 0,8 mm para alojar tornillos hexagonales DIN 933 M5 x 30 sobre la tapa superior.
- 1 Taladro de M27,5 con roscado de paso = 1,5 mm para alojar la mirilla de control del nivel de lubricante
- 1 Taladro de M16 con roscado de paso = 1,5mm para alojar el tapón de vaciado del lubricante en el lateral de la carcasa
- 1 Taladro de M16 con roscado de paso = 1,5mm para alojar el tapón de llenado del lubricante en la tapa superior de la carcasa.

### 6.11.5 Pintura

La carcasa se debe pintar, no solo para mejorar su estética y hacerla más comercial, sino también para protegerla frente a la corrosión, ya que esta es la parte del reductor que queda más expuesta a las inclemencias del tiempo. Se empleará una pintura epoxi poliéster proyectada sobre la carcasa tras su fabricación. El espesor de la película será de 60 a 80  $\mu\text{m}$  para asegurar la resistencia a la corrosión y su durabilidad. Se escoge este tipo de pintura puesto que es particularmente resistente a los cambios térmicos y a la corrosión.

## 7 Bibliografía

Budynas, Richard G. [et.al.] (2008). *Diseño en ingeniería mecánica* de Shigley. México: McGraw-Hill.

Mott, Robert L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.

Besa González, A.J. y Valero Chuliá, F.J. (2016). *Diseño de Máquinas*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

González Contreras, F. y Meseguer Calas, M.D. (2014) *Planificación de procesos y control numérico. Ejercicios resueltos*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

Serrano Iribarnegaray, Javier Martínez Román. (2013). *Máquinas eléctricas*. Valencia: Valencia: Editorial UPV

Gasch Molina, I.[et.al.](2013). *Resistencia de materiales*. Valencia: Universitat Politècnica.

# **Anexo de Cálculos**



<b>1 INTRODUCCIÓN:</b> .....	<b>5</b>
<b>2 Dimensionamiento de los engranajes:</b> .....	<b>5</b>
<b>2.1 Datos iniciales:</b> .....	<b>5</b>
<b>2.2 ESTIMACIÓN DEL TAMAÑO MÍNIMO DE LOS ENGRANAJES:</b> .....	<b>6</b>
2.1.1 Cálculo Previo: Diseño de tamaño mínimo del eje por rigidez torsional .....	6
2.1.2 Cálculo del diámetro mínimo del engranaje .....	7
2.1.3 Definición de la geometría del engranaje (módulo, nº de dientes, diámetro final, anchura) .....	8
2.1.3.1 Módulo .....	8
2.1.3.2 Número de dientes .....	8
2.1.3.3 Anchura .....	10
2.1.3.3.1 Cálculo de coeficientes de la tensión máxima producida por presión superficial $\sigma_H$ .....	11
2.1.3.3.2 Cálculo de coeficientes de la máxima tensión normal producida por flexión $\sigma_F$ .....	14
2.1.3.3.3 Cálculo de coeficientes de la tensión de contacto máxima que admite el material $S_{HP}$ .....	15
2.1.3.3.4 Cálculo de coeficientes de la tensión normal máxima que admite el material $S_{FP}$ .....	16
2.1.3.4 Otros parámetros .....	17
2.1.3.5 Dimensiones finalmente escogidas .....	18
2.1.4 Comprobación lubricante método United .....	20
<b>3 Cálculo de chavetas</b> .....	<b>21</b>
<b>3.1 Resistencia a esfuerzo cortante</b> .....	<b>22</b>
<b>3.2 Resistencia a compresión</b> .....	<b>24</b>
<b>3.3 Resultados de cálculo</b> .....	<b>25</b>
<b>3.4 Resumen de dimensiones de las chavetas</b> .....	<b>25</b>
<b>4 Cálculo de fuerzas en los engranajes.</b> .....	<b>26</b>
<b>4.1 Fuerzas calculadas</b> .....	<b>27</b>
<b>4.2 Momentos calculados</b> .....	<b>27</b>
<b>4.3 Fuerzas impuestas por las máquinas acopladas</b> .....	<b>27</b>
<b>5 Propuesta de diseño de los ejes</b> .....	<b>28</b>
<b>5.1 Propuesta eje entrada:</b> .....	<b>29</b>



<b>5.2 Propuesta eje intermedio:</b>	<b>29</b>
<b>5.3 Propuesta eje salida:</b>	<b>29</b>
<b>6 Esfuerzos sobre los ejes</b>	<b>29</b>
<b>6.1 Método de cálculo</b>	<b>30</b>
<b>6.2 Resultados</b>	<b>31</b>
6.2.1 EJE ENTRADA	31
6.2.1.1 Reacciones plano horizontal	31
6.2.1.2 Reacciones plano vertical	32
6.2.1.3 Reacciones compuestas	32
6.2.1.4 Momentos calculados sentido giro horario	32
6.2.1.5 Momentos calculados sentido giro antihorario	33
6.2.2 Eje intermedio:	34
6.2.2.1 Reacciones plano horizontal	34
6.2.2.2 Reacciones plano vertical	35
6.2.2.3 Reacciones compuestas	35
6.2.2.4 Momentos calculados sentido de giro horario	35
6.2.2.5 Momentos calculados sentido de giro antihorario	36
6.2.3 Eje salida:	37
6.2.3.1 Reacciones plano horizontal	37
6.2.3.2 Reacciones plano vertical	37
6.2.3.3 Reacciones compuestas	38
6.2.3.4 Momentos calculados sentido de giro horario	38
6.2.3.5 Momentos calculados sentido de giro antihorario	38
<b>7 Cálculo a Fatiga</b>	<b>39</b>
<b>7.1 Cálculo Tensión equivalente (Soderberg)</b>	<b>40</b>
<b>7.2 Criterio de fallo estático (Tresca)</b>	<b>40</b>
<b>7.3 Cálculo de esfuerzos y diámetro del eje</b>	<b>40</b>
<b>7.4 Cálculo del límite de fatiga (<math>S_e</math>):</b>	<b>42</b>
<b>7.5 Resultados de fatiga</b>	<b>44</b>
7.5.1 Eje entrada	45
7.5.1.1 Sentido horario:	45
7.5.1.2 Sentido de giro antihorario	45
7.5.2 Eje Intermedio	46
7.5.2 .1 Sentido horario	46



7.5.2.2 Sentido antihorario .....	46
7.5.3 Eje Salida.....	47
7.5.3.1 Sentido horario .....	47
7.5.3.2 Sentido antihorario .....	47
<b>8 Cálculo de rodamientos: .....</b>	<b>48</b>
8.1 Fallo bajo carga estática del rodamiento: .....	48
8.2 Fallo a fatiga del rodamiento:.....	49
8.3 Fuerza equivalente $F_{eq}$ : .....	49
8.4 Capacidad de carga dinámica C.....	50
8.5 Cálculo del factor corrector de vida por fiabilidad ( $a_1$ ) .....	51
8.6 Cálculo del factor corrector por condiciones de trabajo ( $a_{iso}$ ).....	51
8.7 Recomendación de vida del rodamiento:.....	52
8.8 Rodamientos calculados y seleccionados. ....	52
8.8.1 Rodamiento eje entrada izquierda .....	52
8.8.2 Rodamiento eje entrada derecho .....	52
8.8.3 Rodamiento eje intermedio izquierda.....	53
8.8.4 Rodamiento eje intermedio derecha .....	53
8.8.5 Rodamiento eje salida izquierda.....	54
8.8.6 Rodamiento eje salida derecha .....	54
<b>9 Deflexiones y deformaciones máximas en los ejes: .....</b>	<b>55</b>
9.1 Límites de deflexiones .....	55
9.2 Cálculo de deflexiones .....	55
9.3 Resultados.....	56
<b>10 Anexos .....</b>	<b>58</b>
10.1 Dimensionamiento engranajes.....	58
10.1.1 Calidad de mecanización Qiso .....	58
10.1.2 Tabla coeficientes $K_a$ .....	58
10.1.3 Características de la máquina motriz.....	59
10.1.4 Características de la máquina arrastrada .....	59
10.1.5 Coeficientes $H_i$ de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$ .....	60
10.1.6 Coeficientes de distribución de carga transversal $K_{F\alpha}$ y $K_{H\alpha}$ .....	60
10.1.7 Constantes “A” y “B” para el cálculo de los coeficientes de $S_{HP}$ .....	61
10.2 Cálculo de chavetas .....	63
10.2.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967 .....	63



---

<b>10.3 Propuesta de diseño de los ejes.....</b>	<b>64</b>
10.3.1 Dimensiones normalizadas para arandelas elásticas .....	64
<b>10.4 Cálculo a fatiga de ejes.....</b>	<b>64</b>
10.4.1 Factor de acabado superficial para aceros $K_a$ .....	64
10.4.2 Efecto de la temperatura en el límite de rotura de aceros $K_d$ .....	64
10.4.3 Factor de corrección del límite de fatiga por confiabilidad.....	64
10.4.4 Efecto del factor concentrador de tensiones .....	65
<b>10.5 Rodamientos.....</b>	<b>65</b>
10.5.1 Coeficientes de seguridad estática .....	65
10.5.2 Factores de carga radial equivalente para rodamientos rígidos de bolas.....	65
10.5.3 Factor de fiabilidad $a_1$ .....	66
10.5.4 Viscosidad del lubricante en función de la temperatura .....	66
10.5.6 Factor $\eta_c$ .....	67
10.5.7 Factor $a_{iso}$ para rodamientos radiales de bolas.....	68
10.5.8 Recomendaciones de vidas de rodamientos .....	69



## 1 INTRODUCCIÓN:

En este apartado se adjuntarán los cálculos realizados para obtener las dimensiones de los piñones, así como también el aceite empleado en su lubricación, las dimensiones de los ejes y los rodamientos seleccionados. Estos cálculos se han realizado todos en hoja Excel, y debido a su extensión aquí solo se adjuntarán los resultados finales de dichos cálculos y su explicación, así como tablas, gráficas y fórmulas empleadas.

## 2 Dimensionamiento de los engranajes:

En este caso se dimensionarán los engranajes siguiendo las partes 1, 2 y 3 de la norma ISO 6336.

Para dimensionar los engranajes es necesario determinar el diámetro mínimo de los mismos, a continuación escoger el módulo, seleccionar un lubricante y calcular la anchura, en ese orden. Este es un proceso iterativo en el que cada uno de los parámetros anteriormente mencionados depende de los demás.

### 2.1 Datos iniciales:

<b>T<sub>salida</sub></b>	100 Nm.
<b>Relación de transmisión</b>	$i = 8,2$
<b><math>\omega_{entrada}</math></b>	3000 rpm
<b><math>\beta</math></b>	20°
<b><math>\alpha_n</math></b>	20°
<b>X</b>	1,3

Tabla 2.1 Características a cumplir por los engranajes

Puesto que el reductor consta de dos etapas, inicialmente supondremos que la relación de transmisión de cada etapa será la raíz cuadrada de la relación de transmisión total del reductor:

$$i_{etapa} = \sqrt{8,2} = 2,864$$

Variaremos la relación de transmisión respecto a este valor inicial hasta que la etapa de entrada y salida tengan distancias entre los centros de sus ejes similares para así conseguir que el reductor sea coaxial. Se incrementará la relación de transmisión de la etapa de entrada, ya que ahí es donde se suelen alcanzar las mayores velocidades tangenciales, lo que constituye una de las principales causas de generación de ruido. Al incrementar la relación de transmisión en la etapa de entrada la rueda de entrada será de

mayor tamaño y girará a menor velocidad. Se debe tener en cuenta que la relación de transmisión de cada etapa deberá cumplir:

$$i_{\text{entrada}} \cdot i_{\text{salida}} = i_{\text{reductor}} \quad \text{Ecuación 2. 1}$$

Los valores finalmente seleccionados como los ideales son:

$$I_{\text{entrada}} = 3,20 \quad I_{\text{salida}} = 2,56$$

La relación de transmisión final puede variar un poco respecto a la aquí propuesta.

## 2.2 ESTIMACIÓN DEL TAMAÑO MÍNIMO DE LOS ENGRANAJES:

Para calcular el diámetro mínimo de los engranajes primero hay que conocer el tamaño mínimo del eje capaz de resistir el esfuerzo calculado por rigidez torsional, y a continuación a partir de él calcular el tamaño del diámetro primitivo de los engranajes.

### 2.1.1 Cálculo Previo: Diseño de tamaño mínimo del eje por rigidez torsional

El principal factor limitante en el tamaño de los engranajes en los reductores es la deformación torsional del eje en la zona donde el engranaje se apoya en el eje, por encima del efecto del momento flector, por lo que para hacer una primera aproximación al cálculo del tamaño de los engranajes, puesto que no conocemos las fuerzas radiales que actúan sobre el eje, nos limitaremos aquí a dimensionarlo a partir del cálculo de su deformación torsional ejercida por el momento torsor.

La deformación torsional se calcula como:

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad \text{Ecuación 2. 2}$$

Donde T es el momento torsor, L la longitud del eje, J el momento de inercia polar y G la rigidez torsional, que para el acero la supondremos de valor  $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ . Para una sección circular se calcula como:

$$\theta = \frac{32 T}{\pi d^4 G} \quad \text{Ecuación 2. 3}$$

Limitaremos la deflexión torsional según dos criterios que se deben cumplir simultáneamente:

$$1^{\text{er}} \text{ criterio: } \frac{\theta}{20 d} \leq 1^{\circ} \quad 2^{\circ} \text{ criterio: } \frac{\theta}{L} \leq 1,5^{\circ}$$

Despejando y resolviendo en la ecuación 2.2 se obtienen las fórmulas para el dimensionamiento:

1<sup>er</sup> criterio:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 T 20}{\pi}}$$

Ecuación 2.4

2<sup>o</sup> criterio:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 T}{\pi}}$$

Ecuación 2.5

	Diámetro 1er criterio(mm)	Diámetro 2º criterio (mm)	Diámetro escogido (mm)
<b>Eje entrada</b>	12,1	15,56	<b>15,56</b>
<b>Eje intermedio</b>	18,3	21,3	<b>21,3</b>
<b>Eje salida</b>	24,3	26,3	<b>26,3</b>

Tabla 2.1 –Resultados diámetros ejes

### 2.1.2 Cálculo del diámetro mínimo del engranaje

El diámetro primitivo mínimo que debe tener el engranaje depende del diámetro del eje en el que va montado, del módulo escogido y del sistema de unión al eje. La fórmula definida por la norma ISO 6336-3 que nos indica el diámetro mínimo para no debilitar el piñón por falta de espesor entre el fondo del diente y el fondo del chavetero es:

$$d_1 = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 2 \cdot S_R + 2 \cdot 1,25 m_n = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n$$

Ecuación 2.6

Donde:

$S_R$ : Diferencia de radios entre el fondo del diente y el fondo del chavetero.

$h_2$ : Profundidad del chavetero en el cubo.

$m_n$ : Módulo normal.

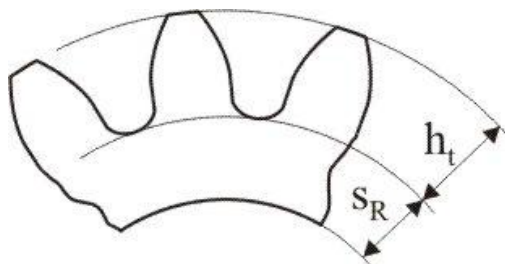


Fig. 1

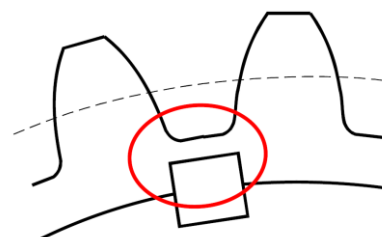


Fig. 2 Diente debilitado por profundidad de chavetero

La profundidad de chavetero en el cubo se selecciona a partir del diámetro del eje según la lista de chavetas estandarizadas por la norma UNE 17102-1:1967, que se puede encontrar en los anexos, en el apartado “dimensionamiento de engranajes”. En este caso se obtienen las siguientes profundidades:

	Dimensiones de la chaveta (b x h)	Profundidad en el eje (h1)	Profundidad en el cubo (h2)
<b>Eje entrada</b>	6 x 6	3,5	2,8
<b>Eje intermedio</b>	10 x 8	5	3,3
<b>Eje salida</b>	8 x 7	4	3,3

**Tabla 2.2- Chavetas seleccionadas**

Como se puede observar el diámetro del engranaje depende del módulo normal, y este a su vez depende del número mínimo de dientes en el piñón y el número máximo de dientes en la rueda, y a su vez el módulo influye en otros factores relevantes del dimensionamiento del engranaje que se explicarán más adelante. Por lo tanto no es posible determinar el módulo a priori, ni por tanto el respectivo diámetro del piñón, si no que estos se deberán determinar mediante un complejo cálculo iterativo que se detallará más adelante.

### **2.1.3 Definición de la geometría del engranaje (módulo, nº de dientes, diámetro final, anchura)**

En este apartado se calculará para cada módulo de los normalizados las características geométricas de los engranajes de cada etapa, y a partir de ahí se seleccionará la solución que se considere mejor.

#### **2.1.3.1 Módulo**

Los módulos normalizados según la norma UNE 18185: 1989

0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

#### **2.1.3.2 Número de dientes**

Para obtener el número de dientes que posee el piñón es necesario calcular el módulo aparente, el cual se calcula mediante la expresión:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

**Ecuación 2.7**

El diámetro primitivo del engranaje se calcula en función del módulo aparente y del número de dientes a partir de la expresión “ $d = m_t \cdot z$ ”, por lo que el número de dientes se puede obtener como:

$$z = \frac{d}{m_t}$$

Ecuación 2. 8

A la hora de definir el número de dientes se debe tener en cuenta que no se debe dar el fenómeno de interferencia. En el caso de engranajes de dientes helicoidales, este se da cuando el número de dientes en el piñón es inferior a un número mínimo que se calcula como:

$$Z_{\min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

Ecuación 2. 9

Con el ángulo de presión calculado como

$$\alpha_t = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

Ecuación 2. 10

El número de dientes en la respectiva rueda se obtiene multiplicando el número de dientes del piñón por la relación de transmisión de la etapa:

$$Z_{\text{rueda}} = Z_{\text{piñón}} \cdot i_{\text{etapa}}$$

Ecuación 2. 11

Se pretenderá que la rueda no tenga un número excesivo de dientes para así no encarecer y dificultar su mecanización. Se intentará que este número no sea mayor de 125.

La calidad de mecanización “Qiso” se escogerá a partir de la recomendación de la norma iso que relaciona la calidad requerida con la velocidad tangencial de los engranajes:

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

----- Mecanizado basto -----  
 Mecanizado medio  
 Mecanizado preciso  
 ----- Rectificado -----  
 --- Velocidad alta ---  
 ---- (V < 7 m/s) ---- (V < 10 m/s) ---- (V < 20 m/s) ---- ---- (V > 30 m/s) ----  
 ---- Automóviles ----  
 ----- Camiones -----  
 ----- Mecánica general -----  
 --- Mecánica de baja precisión ---

Tabla 2.2

### 2.1.3.3 Anchura

La anchura es el cálculo más complejo de todos. Se calculará la anchura mínima que cumpla que los coeficientes de seguridad a flexión y a desgaste superficial sean mayores que el coeficiente de seguridad del piñón correspondiente. Puesto que es prácticamente imposible conseguir que ambos coeficientes de seguridad sean iguales, se dimensionará el engranaje de tal modo que el coeficiente de seguridad a flexión sea mayor que el coeficiente de seguridad por fallo superficial:

$$X_F > X_H \geq X$$

Los coeficientes de seguridad se definen de la siguiente manera:

- Coeficiente de seguridad a flexión

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

- Coeficiente de seguridad a presión superficial

$$X_H = \left( \frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde:

$\sigma_H$  es la tensión máxima producida en el engranaje por la presión superficial.

$\sigma_F$  es la tensión normal máxima producida en el dentado del engranaje.

$S_{HP}$  es la tensión de contacto máxima que admite el material.

$S_{FP}$  es la tensión normal máxima que admite el material.

y las ecuaciones para su cálculo son:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Los coeficientes de cada ecuación se calculan de la siguiente manera

### 2.1.3.3.1 Cálculo de coeficientes de la tensión máxima producida por presión superficial $\sigma_H$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

Si $\epsilon_\beta < 1$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_a}{3} \cdot (1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_a}}$	
Si $\epsilon_\beta > 1$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_a}}$	Ecuación 2.20

Siendo  $\epsilon_a$ :

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + y_2^2 + z_2 y_2} - \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \operatorname{sen} \alpha_t \right]$$

Ecuación 2. 21

Con valores  $y_1 = y_2 = 1$  para dientes en los que la altura de adendo ( $h_a$ ) = m.

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

Ecuación 2. 22

La fuerza tangencial sobre la circunferencia primitiva se obtiene como:

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha$$

Ecuación 2. 23

$K_A$  es un coeficiente que depende de la máquina motriz y de la arrastrada. Este coeficiente tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas debido a factores externos al engranaje (la irregularidad de la fuerza transmitida). Este coeficiente se extrae de la siguiente tabla:

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

Tabla 2.3

Dicho coeficiente depende a su vez de las características de la máquina motriz y de la máquina arrastrada, las cuales podemos ver clasificadas en las tablas de los anexos, en el apartado de “Dimensionamiento de engranajes”.



$K_v$  es un coeficiente dinámico que tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o de la rueda sobre el árbol.

Si  $\varepsilon_\beta \geq 1$

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

Ecuación 2. 24

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0,2 \text{ m/s} \rightarrow K_3 = 2,0$$

Ecuación 2. 25

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0,2 \text{ m/s} \rightarrow K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071$$

Ecuación 2. 26

Donde:

V: velocidad tangencial en m/s

Si  $K_A \cdot F_t / b < 100 \text{ N/mm}$  se introduce 100

$Z_1$ : número de dientes del piñón

i: relación de velocidades ( $z_2 / z_1$ )

$K_1$ : coeficiente función de la calidad del tallado (se extrae de tablas presentes en los anexos)

$K_2$ : dientes rectos = 0,0193 – dentado helicoidal = 0,0087

Por el contrario, si  $\varepsilon_\beta < 1$  se obtiene  $K_v$  interpolando mediante la siguiente expresión:

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta \cdot (K_{v\alpha} - K_{v\beta})$$

Ecuación 2. 27

Donde  $K_{v\alpha}$  es el valor del coeficiente  $K_v$  obtenido para dentado recto y  $K_{v\beta}$  es el valor del coeficiente para dentado helicoidal.

$\varepsilon_\beta$  es el índice de recubrimiento:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \text{sen} \beta}{\pi \cdot m_n}$$

Ecuación 2. 28

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad \text{Ecuación 2. 29}$$

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad \text{con } N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \quad \text{Ecuación 2. 30}$$

Siendo “h” la altura del diente.

Si  $Q_{iso} \leq 6 \rightarrow K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$  Ecuación 2. 31

Si  $Q_{iso} \geq 7 \rightarrow$  Hacemos la elección a partir de la siguiente tabla:

$Q_{iso}$	7	8	9	10
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	$\frac{1}{Z_\epsilon^2} \geq 1,20$
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2	1,4	$\frac{\epsilon_\alpha}{\cos^2 \beta} \geq 1,40$
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0	1,1	1,2
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	1,4

Tabla 2.8

### 2.1.3.3.2 Cálculo de coeficientes de la máxima tensión normal producida por flexión

$\sigma_F$

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot Z_v^{-1,29} + 2,11 \quad \text{Ecuación 2. 32}$$

$$Y_\epsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\epsilon_\alpha}\right) \quad \text{Ecuación 2. 33}$$

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z_v) \quad \text{Ecuación 2. 34}$$

$Y_{\beta} = 1 - 0,25 \varepsilon_{\beta}$
$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \left( \frac{\beta}{120^{\circ}} \right)$

Ecuación 2. 35

Si: $S_R / h_t > 1,2$	$Y_B = 1$
Si $0,5 < S_R / h_t < 1,2$	$Y_B = 1,6 \cdot \ln \left( 2,242 \frac{h_t}{S_R} \right)$

Ecuación 2. 36

Donde  $S_R$  se calcula como:

$$d1 - 2,5 m_n - d_{eje}$$

Ecuación 2. 37

Y  $h_t$  se calcula como:

$$h_t = 2,25 \cdot m_n$$

Ecuación 2. 38

### 2.1.3.3 Cálculo de coeficientes de la tensión de contacto máxima que admite el material $S_{HP}$

$$S_{HL} = S_{FL} = A \cdot x + B \text{ N/mm}^2$$

Ecuación 2. 39

Donde “A” y “B” son dos constantes que dependen del material de fabricación y “x” es la dureza expresada en la escala Brinell (HB) o Vickers (HV). Estas constantes están tabuladas en tablas que podemos encontrar en el apartado 10.1.6 del anexo de tablas y gráficas de este trabajo.

Según la norma ISO 6336-2 para fundiciones grises el valor de  $Z_N$  para vidas mayores a  $N_L \geq 2 \cdot 10^6$  ciclos debe ser:

$$1 \geq Z_N \geq 0,85$$

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left( 1,2 + \frac{134}{v_{40}} \right)^2}$$

Ecuación 2. 40

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

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}}$$

Ecuación 2. 41

Para  $V$  = velocidad tangencial medida en m/s, siendo:

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$$

Ecuación 2. 42

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

Ecuación 2. 43

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

Ecuación 2. 44

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

Teniendo en cuenta que no hay piñones endurecidos superficialmente,  $Z_w$  se calcula como:

Si $HB_1/ HB_2 < 1,2$	$Z_w = 1$
Si $1,2 \leq HB_1/ HB_2 \leq 1,7$	$Z_w = 1 + (0,00898 \frac{HB_1}{HB_2} - 0,00829) \cdot (i - 1)$
Si $HB_1/ HB_2 > 1,7$	$Z_w = 1 + 0,00698 \cdot (i - 1)$

Ecuación 2. 45

$Z_x$  es un coeficiente de tamaño que considera la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga. Su valor se toma igual a la unidad.

#### 2.1.3.3.4 Cálculo de coeficientes de la tensión normal máxima que admite el material $S_{FP}$

$Y_{ST}$  = coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia ( $Y_{ST} = 2,1$ )

$Y_{NT}$  debe adoptar un valor de 1 a 0,85 para un número de ciclos de carga  $N_L \geq 10^{10}$

Según la norma, para aceros de fundición gris el coeficiente  $Y_{\delta rT}$  vale:

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

Y para la misma fundición el valor del coeficiente  $Y_{RrT}$  se obtiene:

Si: $R_z < 1\mu\text{m}$	$Y_{RrT} = 1,025$
Si $1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$	$Y_{RrT} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_z + 1)^{0,0058}$

Ecuación 2. 46

Para todos los materiales, si  $m \leq 5$ , entonces  $Y_x = 1$ , siendo  $m$  el valor del módulo normal ( $m_n$ )

### 2.1.3.4 Otros parámetros

En este proyecto para llegar optimizar el reductor se ha tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos otros parámetros relativos a los engranajes como son los diámetros de los mismos, el volumen de metal necesario para fabricarlos y la velocidad tangencial que alcanzan. También se ha calculado la relación de transmisión final para cada pareja de engranajes, que puede diferir un poco respecto a la relación de transmisión inicialmente propuesta.

Para optimizar el tamaño final del reductor, se ha estimado la distancia entre centros para cada pareja de engranajes. Esta se calcula como:

$$D_{\text{centros}} = \frac{d_{\text{piñón}} + d_{\text{rueda}}}{2}$$

Ecuación 2. 47

Para tener una aproximación del volumen de metal que será necesario emplear para fabricar el engranaje se ha calculado el volumen ocupado asemejando éste a un cilindro de diámetro igual al diámetro primitivo del mismo.

$$\text{Volumen} = b \cdot \pi \left[ \left( \frac{d_{\text{piñón}}}{2} \right)^2 + \left( \frac{d_{\text{rueda}}}{2} \right)^2 \right]$$

Ecuación 2. 48

Conocer la velocidad tangencial en el extremo del engranaje nos da una idea del ruido que éste produce, ya que la velocidad tangencial es el parámetro que más influye en este fenómeno. Se calcula la velocidad tangencial como:

$$V_{\text{tan}} = \omega \cdot \frac{d}{2}$$

Ecuación 2. 49

La relación de transmisión real de cada pareja de engranajes se puede calcular conociendo el número de dientes definitivo de cada uno de ellos.

$$i_{\text{real}} = \frac{Z_{\text{rueda}}}{Z_{\text{piñón}}}$$

Ecuación 2. 50

### 2.1.3.5 Dimensiones finalmente escogidas

Todos estos parámetros han sido calculados de forma iterativa mediante una hoja excel para cada uno de los módulos normalizados. Los datos finalmente obtenidos para cada etapa son:

#### Etapa 1:

Módulo	Z1*	Z1	Z2*	Z2	D <sub>centros</sub>	ancho*	Volumen	V <sub>tang</sub>	i <sub>real</sub>	Q <sub>iso</sub>	¿Cumple?
0,5	86,45	86	275,20	275	96,04	73	1347,63	7,19	3,20	8	no XF < XH , Z2 > 125
0,6	68,13	68	217,60	218	91,31	68	1135,45	6,82	3,21	8	no XF < XH , Z2 > 125
0,8	48,16	48	153,60	154	85,99	63	933,14	6,42	3,21	8	no XF < XH , Z2 > 125
1	37,59	38	121,60	122	85,13	67	973,03	6,35	3,21	8	no XF < XH
1,25	30,82	31	99,20	99	86,46	57	852,52	6,48	3,19	8	Sí
1,5	25,06	25	80,00	80	83,80	62	871,64	6,27	3,20	8	Sí
2	18,79	19	60,80	61	85,13	53	769,71	6,35	3,21	8	Sí
2,5	14,62	15	48,00	48	83,80	52	731,06	6,27	3,20	8	Sí
<b>3</b>	<b>14,72</b>	<b>15</b>	<b>48,00</b>	<b>48</b>	<b>100,56</b>	<b>22</b>	<b>445,38</b>	<b>7,52</b>	<b>3,20</b>	<b>7</b>	<b>Sí</b>
4	15,27	15	48,00	48	134,09	10	359,90	10,03	3,20	6	no b < bmin
5	15,22	15	48,00	48	167,61	7	393,65	12,54	3,20	6	no b < bmin
6	15,19	15	48,00	48	201,13	5	404,89	15,04	3,20	6	no b < bmin
8	15,27	15	48,00	48	268,17	3	431,89	20,06	3,20	6	no b < bmin
10	15,04	15	48,00	48	335,22	2	449,88	25,07	3,20	6	no b < bmin
12	14,88	15	48,00	48	402,26	1	323,91	30,09	3,20	5	no b < bmin
16	14,68	15	48,00	48	536,35	1	575,85	40,12	3,20	5	no b < bmin
20	14,57	15	48,00	48	670,43	1	899,76	50,15	3,20	5	no b < bmin, Xf < Xh
25	15,04	15	48,00	48	838,04	1	1405,88	62,69	3,20	5	no b < bmin, Xf < Xh

Tabla 2.4. – Resultado cálculos etapa 1

**Etapa 2:**

Módulo	Z3*	Z3	Z4*	Z4	D <sub>centros</sub>	ancho*	Volumen	V <sub>tang</sub>	i <sub>real</sub>	Q <sub>iso</sub>	¿Cumple?
0,5	118,40	118	302,38	302	111,74	98	2290,88	3,08	2,56	8	no XF < XH , Z4 > 125
0,6	97,10	97	248,56	249	110,46	94	2149,35	3,04	2,57	8	no XF < XH , Z4 > 125
0,8	71,65	72	184,50	185	109,40	92	2063,87	3,01	2,57	8	no XF < XH , Z4 > 125
1	57,32	57	146,06	146	108,01	88	1922,73	2,98	2,56	8	no XF < XH , Z4 > 125
1,25	43,60	44	112,75	113	104,42	93	1900,58	2,87	2,57	8	no XF < XH
1,5	36,96	37	94,81	95	105,35	82	1705,68	2,90	2,57	8	Sí
2	26,78	27	69,19	69	102,16	83	1621,17	2,82	2,56	8	Sí
2,5	20,67	21	53,81	54	99,77	86	1642,22	2,74	2,57	8	Sí
<b>3</b>	<b>17,54</b>	<b>18</b>	<b>46,13</b>	<b>46</b>	<b>102,16</b>	<b>75</b>	<b>1464,91</b>	<b>2,82</b>	<b>2,56</b>	<b>8</b>	<b>Sí</b>
4	14,80	15	38,44	38	112,80	53	1258,84	3,13	2,53	8	Sí
5	15,04	15	38,44	38	141,00	34	1261,81	3,92	2,53	8	Sí
6	14,88	15	38,44	38	169,20	26	1389,47	4,70	2,53	8	Sí
8	15,27	15	38,44	38	225,61	16	1520,11	6,27	2,53	8	no b < bmin
10	15,04	15	38,44	38	282,01	7	1039,14	7,84	2,53	7	no b < bmin
12	14,88	15	38,44	38	338,41	5	1068,83	9,40	2,53	7	no b < bmin
16	14,68	15	38,44	38	451,21	2	760,05	12,54	2,53	6	no b < bmin
20	14,57	15	38,44	38	564,01	2	593,79	15,67	2,53	6	no b < bmin
25	15,04	15	38,44	38	705,02	1	927,80	19,59	2,53	6	no b < bmin

Tabla 2.5. – Resultado cálculos etapa 2

Los módulos finalmente seleccionados son los que están resaltados en color amarillo y en color de letra negrita. De entre todos los módulos han sido escogidos estos dos porque:

**1º:** Tienen distancias entre sus centros muy similares, que es condición necesaria para que el reductor sea coaxial.

**2º:** Alcanzan un compromiso entre número de dientes, ancho, volumen y velocidad tangencial, teniendo en cuenta que se pretende que todos estos parámetros sean de un valor lo más reducido posible para optimizar el coste de mecanización, el tamaño ocupado, la cantidad de material empleado y el ruido respectivamente. Por el contrario, se pretende que la calidad de mecanización “Qiso” tenga un valor lo más alto posible para así reducir también el coste de mecanización.

### 2.1.4 Comprobación lubricante método United.

El método United es un método empírico para la comprobación de la validez del lubricante seleccionado. Es un método aplicable a engranajes que trabajan a velocidades y cargas medias. Este método proporciona para una pareja de engranajes la viscosidad adecuada del lubricante calculada a una temperatura de 38°C. Si el lubricante obtenido por este método tiene una viscosidad inferior a la del lubricante propuesto, el lubricante propuesto será el adecuado. En caso contrario habrá que cambiarlo.

Es necesario tener en cuenta la variable “K”, definida como:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A$$

Ecuación 2. 51

Donde:

$K_A$  es el coeficiente de aplicación (tabla 2.3)

$F_t$  es la fuerza tangencial calculada en la circunferencia primitiva del engranaje expresada en N

$i$  es la relación de transmisión de la etapa en cuestión

$b$  es la anchura del engranaje en mm

$d_1$  es el diámetro de la circunferencia primitiva del piñón de la etapa en mm.

Si se dan las siguientes condiciones:

1° → Temperatura ambiente entre 10 y 25°C

2° →  $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$

Entonces el valor mínimo de viscosidad a 38°C se calcula como:

$$\text{Log}(v_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2,593$$

Ecuación 2. 52

Con  $v_t$  expresado en m/s y  $v$  en cSt

Los datos de cálculo para cada etapa son:

	$F_t$ (N)	$b$ (mm)	$d_1$ (mm)	$i$	$K_A$	$V_t$ (m/s)
<b>Etapa 1</b>	509,319	22	47,888	3,20	1	7,52
<b>Etapa 2</b>	1358,183	75	57,466	2,563	1	2,82

Tabla 2.6. – datos cálculo método United



Los resultados finalmente obtenidos sustituyendo los datos de la anterior tabla en las ecuaciones 2.51 y 2.52 son:

**Etapa 1:**

$$\mathbf{K} \rightarrow 0,636 \quad \mathbf{v}_{38} \rightarrow 127,306 \text{ cSt} = 127,306 \text{ mm/s}^2$$

**Etapa 2:**

$$\mathbf{K} \rightarrow 0,438 \quad \mathbf{v}_{38} \rightarrow 165,735 \text{ cSt} = 165,735 \text{ mm/s}^2$$

El método United nos dice que “*Para temperatura ambiente superior a 25°C, se aumenta la viscosidad un 10% por cada tramo de 2,5 °C de incremento*”.

Puesto que para dimensionar los engranajes se escogió un aceite ISO - VG 460 que trabaja de forma ideal entre 20°C y 50°C, suponiendo la condición más desfavorable (temperatura ambiente de 50°C) la viscosidad mínima del lubricante debería ser:

$$\frac{50 \text{ }^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C}}{2,5 \text{ }^{\circ}\text{C}} = 10 \text{ tramos de } 2,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

**Etapa 1:**  $\mathbf{v}_{38} = 127,306 \cdot 1,1^{10} = 330,199 \text{ mm/s}^2$

**Etapa 2:**  $\mathbf{v}_{38} = 165,735 \cdot 1,1^{10} = 429,874 \text{ mm/s}^2$

Obtenemos que  $330,199 \text{ mm/s}^2 < 429,874 \text{ mm/s}^2 < 460 \text{ mm/s}^2$ , por lo que el aceite inicialmente escogido “*ISO - VG 460*” es ideal y cumple los requisitos del método United.

### **3 Cálculo de chavetas**

Puesto que el método escogido para unir los engranajes a los ejes son las chavetas, será necesario calcular las dimensiones necesarias para cada una de las chavetas de los 4 engranajes. Estos cálculos se harán sobre las dimensiones normalizadas de sección de chaveta (altura y anchura) que describe la norma UNE 17102-1:1967.

Puesto que se seleccionan chavetas de tipo perfilado como la que podemos ver en la siguiente imagen:

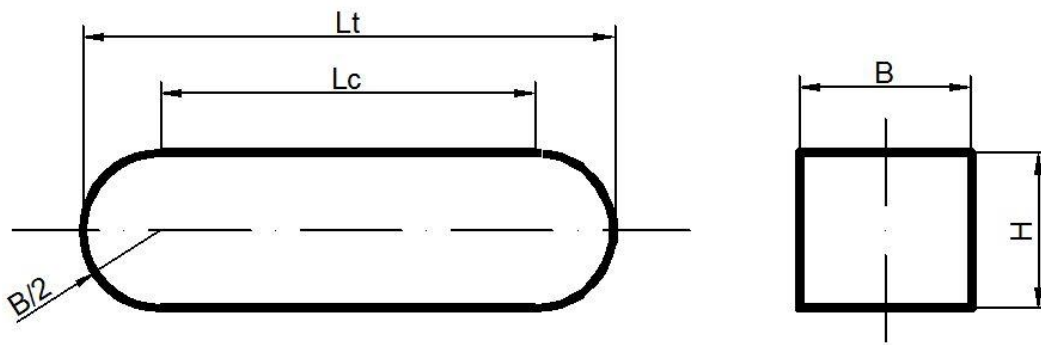


Figura 3.1 Dimensiones chavetas

La longitud total ( $L_t$ ) de la chaveta se tendrá que calcular como la longitud mínima que resiste la fuerza cortante ( $L_c$ ) más la longitud de los extremos de chaveta. Esto es:

$$L_t = L_c + 2 \cdot \frac{B}{2} = L_c + B$$

Ecuación 3.1

Se toma como tamaño mínimo de longitud de chaveta que resiste el esfuerzo cortante 1,25 veces el diámetro del eje correspondiente:

Chaveta	Diámetro del eje (mm)	B	Longitud chaveta ( $L_t$ )	Ancho engranaje	¿ $L_t <$ ancho engranaje?
Piñón 1ª etapa	17	6	27,25	22	No
Rueda 1ª etapa	35	10	53,75	22	No
Piñón 2ª etapa	35	10	53,75	75	Sí
Rueda 2ª etapa	28	8	43	75	Sí

Tabla 3.1 Dimensiones de chavetas seleccionadas

Las chavetas de la primera etapa como podemos ver son más largas que el ancho de sus respectivos engranajes. Para estas chavetas vamos a calcular la longitud mínima que deben tener para soportar el esfuerzo al que están sometidas. Las chavetas se fabricarán con un acero C45 con tratamiento de normalizado a 870°C. Las propiedades mecánicas de este acero son las que se muestran en la siguiente tabla:

$S_u$ (MPa)	$S_v$ (MPa)	$\epsilon$ %	Dureza (HB)
660	390	20	197

Tabla 3.2 Características material chavetas

### 3.1 Resistencia a esfuerzo cortante

Se comprobará en primer lugar la longitud mínima para la cual cada chaveta resiste el esfuerzo cortante al que se ve sometida. La fuerza que tiene que resistir la chaveta se calcula a partir del par torsor conocido como:

$$F = T/(D/2)$$

Ecuación 3.2

Y la tensión tangencial que genera en el material será:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)(B \cdot L_c)} = \frac{2T}{D \cdot B \cdot L_c}$$

Ecuación 3.3

El esfuerzo cortante máximo que puede resistir el acero de la chaveta se puede calcular mediante el criterio de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Ecuación 3.4

Consideramos que la tensión de rotura será la tensión de fluencia ( $S_y$ ).

$$\sigma_{rot} = S_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Ecuación 3.5

Puesto que solo hay esfuerzo tangencial cortante,  $\sigma_x$  y  $\sigma_y$  valen 0. Sustituyendo y despejando en la ecuación anterior se obtiene:

$$\tau_{xy} = 0,5 \cdot S_y \rightarrow \tau_{m\acute{a}x} = 0,5 \cdot S_y$$

Despejando se obtiene que la longitud de la cuña que debe resistir el esfuerzo cortante será:

$$L_c = \frac{2T}{\tau_{m\acute{a}x} \cdot D \cdot B}$$

Ecuación 3.6

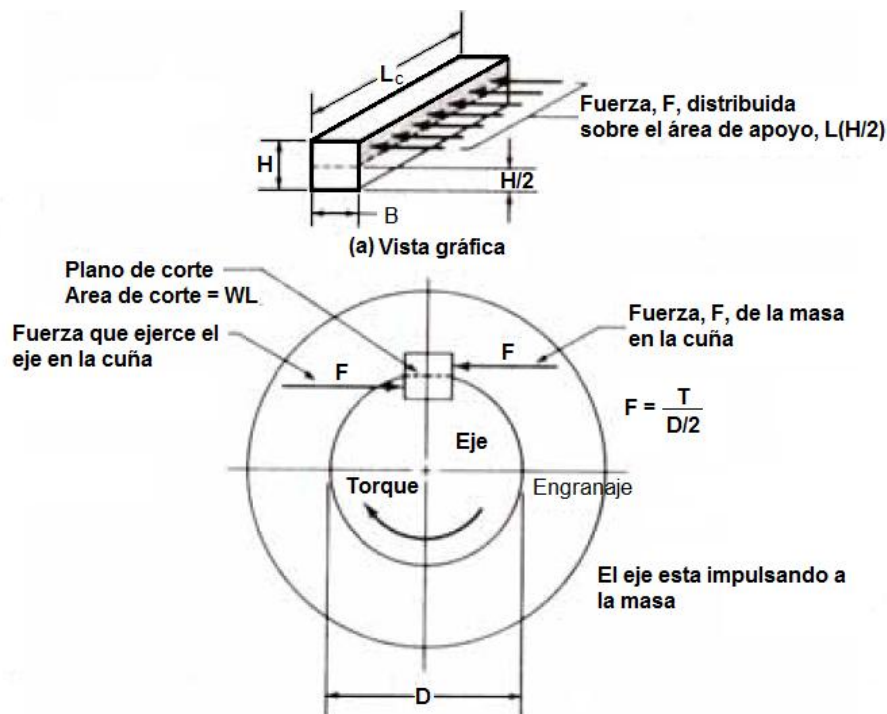


Figura 3.2 Esquema transmisión de fuerzas a chavetas

### 3.2 Resistencia a compresión

En cuanto a la falla por empuje, esta se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la chaveta, el lado del chavetero en el eje o el lado del chavetero en la chaveta. El área de compresión para estas zonas se calculará como:

$$A_c = L_c \cdot h_2$$

Ecuación 3.7

Donde  $h_2$  = profundidad del chavetero en el cubo. Se realiza el cálculo con la profundidad del chavetero en el cubo porque según las dimensiones normalizadas de chavetas y chaveteros definidas por UNE 17102-1:1967, para nuestro caso las profundidades en el cubo son siempre menores que las profundidades del chavetero en el eje ( $h_1$ ). Por tanto, el cálculo de la presión con la profundidad en el cubo es más crítico y proporcionará resultados más seguros. Las profundidades de las chavetas en el cubo según la norma serán:

- Chaveta piñón etapa 1  $\rightarrow h_2 = 2,8$  mm
- Chaveta rueda etapa 1  $\rightarrow h_2 = 3,3$  mm

La tensión de compresión se calcula como:

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{\frac{D}{2} \cdot L_c \cdot h_2}$$

Ecuación 3.8

Se define como el esfuerzo máximo de compresión que puede soportar el material el límite de fluencia:

$$\sigma_{\text{máx}} = S_y$$

E igualándolo al esfuerzo de compresión se calcula la longitud necesaria de la chaveta para este modo de fallo:

$$L_c = \frac{T}{\sigma_{\text{máx}} \cdot \frac{D}{2} \cdot h_2}$$

Ecuación 3.9

Los resultados de estos cálculos para las chavetas de la 1ª etapa son:

	B	D	h2	Sy	T	$\tau_{\text{máx}}$	$\sigma_{\text{máx}}$	Lc (corte)	Lc (presión)
Piñón	6	17	2,8	390	12200	195	390	1,23	1,32
Rueda	10	35	3,3	390	39020	195	390	1,14	1,73

Tabla 3.3 Resultados de cálculo chavetas 1ª etapa

Estando todas las unidades expresadas en “mm” y en “N”.

Con estos datos tenemos las longitudes límite que las chavetas pueden tener para soportar los esfuerzos respectivos. Como podemos observar por los resultados, los

cálculos por la condición de fallo por presión son más críticos que los de fallo por esfuerzo cortante, por lo que emplearemos los datos del fallo por presión.

### 3.3 Resultados de cálculo

Se propondrá para la primera etapa unas chavetas de longitud total  $L_t = 18\text{mm}$ . A partir de ahí, despejando de la ecuación 3.1, la longitud de la sección de chaveta que resiste esfuerzo será:

$$L_c = L_t - B \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Suponiendo un factor de seguridad  $\gamma$  definido como:

$$\gamma = \frac{L_c \text{ propuesto}}{L_c \text{ calculado}} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Obtenemos las longitudes definitivas de chaveta con sus respectivos factores de seguridad:

	B	L <sub>t</sub>	L <sub>c</sub> calculado	L <sub>c</sub> propuesto	$\gamma$
Piñón	6	18	1,32	12	9,13
Rueda	10	18	1,73	8	4,62

Tabla 3.4

Para ambas chavetas se cumple ampliamente que el coeficiente de seguridad  $\gamma > 1$ , por lo que se cumple que ambas resisten los esfuerzos a los que estarán sometidas y además con un margen de seguridad amplio.

### 3.4 Resumen de dimensiones de las chavetas

Por tanto, las dimensiones definitivas de todas las chavetas del reductor de velocidad son las que podemos ver en la siguiente tabla:

Chaveta	B	Longitud chaveta (L <sub>t</sub> )	L <sub>c</sub>	H
Piñón 1ª etapa	6	18	12	6
Rueda 1ª etapa	10	18	8	8
Piñón 2ª etapa	10	53,75	43,75	8
Rueda 2ª etapa	8	43	35	7

Tabla 3.5 Resumen de chavetas empleadas

Con todas las medidas expresadas en mm.

## 4 Cálculo de fuerzas en los engranajes.

Las fuerzas que aparecerán en los engranajes como resultado de la transmisión de potencia se calcularán para el caso más desfavorable posible, que será aquel en el que el par de salida del reductor sea de 100 N·m.

Las fuerzas que aparecerán en los engranajes tendrán siempre una componente tangencial ( $F_t$ ) que será tangente a la circunferencia primitiva del engranaje y será función directa de la potencia transmitida por dicho engranaje, una componente radial ( $F_r$ ) que irá en la dirección del radio y dependerá del ángulo de presión del engranaje, y una componente ( $F_a$ ) axial, que surge en los engranajes helicoidales como consecuencia de la inclinación del diente.

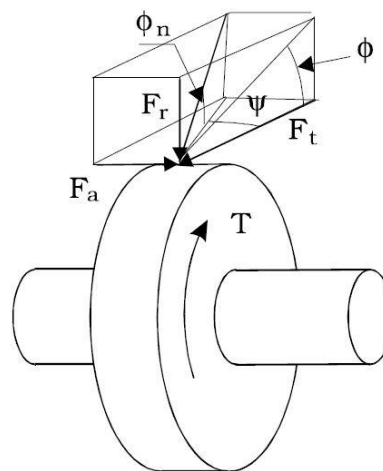


Figura 4.1 Fuerzas ejercidas por los engranajes

Estas tres componentes se calcularán como:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

Ecuación 4.1

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t$$

Ecuación 4.2

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

Ecuación 4.3

Teniendo en cuenta que en un engranaje helicoidal la tangente del ángulo de presión tangencial se calcula

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

Ecuación 4.4

La componente de la fuerza radial se calculará

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

Ecuación 4.5

La fuerza axial ( $F_a$ ) por estar aplicada en el extremo del engranaje provoca a su vez un momento sobre el eje. Si “d” es el diámetro del engranaje en cuestión, el momento se calculará como:

$$M = F_a \cdot \frac{d}{2}$$

Ecuación 4.6

### 4.1 Fuerzas calculadas

Las fuerzas máximas que se producen en cada uno de los engranajes del reductor expresadas en módulo (sin signo que indique dirección) serán las que se muestran en la tabla 4.1.

	$F_t$ (N)	$F_a$ (N)	$F_r$ (N)
<b>Etapa 1</b>	509,501	185,443	197,345
<b>Etapa 2</b>	1361,841	495,670	527,481

Tabla 4.1 Fuerzas máximas de los engranajes

### 4.2 Momentos calculados

Y los momentos con sus valores expresados en módulo:

	M (Nm)
<b>engranaje 1</b>	4,440
<b>engranaje 2</b>	14,209
<b>engranaje 3</b>	14,243
<b>engranaje 4</b>	36,397

Tabla 4.2 Momentos de los engranajes en módulo

### 4.3 Fuerzas impuestas por las máquinas acopladas

También hay que tener en cuenta que las máquinas acopladas a la entrada y a la salida del reductor también pueden imponer fuerzas radiales y axiales sobre este. Puesto que estos datos no son conocidos, se estimará la fuerza radial acoplada como igual a la fuerza radial ejercida por los propios engranajes del eje, y se supondrá que su dirección de aplicación será la más desfavorable. Por tanto, si  $F_{ri}$  es la fuerza radial impuesta por la máquina acoplada:

$$F_{ri} = F_r$$

La fuerza axial se estimará como un 20% de la fuerza radial y su dirección de aplicación será la más desfavorable.

$$F_a = 0,2 \cdot F_r$$

Ecuación 4.7

Aplicando estas fórmulas, las fuerzas impuestas por la máquina acoplada en el eje de entrada se calculan como:

$$F_{ri} = 197,345 \text{ N}$$

$$F_a = 0,2 \cdot F_r = 0,2 \cdot 197,345 = 39,469 \text{ N}$$

Y en el eje de salida serían:

$$F_{ri} = 527,481 \text{ N}$$

$$F_{ra} = 0,2 \cdot F_r = 0,2 \cdot 527,481 = 105,496 \text{ N}$$

Según la dirección en la que gire el eje de entrada del reductor, la fuerza axial que aparece en los engranajes va en una dirección u otra como se puede apreciar en la representación que figura abajo

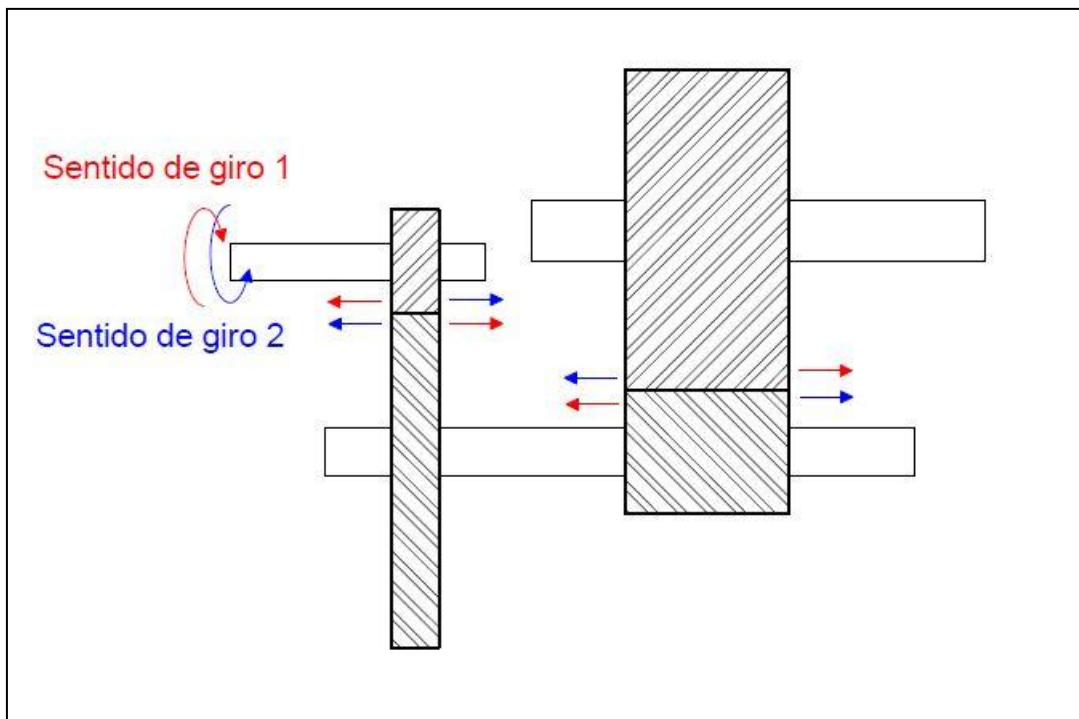


Figura 4.2 Fuerzas axiales en función del sentido de giro

Por lo tanto habrá que dimensionar los ejes para los dos sentidos de giro.

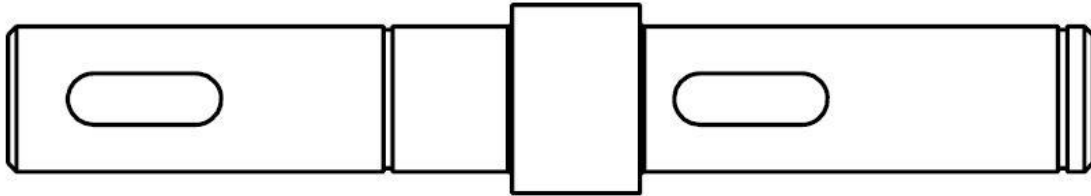
## 5 Propuesta de diseño de los ejes

Las dimensiones que tendrán los ejes dependen del límite de fatiga de los mismos, de los rodamientos que se apoyan en sus extremos y en definitiva de las fuerzas a las que el eje se ve sometido. El problema reside en que para obtener las fuerzas a las que se ve sometido el eje es necesario a su vez tener el diámetro del eje. Por tanto, lo que se hará en este proyecto es proponer un diseño preliminar de los ejes, y sobre estos diseños preliminares se calcularán las fuerzas que aparecen en los ejes, en sus extremos y las tensiones a las que se ven sometidos, y en función de que los ejes propuestos resistan o no los esfuerzos calculados se aumentarán o disminuirán sus dimensiones según la situación lo requiera. Por lo tanto este será un proceso iterativo en el que partiendo de unas propuestas de diseño, éstas se irán modificando hasta obtener un diseño óptimo

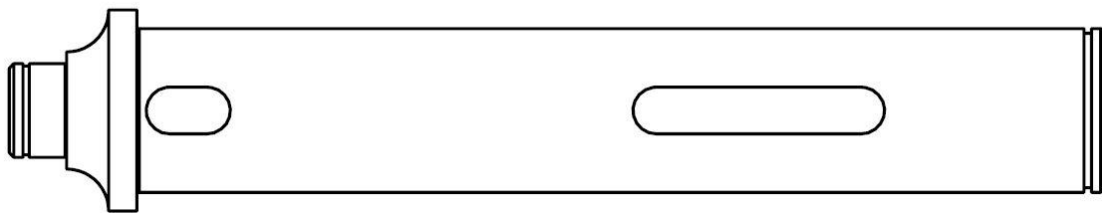


que con el menor tamaño posible sea capaz de resistir los esfuerzos a los que se ven sometidos. En este trabajo no se detallará todo el proceso iterativo para no hacerlo muy extenso, si no que directamente se mostrarán los resultados finales:

### 5.1 Propuesta eje entrada:



### 5.2 Propuesta eje intermedio:



### 5.3 Propuesta eje salida:



## 6 Esfuerzos sobre los ejes

Las fuerzas que ejercen los engranajes al girar transmiten a los ejes una serie de fuerzas que se encuentran distribuidas en dos planos distintos y perpendiculares entre sí, puesto que por un lado transmiten fuerzas axiales y radiales (estas últimas dirigidas hacia el centro del engranaje) que son coplanares entre sí, y por otro lado ejercen fuerzas tangenciales que son perpendiculares a las dos anteriores. Es por ello que será necesario analizar por separado los efectos de las fuerzas axiales y radiales en un plano, y por otro lado los efectos de las fuerzas tangenciales en el plano perpendicular. Por eso a partir de ahora hablaremos en este texto de plano horizontal (aquel que contiene a las fuerzas radiales y axiales ejercidas por los engranajes, y que será paralelo al plano de apoyo del reductor) y de plano vertical (aquel que contiene las fuerzas tangenciales).

## 6.1 Método de cálculo

Las reacciones y momentos obtenidos en el plano horizontal y vertical se compondrán vectorialmente para obtener las fuerzas y momentos resultantes mediante las fórmulas:

$$F = \sqrt{F_h^2 + F_v^2} \quad M = \sqrt{M_h^2 + M_v^2}$$

Ecuación 6.1

Siendo:

$F_h$  = Fuerzas del plano horizontal

$F_v$  = Fuerzas del plano vertical

$M_h$  = Momentos del plano horizontal

$M_v$  = Momentos del plano vertical

Los esfuerzos sobre los ejes se calcularán asemejando estos a vigas cuyos rodamientos actúan como apoyos de las mismas. Puesto que los ejes solo giran sobre sí mismos, pero su desplazamiento en la dirección radial de los rodamientos está totalmente restringido, se puede aplicar este símil, y así calcular las reacciones en los rodamientos y la distribución de momentos mediante ecuaciones de equilibrio:

$$\sum M = 0 \quad \sum F = 0$$

Ecuación 6.2

Las reacciones en los rodamientos, la distribución de momentos, la deformación angular de los ejes y su deflexión se han calculado mediante el Excel programado y proporcionado por el Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales de la UPV, cuyo método de cálculo se basa en los principios anteriormente expuestos.

Como se ha mencionado anteriormente, dependiendo de que los ejes giren en sentido horario o antihorario se obtendrá una distribución u otra de fuerzas, que variarán debido principalmente al cambio en la dirección de la fuerza axial generada en los engranajes. A continuación se exponen las distintas configuraciones de fuerzas que afectan a cada eje dependiendo del sentido de giro y del plano en el que se evalúan. Así mismo se ha calculado para cada sentido de giro las reacciones máximas que puede experimentar cada rodamiento y se exponen solamente las mayores de todas las calculadas para ambos sentidos

La nomenclatura en estos esquemas es la siguiente:

$F_{ri}$  : Fuerza radial impuesta por la máquina acoplada

$F_{ai}$ : Fuerza axial impuesta por la máquina acoplada

$R_{rb}$ : Reacción radial en el rodamiento derecho

$R_{rc}$ : Reacción radial en el rodamiento izquierdo

Ra: Reacción axial rodamiento fijo (extremo fijo)

Fa: Fuerza axial generada por el engranaje hola

Ma: Momento generado por la fuerza axial del engranaje

## 6.2 Resultados

### 6.2.1 EJE ENTRADA

#### 6.2.1.1 Reacciones plano horizontal

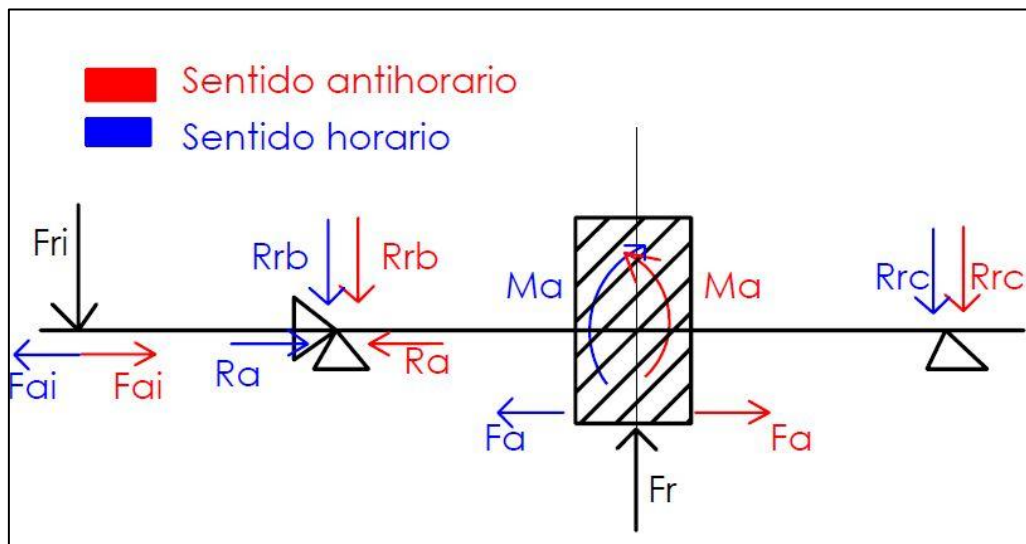


Figura 6.1

Datos de cálculo	Fri (N)	Fai (N)	Ma (Nm)	Fa (N)	Fr (N)
		197,35	39,469	4,44	185,443
Peores reacciones obtenidas	Ra (N)	Rrb (N)	Rrc (N)		
	224,912	472,42	278,11		

Tabla 6.1

### 6.2.1.2 Reacciones plano vertical

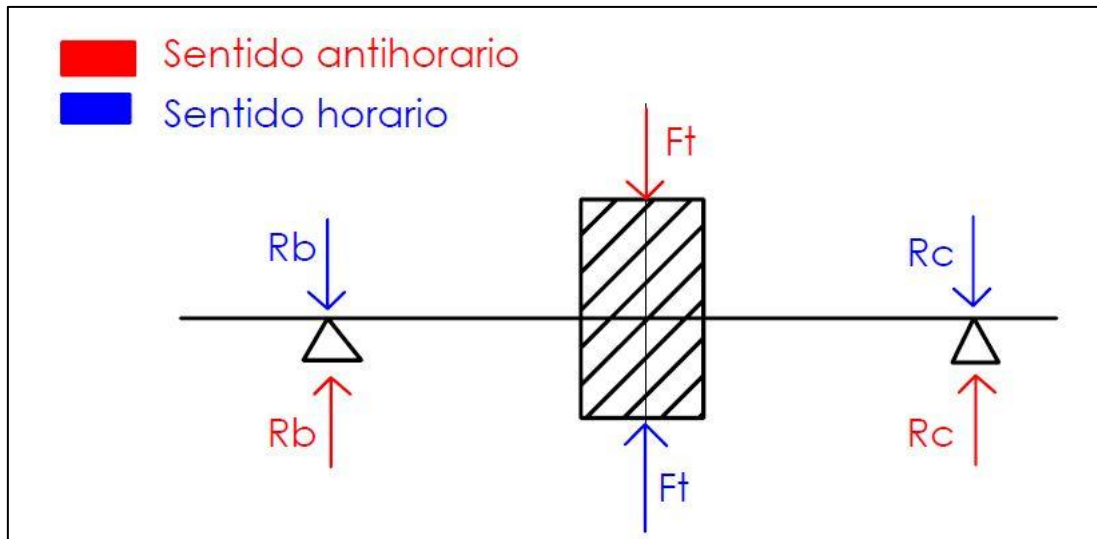


Figura 6.2

Ft (N)	Rrb (N)	Rrc (N)
509,501	250,83	258,67

Tabla 6.2

### 6.2.1.3 Reacciones compuestas

Plano horizontal		Plano vertical		Composición	
Rrb (N)	Rrc (N)	Rrb (N)	Rrc (N)	$\sqrt{R_{rh}^2 + R_{rv}^2}$	
472,42	278,11	250,83	258,67	534,880	379,810

Tabla 6.3

### 6.2.1.4 Momentos calculados sentido giro horario

Secciones	Plano horizontal		Plano vertical		Resultante		Mayores momentos
	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	
1	0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	5,53	5,53	0,00	0,00	5,53	5,53	5,53
4	5,74	5,74	0,00	0,00	5,74	5,74	5,74
5	7,12	7,12	0,00	0,00	7,12	7,12	7,12
6	7,52	7,52	1,76	1,76	7,72	7,72	7,72
7	8,35	8,35	5,52	5,52	10,01	10,01	10,01
8	8,97	4,53	8,28	8,28	12,20	9,43	12,20
9	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 6.4

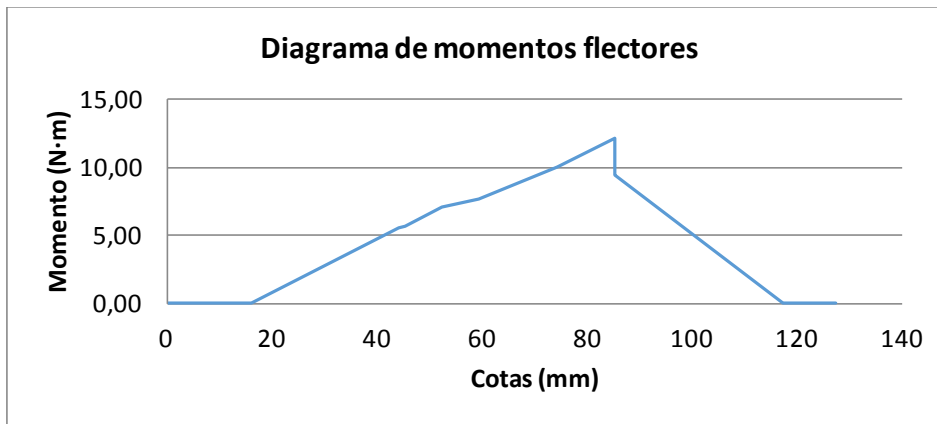


Figura 6.3 Diagrama de momentos flectores

### 6.2.1.5 Momentos calculados sentido giro antihorario

Secciones	Cotas	Plano horizontal		Plano vertical		Resultante		Mayores momentos
		Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	
1	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	44	5,53	5,53	0,00	0,00	5,53	5,53	5,53
4	45,1	5,74	5,74	0,00	0,00	5,74	5,74	5,74
5	52,1	7,12	7,12	0,00	0,00	7,12	7,12	7,12
6	59,1	6,56	6,56	-1,76	-1,76	6,79	6,79	6,79
7	74,1	5,35	5,35	-5,52	-5,52	7,68	7,68	7,68
8	85,1	4,46	8,90	-8,28	-8,28	9,40	12,15	12,15
9	117,1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	123,1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	124,2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	127,2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 6.5

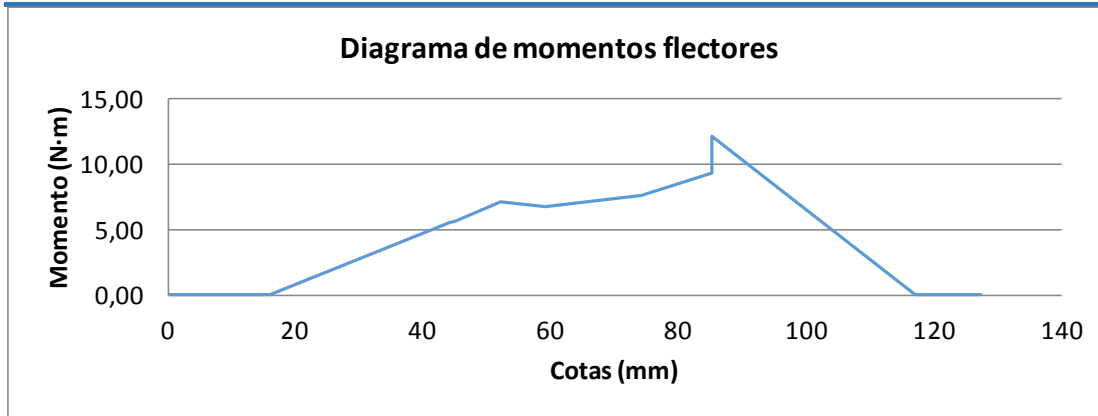


Figura 6.4

## 6.2.2 Eje intermedio:

### 6.2.2.1 Reacciones plano horizontal

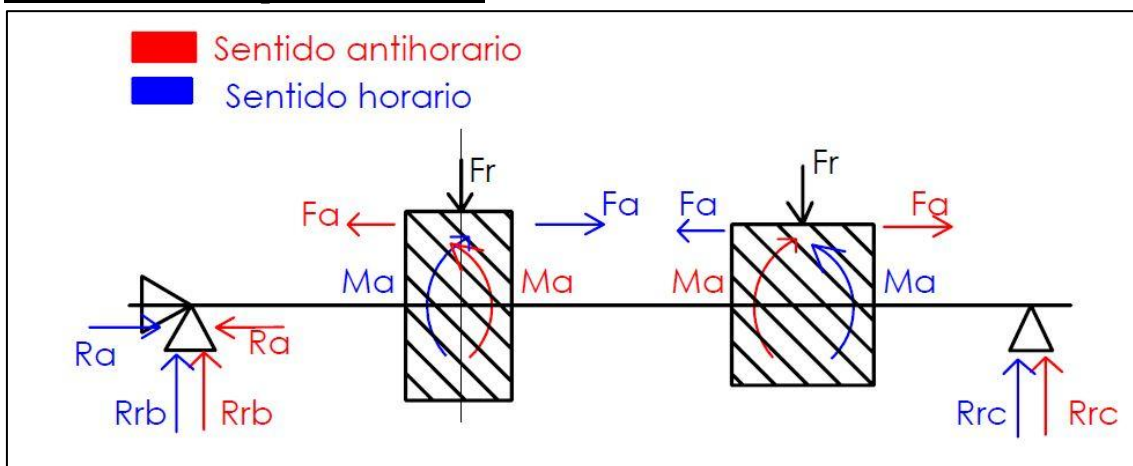


Figura 6.5

Datos de cálculo	rueda 1ª etapa			Piñón 2ª etapa		
	Fa (N)	Ma (Nm)	Fr (N)	Fa (N)	Ma (Nm)	Fr (N)
	185,443	14,209	197,345	495,67	14,243	527,481
Peores reacciones obtenidas	Ra (N)	Rrb (N)	Rrc (N)			
	310,227	326,56	398,59			

Tabla 6.6

### 6.2.2.2 Reacciones plano vertical

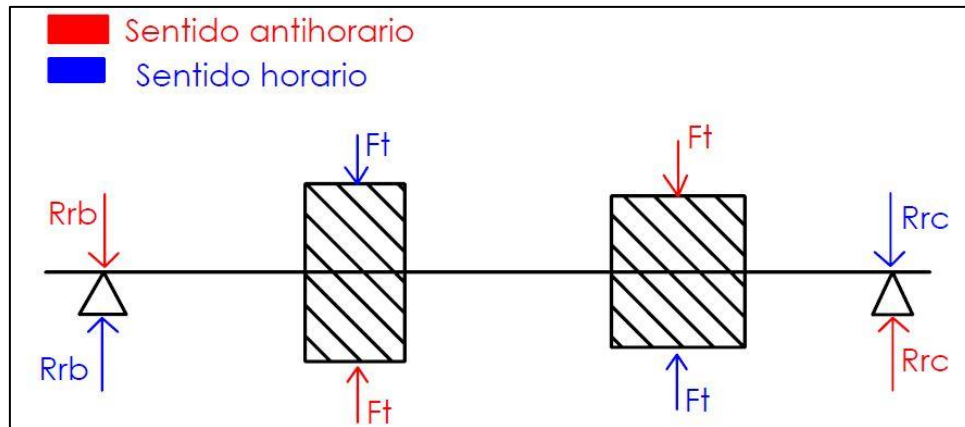


Figura 6.6

Ft rueda (N)	Ft piñón (N)	Rrb (N)	Rrc (N)
509,501	1361,841	38,23	890,57

Tabla 6.7

### 6.2.2.3 Reacciones compuestas

				Composición	
Plano horizontal		Plano vertical		$\sqrt{R_{rh}^2 + R_{rv}^2}$	
Rrb (N)	Rrc (N)	Rrb (N)	Rrc (N)	Rrb (N)	Rrc (N)
326,56	398,59	38,23	890,57	328,790	975,699

Tabla 6.8

### 6.2.2.4 Momentos calculados sentido de giro horario

Secciones	Cota (mm)	Plano horizontal		Plano vertical		Resultante		Mayores momentos
		Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	
1	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	4,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	7,8	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	11,3	-1,14	-1,14	-0,13	-0,13	1,15	1,15	1,15
6	26,3	-6,04	-6,04	-0,71	-0,71	6,08	6,08	6,08
7	37,3	-9,63	-23,84	-1,13	-1,13	9,70	23,87	23,87
8	161,2	-39,85	-25,61	57,26	57,26	69,77	62,73	69,77
9	225,5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	228,7	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	230,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	233,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 6.9

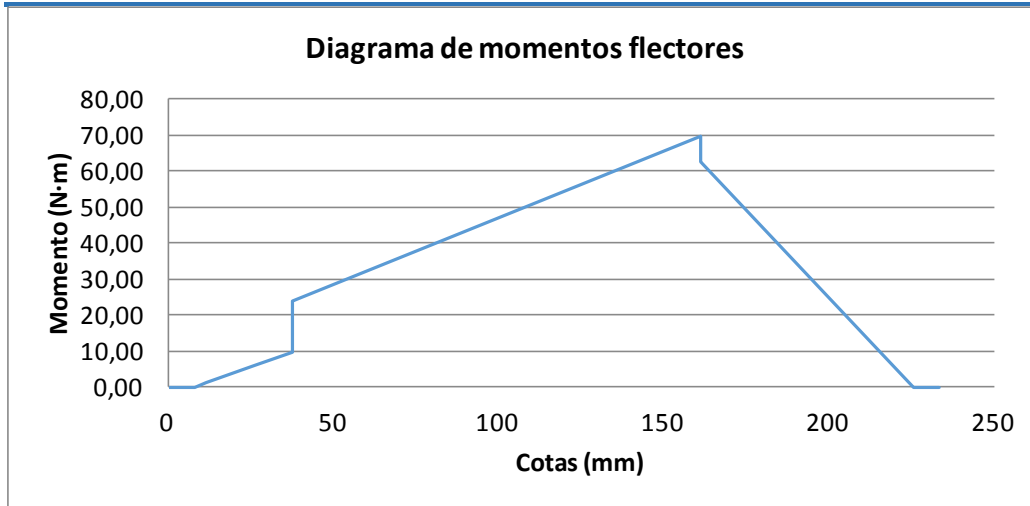


Figura 6.7

### 6.2.2.5 Momentos calculados sentido de giro antihorario

Secciones	Cotas (mm)	Plano horizontal		Plano vertical		Resultante		Mayores momentos
		Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	
1	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	4,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	7,8	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	11,3	-1,14	-1,14	0,13	0,13	1,15	1,15	1,15
6	26,3	-6,04	-6,04	0,71	0,71	6,08	6,08	6,08
7	37,3	-9,62	4,58	1,13	1,13	9,69	4,72	9,69
8	161,2	-11,39	-25,63	-57,26	-57,26	58,38	62,74	62,74
9	225,5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	228,7	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	230,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	233,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 6.10

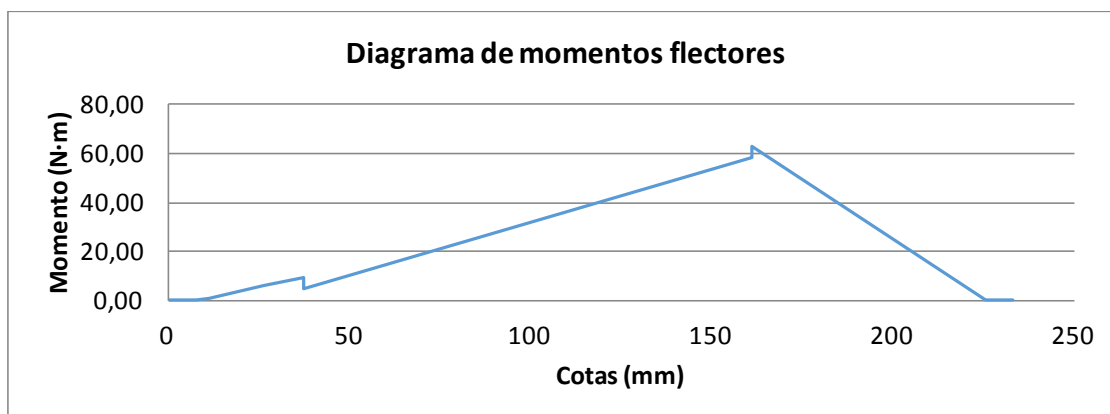


Figura 6.8



### 6.2.3 Eje salida:

#### 6.2.3.1 Reacciones plano horizontal

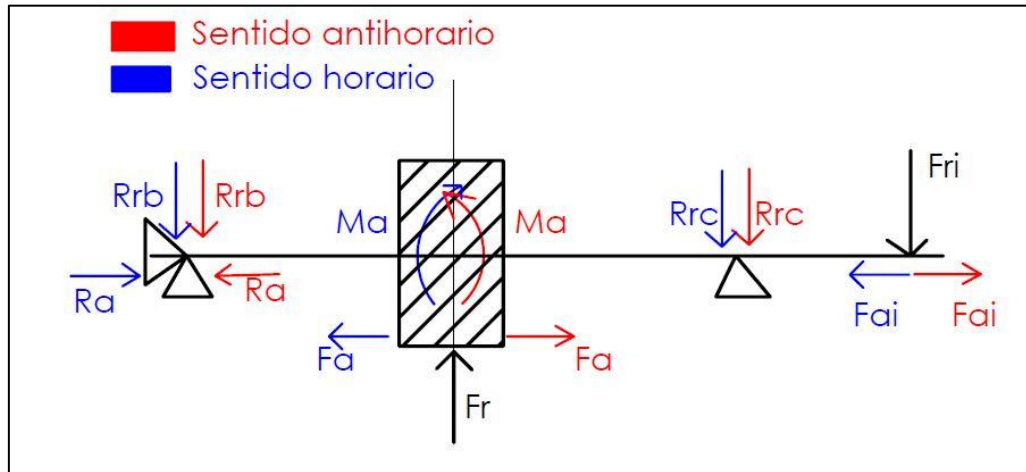


Figura 6.9

Datos de cálculo	Fri (N)	Fai (N)	Ma (Nm)	Fa (N)	Fr (N)
		527,481	105,496	14,243	495,67
Peores reacciones obtenidas	Ra (N)	Rrb (N)	Rrc (N)		
	601,167	-822,18	-1340,94		

Tabla 6.11

#### 6.2.3.2 Reacciones plano vertical

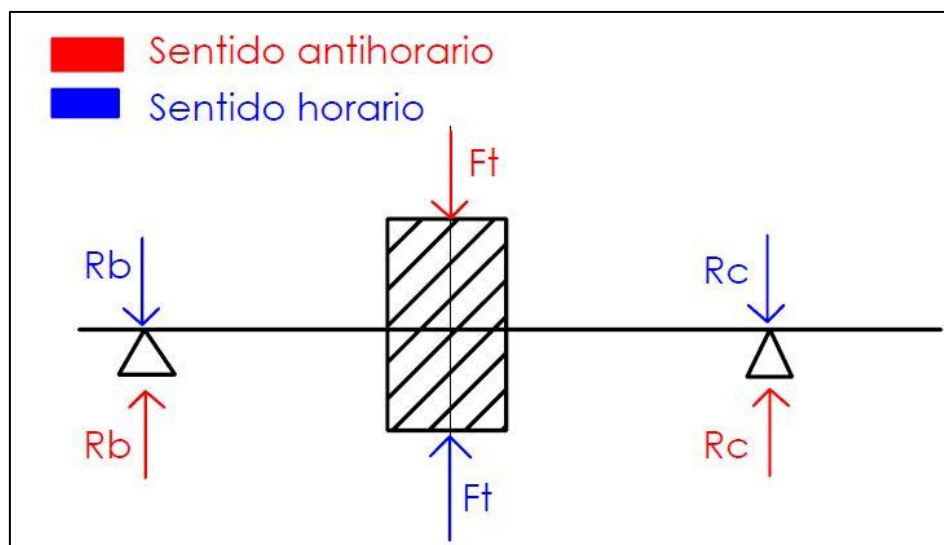


Figura 6.10

Ft (N)	Rrb (N)	Rrc (N)
1361,841	692,18	669,67

Tabla 6.12

### 6.2.3.3 Reacciones compuestas

				Composición	
Plano horizontal		Plano vertical		$\sqrt{R_{rh}^2 + R_{rv}^2}$	
Rrb (N)	Rrc (N)	Rrb (N)	Rrc (N)	Rrb (N)	Rrc (N)
-822,18	-1340,94	692,18	669,67	1074,753	1498,859

Tabla 6.13

### 6.2.3.4 Momentos calculados sentido de giro horario

Secciones	Cota (mm)	Plano horizontal		Plano vertical		Resultante		Mayores momentos
		Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	
1	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	5,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	12,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	19,3	1,54	1,54	-4,85	-4,85	5,09	5,09	5,09
6	32,7	4,50	4,50	-14,12	-14,12	14,82	14,82	14,82
7	34,3	4,85	4,85	-15,23	-15,23	15,98	15,98	15,98
8	71,8	13,12	49,52	-41,18	-41,18	43,23	64,41	64,41
9	133,3	30,65	30,65	0,00	0,00	30,65	30,65	30,65
10	142,3	25,90	25,90	0,00	0,00	25,90	25,90	25,90
11	143,9	25,06	25,06	0,00	0,00	25,06	25,06	25,06
12	191,4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
13	229,9	0	0	0	0	0	0	0,00

Tabla 6.14

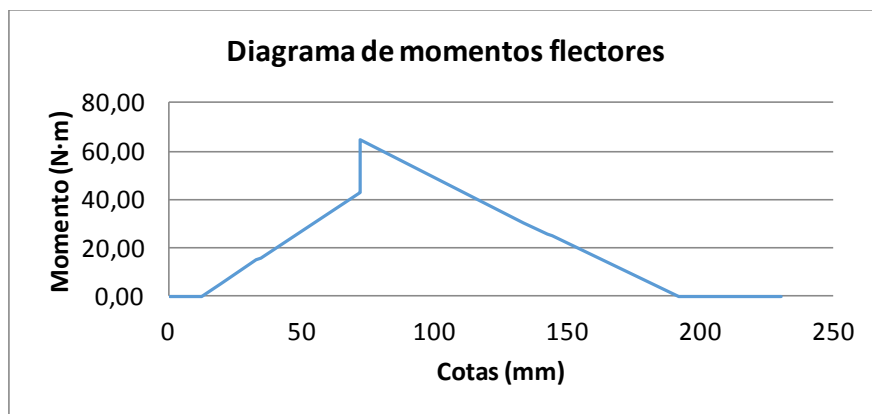


Figura 6.11

### 6.2.3.5 Momentos calculados sentido de giro antihorario

Secciones	Cotas (mm)	Plano horizontal		Plano vertical		Resultante		Mayores momentos
		Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	Anterior	Posterior	
1	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

3	5,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	12,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	19,3	5,76	5,76	4,85	4,85	7,52	7,52	7,52
6	32,7	16,77	16,77	14,12	14,12	21,92	21,92	21,92
7	34,3	18,09	18,09	15,23	15,23	23,64	23,64	23,64
8	71,8	48,92	12,52	41,18	41,18	63,95	43,05	63,95
9	133,3	30,65	30,65	0,00	0,00	30,65	30,65	30,65
10	142,3	25,90	25,90	0,00	0,00	25,90	25,90	25,90
11	143,9	25,06	25,06	0,00	0,00	25,06	25,06	25,06
12	191,4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
13	229,9	0	0	0	0	0	0	0,00

Tabla 6.15

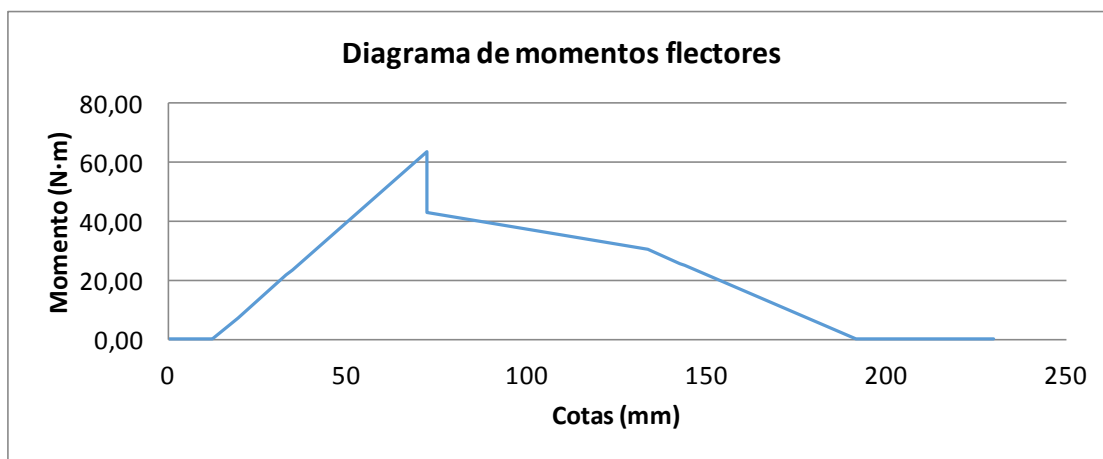


Figura 6.12

## 7 Cálculo a Fatiga

Se realizará el cálculo de los ejes a fatiga, puesto que los momentos que aparecen sobre los mismos generan en ellos tensiones alternantes. El cálculo de fatiga se hará para las secciones más críticas del eje. En las zonas del eje en las que este está sometido a par torsor ya se cuenta con el resultado a rigidez torsional, por lo tanto, lo que se hará en esas zonas es comprobar que el coeficiente de seguridad cumple. En las zonas del eje que no estén sometidas a par torsor el cálculo a fatiga servirá para determinar el diámetro del eje.

El planteamiento que se realizará en este cálculo consistirá en:

- 1) Obtener tensiones estáticas equivalentes a las tensiones medias y alternantes generadoras de esfuerzos de fatiga ( $\sigma_{eq}$ ).
- 2) Aplicar un criterio de fallo estático a dichas tensiones equivalentes.

## 7.1 Cálculo Tensión equivalente (Soderberg)

Se aplica el criterio de Soderberg para obtener la tensión estática equivalente, ya que este es el criterio que se emplea con materiales dúctiles como es el acero 20MnCr5 del que están hechos los ejes. El criterio de Soderberg dice que el punto del material que se está analizando no rompe si se cumple:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} \leq 1$$

Ecuación 7.1

Despejando se obtiene la tensión estática equivalente a una tensión media y otra alternante:

$$\sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_e} = \sigma_{eq}$$

Ecuación 7.2

Que en el caso de existir tensiones tangenciales quedaría expresado como:

$$\tau_m + \tau_a \frac{S_{sy}}{S_{se}} = \tau_{eq}$$

Ecuación 7.3

## 7.2 Criterio de fallo estático (Tresca)

Como criterio de fallo estático se aplicará el de Tresca (o teoría de la tensión tangencial máxima), que dice que una pieza no falla cuando se cumple:

$$\tau_{m\acute{a}x} \geq \frac{S_y}{2}$$

Ecuación 7.4

## 7.3 Cálculo de esfuerzos y diámetro del eje

La tensión tangencial equivalente a la suma de una tensión normal y otra tangencial viene dada por la siguiente fórmula:

$$\tau_{eq \text{ máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{eq}}{2}\right)^2 + \tau_{eq}^2}$$

Ecuación 7.5

Si en esta última fórmula se sustituye “ $\tau_{eq \text{ máx}}$ ” por la tensión tangencial máxima definida por Tresca que vemos en la Ec 7.4, y en las tensiones equivalentes “ $\sigma_{eq}$ ” y “ $\tau_{eq}$ ” se aplica el criterio de Soderberg visto en las fórmulas Ec 7.2 y Ec 7.3 respectivamente, se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + 4\left(\tau_m + \tau_a \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2}$$

Ecuación 7.6

Donde “X” es un factor de seguridad que para esta aplicación supondremos de valor X=3.

En cuanto a los valores de  $\sigma_m$  y  $\sigma_a$ , se calcularán los que se obtienen en los puntos más alejados de la fibra neutra. La distribución de tensiones normales ocasionada por un flector en los puntos más alejados de la fibra neutra, en un eje de perfil cilíndrico será:

$$\sigma = \frac{M d}{I 2} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

Ecuación 7.7

Y el par torsor generará una distribución de tensiones tangenciales que serán mínimas en el centro del eje y máximas en su extremo. Los valores  $\tau_m$  y  $\tau_a$  provocados por el par torsor se definirán como:

$$\tau = \frac{T d}{J 2} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Ecuación 7.8

Si definimos “ $M_m$ ” y “ $M_a$ ” como los momentos que causan las tensiones normales media y alternante, y “ $T_m$ ” y “ $T_a$ ” como los torsores que causan las tensiones tangenciales media y alternante, entonces sustituyendo los valores de “ $\sigma_m$ ”, “ $\sigma_a$ ”, “ $\tau_m$ ” y “ $\tau_a$ ” obtenidos mediante las fórmulas Ec 7.7 y Ec 7.8 y despejando el diámetro se llega a:

$$d^3 = \frac{32 X}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_{sy}}{S_{se}} T_a\right)^2}$$

Ecuación 7.9

Como en este trabajo el momento flector medio ( $M_m$ ) y el torsor alternante ( $T_a$ ) son nulos la fórmula anterior queda reducida a:

$$d^3 = \frac{32 X}{\pi S_y} \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + T_m^2}$$

Ecuación 7.10

También se puede obtener la expresión del coeficiente de seguridad despejando de la fórmula anterior:

$$X = \frac{d^3 \pi S_y}{32 \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + T_m^2}}$$

Ecuación 7.11

## 7.4 Cálculo del límite de fatiga ( $S_e$ ):

Para calcular el límite de fatiga de un punto crítico concreto del eje se empleará la siguiente expresión:

$$S_e = K_a K_b k_c K_d K_e \frac{S'_e}{K_f}$$

Ecuación 7.12

Donde:

- $S_e$  = Límite de fatiga del punto del componente
- $S'_e$  = Límite de fatiga de la probeta
- $K_a$  = Factor de superficie
- $K_b$  = Factor de tamaño
- $K_c$  = Factor de tipo de carga
- $K_d$  = Factor de temperatura
- $K_e$  = Otras influencias
- $K_f$  = factor de reducción del límite de fatiga por entalla

Cada uno de estos factores se calculará de la siguiente manera:

$S'_e$  : Existe una correlación entre el límite de fatiga ( $S'_e$ ) y el límite de rotura a tracción ( $S_u$ ). Para aceros con  $S_u \leq 1400$  MPa, como es el caso del acero con el que se construirán los ejes de este reductor, ese valor se puede estimar como:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = 0,5 \cdot 680 = 340 \text{ MPa}$$

$K_a$ : Tiene en cuenta la reducción del límite de fatiga debido al efecto entalla que ejerce la rugosidad superficial de la pieza, que actúa como concentrador de tensiones.

$$K_a = a S_u^b$$

Ecuación 7.13

Los parámetros “a” y “b” se pueden encontrar en los anexos, en el apartado de “Cálculo de fatiga”. Puesto que el acabado de los ejes es de mecanizado, el valor de  $K_a$  será:

$$K_a = a S_u^b = 4,51 \cdot 680^{-0,265} = 0,8$$

$K_b$ : Tiene en cuenta el tamaño del eje. Cuanto mayor es el eje mayor cantidad de material hay sometida a carga cíclica y más probable es por tanto el fallo por fatiga. Para ejes de sección circular:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \rightarrow \text{Si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

Ecuación 7.14

$$K_b = 0,859 - 0,000837d \quad \rightarrow \quad \text{Si } 51 < d \leq 254 \text{ mm}$$

Ecuación 7.15

**K<sub>c</sub>**: Dependiendo del tipo de carga, esta puede ser más o menos perjudicial si se aplica de forma alternante. El factor de tipo de carga K<sub>c</sub> viene dado por:

Carga	K <sub>c</sub>
Axial	0,8
Flexión	1
Torsión y cortante	0,577

Tabla 7.1 Factores de carga K<sub>c</sub>

Para el cálculo a fatiga se considerará solo la carga de flexión, ya que las cargas axiales y de torsión a las que está sometido el eje son constantes y se pueden calcular como estáticas. Por tanto K<sub>c</sub> = 1.

**K<sub>d</sub>**: Considera el efecto de la temperatura de la pieza en la resistencia a fatiga. Su valor se obtiene de la tabla correspondiente que se puede encontrar en los anexos de este trabajo. Puesto que el reductor trabaja a temperatura ambiente, supondremos un valor K<sub>d</sub> = 1.

**K<sub>e</sub>**: Define la confiabilidad para la que se calcula el límite de fatiga. Las curvas de fatiga de probetas están calculadas para una confiabilidad del 50%. Si se quiere obtener una confiabilidad mayor se debe aplicar el coeficiente K<sub>e</sub>. Los coeficientes K<sub>e</sub> están tabulados en tablas en los anexos. Se escogerá una confiabilidad del 99% para los ejes. K<sub>e</sub> = 0,814.

**K<sub>f</sub>**: Tiene en cuenta la influencia de los concentradores de tensiones en el cálculo a fatiga. Para calcularlo hace falta conocer el factor de sensibilidad a la entalla “q”:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

Ecuación 7.16

El valor de “q” puede estimarse a partir de constantes empíricas dependientes del material mediante la siguiente expresión:

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

Ecuación 7.17

Igualando las expresiones anteriores se llega a:

$$\frac{K_f - 1}{K_t - 1} = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \rightarrow K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$$

Ecuación 7.18

Donde “ $\alpha$ ” es una constante del material que tiene dimensiones de longitud, y para aceros de alta resistencia relativa como es el 20MnCr5 del que se componen estos ejes, su valor puede calcularse como:

$$\alpha = 0,025 \left( \frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right) \text{ mm}$$

Ecuación 7.19

$$\alpha = 0,025 \left( \frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right) \text{ mm} \rightarrow \alpha = 0,025 \left( \frac{2070 \text{ MPa}}{680 \text{ MPa}} \right) = 0,0761 \text{ mm}$$

Se debe tener en cuenta que los chaveteros actúan como concentradores de tensiones, y para chaveteros de tipo perfilado, como son los de los ejes del reductor, el coeficiente  $K_f$  depende de la dureza del material con el que está hecho el mismo:

Acero	$K_f$ para chaveteros perfilados sometidos a flexión
Recocido (< 200 HB)	1,6
Templado (> 200 HB)	2,0

Tabla 7.2 concentradores de tensiones para chaveteros

Puesto que los ejes están hechos con un acero 20MnCr5 de dureza Brinell 207 HB, en los chaveteros se tomará  $K_f = 2$ .

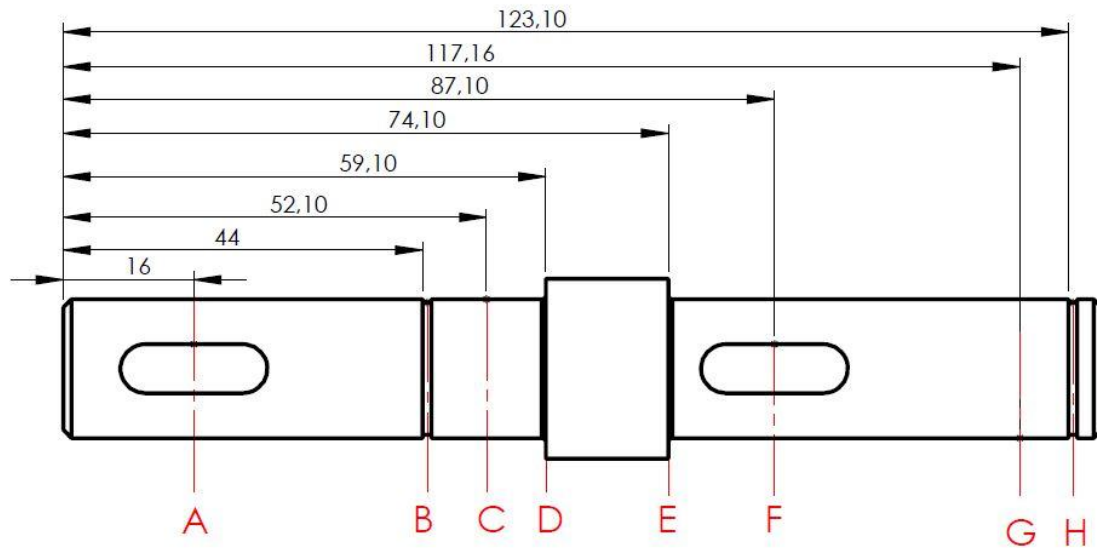
Las ranuras en las que se insertan las arandelas elásticas también actúan como concentradores de tensiones. En este trabajo, para dichas ranuras se tomará un factor de reducción del límite de fatiga de valor  $K_f = 2,2$ .

## 7.5 Resultados de fatiga

A continuación se exponen los datos y los resultados del cálculo a fatiga para los distintos ejes:



### 7.5.1 Eje entrada



#### 7.5.1.1 Sentido horario:

Sección crítica	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma (Nmm)	Tm (Nmm)	X
A	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	2	101,706	0	0	$\infty$
B	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	2,2	92,460	5525,80	12200	7,189
C	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	1	203,412	7124,34	12200	10,385
D	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	2,041	99,639	7717,76	12200	5,794
E	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	2,041	99,639	10011,47	12200	4,593
F	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	2	101,706	12204,00	0	4,019
G	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	1	203,412	0	0	$\infty$
H	17	340	0,8009	0,9177	1	1	0,814	2,2	92,460	0	0	$\infty$

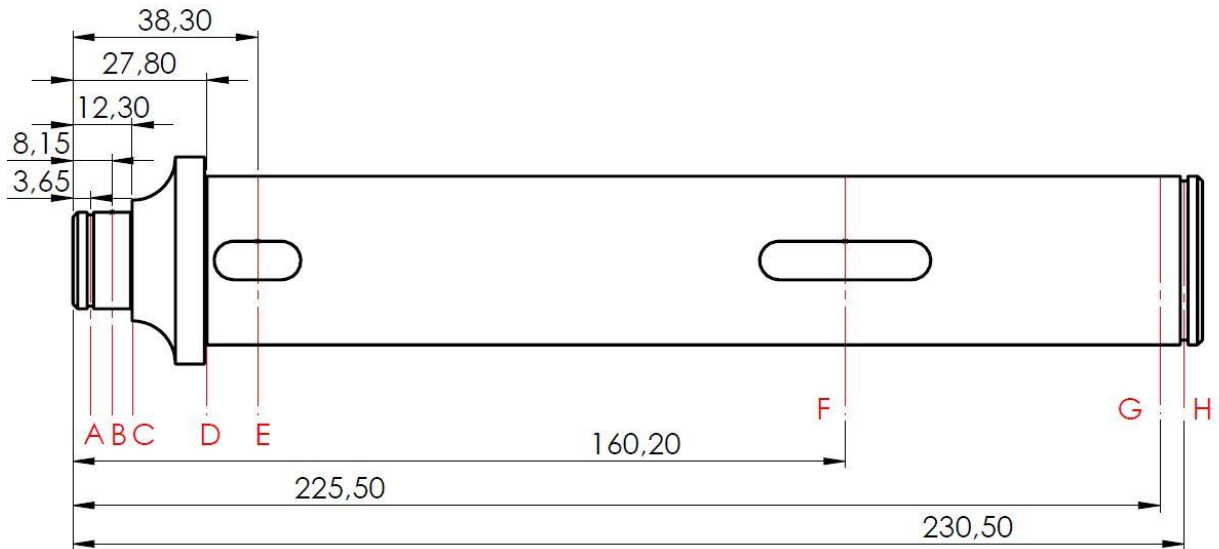
Tabla 7.3

#### 7.5.1.2 Sentido de giro antihorario

Sección crítica	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma (Nmm)	Tm (Nmm)	X
A	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	2	101,706	0	0	$\infty$
B	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	2,2	92,460	5525,80	12200	7,189
C	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	1	203,412	7124,34	12200	10,385
D	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	2,041	99,639	6789,93	12200	6,460
E	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	2,041	99,639	7684,23	12200	5,816
F	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	2	101,706	12153,89	0	4,036
G	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	1	203,412	0	0	$\infty$
H	17	340	0,801	0,918	1	1	0,814	2,2	92,460	0	0	$\infty$

Tabla 7.4

### 7.5.2 Eje Intermedio



#### 7.5.2.1 Sentido horario

Sección crítica	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma (Nmm)	Tm (Nmm)	X
A	20	340	0,801	0,902	1	1	0,814	2,2	90,866	0,00	0	$\infty$
B	20	340	0,801	0,902	1	1	0,814	1	199,905	0,00	0	$\infty$
C	20	340	0,801	0,902	1	1	0,814	2,44	82,070	1150,77	0	56,013
D	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2,38	78,826	6082,64	0	54,548
E	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2	94,143	23868,22	39020	15,495
F	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2	94,143	69765,58	39020	5,6315
G	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	1	188,286	0	0	$\infty$
H	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2,2	85,585	0	0	$\infty$

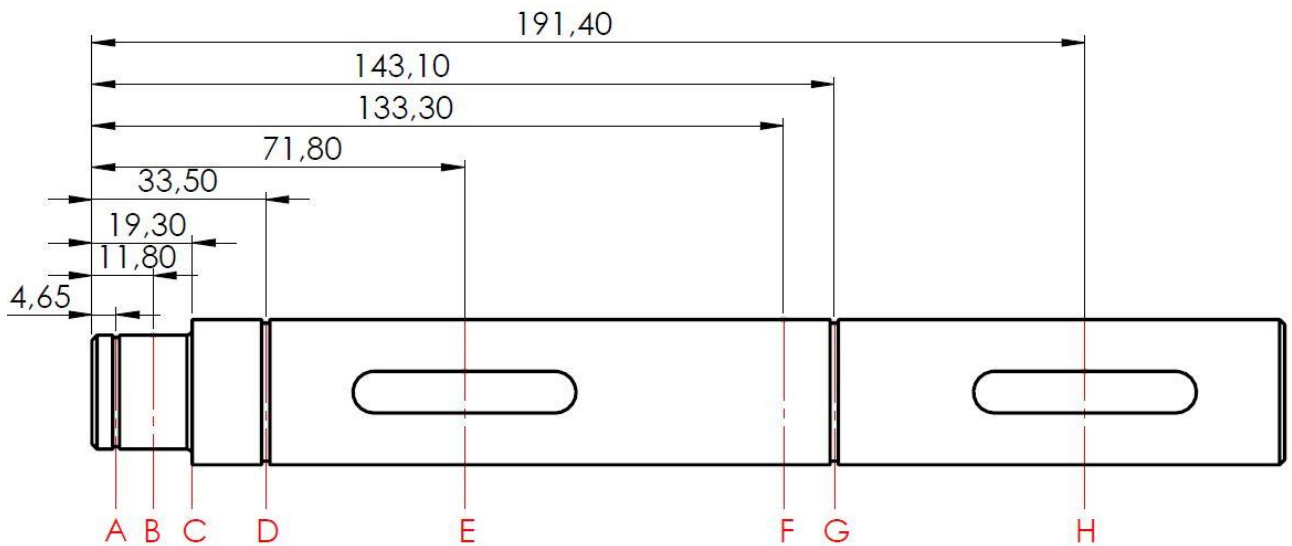
Tabla 7.5

#### 7.5.2.2 Sentido antihorario

Sección crítica	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma (Nmm)	Tm (Nmm)	X
A	20	340	0,801	0,902	1	1	0,814	2,2	90,866	0,00	0	$\infty$
B	20	340	0,801	0,902	1	1	0,814	1	199,905	0,00	0	$\infty$
C	20	340	0,801	0,902	1	1	0,814	2,4358	82,070	1149,65	0	56,068
D	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2,3886	78,826	6076,71	0	54,601
E	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2	94,143	9689,89	39020	29,682
F	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2	94,143	62737,12	39020	6,2498
G	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	1	188,286	0	0	$\infty$
H	35	340	0,801	0,849	1	1	0,814	2,2	85,585	0	0	$\infty$

Tabla 7.6

### 7.5.3 Eje Salida



#### 7.5.3.1 Sentido horario

Sección crítica	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma (Nmm)	Tm (Nmm)	X
A	22	340	0,801	0,893	1	1	0,814	2,2	89,944	0	0	$\infty$
B	22	340	0,801	0,893	1	1	0,814	1	197,877	0,00	0	$\infty$
C	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	1,836	105,010	5085,3	0	44,5031
D	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2,2	87,653	14820,0	0	12,7465
E	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2	96,418	64408,9	100000	3,0215
F	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	1	192,836	30646,6	100000	7,27499
G	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2,2	87,653	25899,3	100000	5,56813
H	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2	96,418	0,0	100000	8,62053

Tabla 7.7

#### 7.5.3.2 Sentido antihorario

Sección crítica	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma (Nmm)	Tm (Nmm)	X
A	22	340	0,801	0,893	1	1	0,814	2,2	89,944	0	0	$\infty$
B	22	340	0,801	0,893	1	1	0,814	1	197,877	0,00	0	$\infty$
C	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	1,836	105,010	7523,2	0	30,0816
D	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2,2	87,653	21924,9	0	8,61593
E	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2	96,418	63947,6	100000	3,0406
F	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	1	192,836	30646,6	100000	7,27499
G	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2,2	87,653	25899,3	100000	5,56813
H	28	340	0,801	0,870	1	1	0,814	2	96,418	0,0	100000	8,62053

Tabla 7.8

## 8 Cálculo de rodamientos:

Para seleccionar los rodamientos en los que se apoyarán los ejes, es necesario primero comprobar si éstos son capaces de soportar las fuerzas que los ejes ejercerán sobre ellos. En este apartado se seguirá un proceso iterativo en el que se escogerán para cada eje los rodamientos de un diámetro y anchura determinados, y a continuación se irá aumentando la anchura del rodamiento hasta encontrar la más pequeña que pueda soportar las fuerzas.

Los rodamientos se calcularán bajo sus dos posibles modos de fallo, que son bajo carga estática y por fallo a fatiga. A continuación se detallarán estos dos modos de fallo.

### 8.1 Fallo bajo carga estática del rodamiento:

Este fallo puede aparecer cuando el rodamiento está parado o gira a una velocidad tan reducida que no se pueda considerar que la fuerza del rodamiento se transmite uniformemente a los elementos rodantes. En este caso, cuando el reductor está parado en principio no se generan fuerzas sobre los rodamientos más que las que pueden aparecer debido al peso de los propios elementos que componen el reductor, pero cuando el reductor gira a baja velocidad los engranajes pueden transmitir fuerzas a los ejes y estos a su vez a los rodamientos, por lo que se hace necesario calcular este tipo de fallo.

Cada rodamiento tiene definida una capacidad de carga estática ( $C_0$ ) que viene dada por el fabricante en el catálogo, por lo que para comprobar que el elemento soporta la carga a la que se ve sometido simplemente es necesario asegurarse de que la fuerza estática ejercida sobre el mismo es menor que la capacidad de carga ( $C_0$ ). Para tener en cuenta el efecto de las fuerzas estáticas ejercidas sobre el rodamiento se definirá una carga estática equivalente ( $F_0$ ),

$$F_0 = x_0 \cdot F_{0r} + y_0 \cdot F_{0a}$$

Ecuación 8.1

Donde  $F_{0a}$  es la fuerza estática axial y  $F_{0r}$  es la fuerza estática radial

Para los rodamientos rígidos de bolas el valor de los factores  $x_0$  e  $y_0$  se define a partir del siguiente criterio:

	$X_0$	$Y_0$
$F_{0a} \leq 0,8 \cdot F_{0r}$	1	0
$F_{0a} > 0,8 \cdot F_{0r}$	0,6	0,5

Tabla 8.1 factores de  $X_0$  e  $Y_0$

Puesto que en el caso de este reductor siempre se cumple que para todos los rodamientos  $F_{0a} < 0,8 \cdot F_{0r}$ , la fórmula a emplear en este proyecto para obtener la carga estática equivalente será:

$$F_0 = F_{0r}$$

Ecuación 8.2

Adicionalmente se empleará un coeficiente de seguridad estática  $X_0$  que se define como:

$$X_0 = \frac{C_0}{F_0}$$

Ecuación 8.3

Se seleccionará el valor del coeficiente de seguridad estática a partir de una tabla que podemos ver en el anexo de 10.5.1 del apartado de rodamientos. De esta tabla obtenemos que el coeficiente tendrá un valor  $X_0 \geq 1$ .

## 8.2 Fallo a fatiga del rodamiento:

En este trabajo el cálculo a fatiga del rodamiento se realizará siguiendo la norma ISO 281:2007 “Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life”. Siguiendo esta norma, habrá que definir la vida a fatiga del rodamiento para un número de ciclos  $L$ , que en el caso del reductor se traducirá como un número determinado de revoluciones. Se definirá la vida nominal del rodamiento según la fórmula:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^q$$

Ecuación 8.4

El valor  $q$  es una constante que en nuestro caso para rodamientos de 1 hilera de bolas se tomará como  $q=3$ . En cuanto al resto de constantes,  $L_{10}$  es la vida calculada para una probabilidad de fallo del 10%,  $F$  es la fuerza equivalente a la conjunción de fuerzas axiales y radiales que actúan sobre este elemento, y  $C$  es la capacidad de carga dinámica del rodamiento. A continuación se definirán algunos de estos parámetros:

## 8.3 Fuerza equivalente $F_{eq}$ :

Cuando sobre el rodamiento actúan tanto una fuerza axial como una radial, se hace necesario definir una fuerza equivalente a la actuación conjunta de las fuerzas axial y radial anteriormente mencionadas. En los rodamientos rígidos de bolas, cuando no existe presencia de fuerza axial, se toma como fuerza equivalente el valor de la fuerza radial ( $F_{eq} = F_r$ ). En el caso de que aparezca fuerza axial la fórmula a emplear en el cálculo es:

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

Ecuación 8.5

Los valores de los coeficientes  $x$  e  $y$  dependerán de que la relación entre la fuerza axial y radial  $F_a/F_r$  sea superior o inferior a un coeficiente “ $e$ ”. Este coeficiente a su vez depende del coeficiente  $f_0 \cdot F_a/C_0$ , donde  $f_0$  es un factor geométrico dado por el fabricante del rodamiento en su catálogo y  $C_0$  es la capacidad de carga estática anteriormente vista.

En la tabla que podemos ver en el anexo 10.5.2, podemos obtener los valores de los coeficientes  $x$  e  $y$  a partir del cálculo del coeficiente  $f_0 \cdot F_a / C_0$ .

Si para un rodamiento dado la relación  $F_a / F_r < e$ , se considerará que la fuerza axial es excesivamente pequeña y se tomará  $x = 1$  e  $y = 0$ . En el caso de que el valor de  $f_0 \cdot F_a / C_0$  esté comprendido entre dos valores de la tabla, interpolaremos para obtener el valor de  $e$  mediante la fórmula:

$$e = e_a + \left[ f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} - \left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_a \right] \cdot \frac{(e_b - e_a)}{\left[ \left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_b - \left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_a \right]}$$

Ecuación 8.6

Donde:

- $\left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_a$  es el valor correspondiente al coeficiente  $\left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)$  inmediatamente anterior al calculado para nuestro rodamiento.
- $\left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_b$  es el valor correspondiente al coeficiente  $\left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)$  inmediatamente posterior al calculado para nuestro rodamiento.
- $e_a$  es el valor de la “e” correspondiente en la tabla a  $\left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_a$
- $e_b$  es el valor de la “e” correspondiente en la tabla a  $\left( f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \right)_b$

## 8.4 Capacidad de carga dinámica C

Es un coeficiente que relaciona la fuerza equivalente  $F_{eq}$  con la vida en revoluciones del rodamiento. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$C = F \cdot \sqrt[q]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{iso} \cdot 10^6}}$$

Ecuación 8.7

Donde:

- $F_{eq}$  es la fuerza equivalente
- $q = 3$ , puesto que empleamos rodamientos rígidos de bolas
- $L$  es la vida en horas que se desea que el rodamiento tenga
- $n$  se corresponde con la velocidad de giro del rodamiento expresada en rev/min
- $a_1$  es el factor de corrección por fiabilidad
- $a_{iso}$  es el factor de corrección de vida por condiciones de trabajo

Por tanto esta fórmula nos proporciona la capacidad de carga dinámica que debe tener el rodamiento para resistir un número determinado de horas ( $L$ ) bajo unas condiciones de trabajo determinadas ( $a_{iso}$ ) y para una probabilidad de fallo determinada ( $a_1$ )

## 8.5 Cálculo del factor corrector de vida por fiabilidad ( $a_1$ )

El factor de corrección de vida por fiabilidad se puede obtener de la tabla que podemos ver en el anexo 10.5.3. Para esta aplicación se buscará que los rodamientos tengan una fiabilidad de resistencia de fallo a fatiga del 99%, por lo tanto el valor del factor de corrección de vida por fiabilidad valdrá  $a_1 = 0,25$

## 8.6 Cálculo del factor corrector por condiciones de trabajo ( $a_{iso}$ )

Para obtener el factor  $a_{iso}$  es necesario obtener en primer lugar la viscosidad relativa del lubricante, lo cual se consigue mediante las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \text{Para } n < 1000 \text{ rpm} \quad v_1 &= \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}} \\ \text{Para } n \geq 1000 \text{ rpm} \quad v_1 &= \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n}} \end{aligned}$$

Ecuación 8.8

Donde:

- $d_m$  es el diámetro medio del rodamiento en milímetros
- $n$  es la velocidad en rpm
- $v_1$  es la viscosidad relativa del lubricante expresada en  $\text{mm}^2/\text{s}$

A continuación es necesario obtener la viscosidad  $v$  del aceite a la temperatura de trabajo del reductor y con ella calcular el siguiente coeficiente.

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

Ecuación 8.9

Para obtener la viscosidad del aceite a la temperatura del trabajo del reductor se supondrá que la temperatura en el interior del reductor es  $45^\circ\text{C}$  superior a la temperatura ambiente (como recomienda la norma ANSI/AGMA 9005-E02). Puesto que la máxima temperatura externa se supone de  $50^\circ\text{C}$ , supondremos que en el interior del reductor el aceite alcanza temperaturas de hasta  $95^\circ\text{C}$ . La viscosidad del aceite ISO VG 460 a  $95^\circ\text{C}$  se puede obtener de la gráfica del apartado 10.5.4 de los anexos. Como podemos ver su viscosidad será de  $35 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

También es necesario obtener el nivel de contaminación del lubricante  $\eta_c$ , que se obtiene de la tabla presente en el apartado 10.5.5 de los anexos de este trabajo. Por último se calcula la relación contaminación-carga  $\eta_c(P_u/F)$ . Para esta aplicación se escogerá un nivel de contaminación  $\eta_c = 0,3$

Con los datos de la relación contaminación-carga y la relación entre viscosidades del aceite se puede obtener  $a_{iso}$  a partir de las gráficas presentes en los anexos, en el apartado 10.5.6.

## 8.7 Recomendación de vida del rodamiento:

Puesto que se prevé que este reductor vaya a funcionar de forma continua las 24 horas, la norma recomienda que se calcule la vida de los rodamientos para un rango que irá de 50.000 a 60.000. Por tanto se calcularán los rodamientos para una vida  $L$  de 60.000 horas.

## 8.8 Rodamientos calculados y seleccionados.

Aquí se adjuntan los rodamientos calculados para cada eje y los que finalmente se han seleccionado. Los seleccionados son aquellos que cumplen tanto el criterio de carga estática como el criterio de carga dinámica

### 8.8.1 Rodamiento eje entrada izquierda

Nº rodamiento		SKF 6303	SKF 6403
Condiciones de trabajo	n (rpm)	3000	3000
	Fa (N)	224,912	224,912
	Fr (N)	534,06	534,06
Datos rodamiento	C (N)	14300	22900
	B (mm)	14	17
	D (mm)	47	62
	d (mm)	17	17
	C <sub>0</sub> (N)	6550	10800
	Pu (N)	275	455
	dm (mm)	32	39,5
	f <sub>0</sub>	12	11
resultados	F <sub>eq</sub> (N)	748,8976	748,8976
	$\eta_c \cdot P_u / F_{eq}$	0,1101619	0,1822679
	aiso	5,5	20
	C <sub>calc</sub> (N)	14886,621	9680,7058
¿C <sub>0</sub> > Fr?		Sí	Sí
¿C <sub>cálculo</sub> < C <sub>rodamiento</sub> ?		No	Sí

Tabla 8.2

### 8.8.2 Rodamiento eje entrada derecho

Nº rodamiento		16003	6003	6203
Condiciones de trabajo	n (rpm)	3000	3000	3000
	Fa (N)	0	0	0
	Fr (N)	379,729	379,729	379,729
Datos rodamiento	C (N)	6370	6370	9950
	B (mm)	8	10	12
	D (mm)	35	35	40



	<b>d (mm)</b>	17	17	17
	<b>C<sub>0</sub> (N)</b>	3250	3250	4750
	<b>P<sub>u</sub> (N)</b>	137	137	200
	<b>d<sub>m</sub> (mm)</b>	26	26	28,5
	<b>f<sub>0</sub></b>	14	14	13
<b>resultados</b>	<b>F<sub>eq</sub> (N)</b>	379,729	379,729	379,729
	<b>η<sub>c</sub>·P<sub>u</sub>/F<sub>eq</sub></b>	0,1082351	0,1082351	0,15800742
	<b>aiso</b>	4,2	4,2	8
	<b>C<sub>calc</sub> (N)</b>	8258,1972	8258,1972	6662,00599
<b>¿C<sub>0</sub> &gt; Fr?</b>		SÍ	SÍ	SÍ
<b>¿C<sub>cálculo</sub> &lt; C<sub>rodamiento</sub>?</b>		NO	NO	SÍ

Tabla 8.3

### 8.8.3 Rodamiento eje intermedio izquierda

<b>Nº rodamiento</b>		<b>61804</b>	<b>16004</b>
<b>Condiciones de trabajo</b>	<b>n (rpm)</b>	937,5	937,5
	<b>F<sub>a</sub> (N)</b>	0	0
	<b>F<sub>r</sub> (N)</b>	328,79	328,79
<b>Datos rodamiento</b>	<b>C (N)</b>	4030	7280
	<b>B (mm)</b>	7	8
	<b>D (mm)</b>	32	42
	<b>d (mm)</b>	20	20
	<b>C<sub>0</sub> (N)</b>	2320	4050
	<b>P<sub>u</sub> (N)</b>	104	173
	<b>d<sub>m</sub> (mm)</b>	26	31
<b>resultados</b>	<b>f<sub>0</sub></b>	14,5	14,9
	<b>F<sub>eq</sub> (N)</b>	328,79	328,79
	<b>η<sub>c</sub>·P<sub>u</sub>/F<sub>eq</sub></b>	0,0948934	0,1578515
	<b>aiso</b>	3,5	7
	<b>C<sub>calc</sub> (N)</b>	5156,3277	4092,58
<b>¿C<sub>0</sub> &gt; Fr?</b>		SÍ	SÍ
<b>¿C<sub>cálculo</sub> &lt; C<sub>rodamiento</sub>?</b>		NO	SÍ

Tabla 8.4

### 8.8.4 Rodamiento eje intermedio derecha

<b>Nº rodamiento</b>		<b>6007</b>	<b>6207 ETN9</b>
<b>Condiciones de trabajo</b>	<b>n (rpm)</b>	937,5	937,5
	<b>F<sub>a</sub> (N)</b>	310,227	310,227
	<b>F<sub>r</sub> (N)</b>	975,69	975,69
<b>Datos rodamiento</b>	<b>C (N)</b>	16800	31200
	<b>B (mm)</b>	14	17

	D (mm)	62	72
	d (mm)	35	35
	C <sub>0</sub> (N)	10200	17600
	P <sub>u</sub> (N)	440	750
	d <sub>m</sub> (mm)	48,5	53,5
	f <sub>0</sub>	15	13
resultados	Feq (N)	1166,8404	1166,8404
	$\eta_c \cdot P_u / Feq$	0,113126	0,1928284
	aiso	3,5	12
	C <sub>calc</sub> (N)	18299,253	12135,629
¿C <sub>0</sub> > Fr?		Sí	Sí
¿C <sub>cálculo</sub> < C <sub>rodamiento</sub> ?		NO	Sí

Tabla 8.5

### 8.8.5 Rodamiento eje salida izquierda

Nº rodamiento		62/22	63/22
Condiciones de trabajo	n (rpm)	365,854	365,854
	F <sub>a</sub> (N)	0	0
	F <sub>r</sub> (N)	1074,75	1074,75
Datos rodamiento	C (N)	14000	18600
	B (mm)	14	16
	D (mm)	50	56
	d (mm)	22	22
	C <sub>0</sub> (N)	7650	9300
	P <sub>u</sub> (N)	325	390
	d <sub>m</sub> (mm)	36	39
	f <sub>0</sub>	14	12,4
resultados	Feq (N)	1074,75	1074,75
	$\eta_c \cdot P_u / Feq$	0,0907188	0,1088625
	aiso	1,5	1,7
	C <sub>calc</sub> (N)	16336,805	15669,239
¿C <sub>0</sub> > Fr?		Sí	Sí
¿C <sub>cálculo</sub> < C <sub>rodamiento</sub> ?		NO	Sí

Tabla 8.6

### 8.8.6 Rodamiento eje salida derecha

Nº rodamiento		62/28	63/28
Condiciones de trabajo	n (rpm)	365,854	365,854
	F <sub>a</sub> (N)	601,167	601,167
	F <sub>r</sub> (N)	1498,86	1498,86
Datos rodamiento	C (N)	16800	25100
	B (mm)	16	18

	<b>D (mm)</b>	58	68
	<b>d (mm)</b>	28	28
	<b>C<sub>0</sub> (N)</b>	9500	13700
	<b>P<sub>u</sub> (N)</b>	405	585
	<b>dm (mm)</b>	43	43
	<b>f<sub>0</sub></b>	13,9	13
<b>resultados</b>	<b>F<sub>eq</sub> (N)</b>	1921,4622	1921,4622
	<b>η<sub>c</sub>·P<sub>u</sub>/F<sub>eq</sub></b>	0,0632331	0,0913367
	<b>aiso</b>	0,7	8,5
	<b>C<sub>calc</sub> (N)</b>	37654,995	16382,58
<b>¿C<sub>0</sub> &gt; Fr?</b>		Sí	Sí
<b>¿C<sub>cálculo</sub> &lt; C<sub>rodamiento</sub>?</b>		NO	Sí

Tabla 8.7

## 9 Deflexiones y deformaciones máximas en los ejes:

La deflexión y la deformación angular de los ejes deben estar limitadas tanto en la sección central de los engranajes como en los rodamientos. Puesto que en este trabajo los engranajes son cilíndricos de dientes helicoidales, y los rodamientos son de bolas de tipo radial, los límites de deflexión y deformación angular máximos serán los siguientes:

### 9.1 Límites de deflexiones

- Deflexión máxima en sección central de engranajes:  $0,005 \cdot m_n$ , siendo  $m_n$  el módulo expresado en mm.

Puesto que el valor de  $m_n$  en todos los engranajes de este reductor es de 3mm, la deflexión máxima admitida será:

$$0,005 \cdot m_n = 0,005 \cdot 3 = 0,015 \text{ mm}$$

$$\delta_{\text{máx}} = 0,015 \text{ mm}$$

- Deformación angular máxima en sección central de engranajes:  $\theta_{\text{máx}} = 0,0005$  rad.
- Deformación angular máxima en rodamientos:  $\theta_{\text{máx}} = 0,002$  rad

### 9.2 Cálculo de deflexiones

Para valorar que se cumplan estos límites, habrá que calcular la deformación angular en el plano vertical de los ejes y en el plano horizontal por separado mediante la hoja de cálculo proporcionada por el departamento de ingeniería mecánica, y a continuación calcular las resultantes de ambos planos. Las deflexiones y deformaciones angulares resultantes se calcularán como:

$$\theta_{\text{res}} = \sqrt{\theta_h^2 + \theta_v^2}$$

Ecuación 9.1

$$\delta_{\text{res}} = \sqrt{\delta_h^2 + \delta_v^2}$$

Ecuación 9.2

Suponiendo que:

$\theta_h$  = Deformación angular calculada en el plano horizontal

$\theta_v$  = Deformación angular calculada en el plano vertical

$\delta_h$  = Deflexión lateral calculada en el plano horizontal

$\delta_v$  = Deflexión lateral calculada en el plano vertical

### 9.3 Resultados

A continuación se exponen las deflexiones y deformaciones angulares máximas tanto para el sentido de giro horario, como antihorario de cada uno de los ejes:

Eje entrada / sentido horario	$\theta_h$ (rad)	$\theta_v$ (rad)	$\delta_h$ (mm)	$\delta_v$ (mm)	$\theta_{\text{res}}$ (rad)	$\delta_{\text{res}}$ (rad)
Rodamiento izquierdo	0,000186	0,000125	0	0	0,00022	0
Piñón 1ª etapa	-3,4E-05	6,7E-06	0,0029	0,0031	0,00003	0,004201
Rodamiento derecho	-0,00012	-0,00015	0	0	0,00019	0

Tabla 9.1

Eje entrada / sentido antihorario	$\theta_h$ (rad)	$\theta_v$ (rad)	$\delta_h$ (mm)	$\delta_v$ (mm)	$\theta_{\text{res}}$ (rad)	$\delta_{\text{res}}$ (rad)
Rodamiento izquierdo	0,000172	-0,00012	0	0	0,000212	0
Piñón 1ª etapa	1,69E-05	-6,7E-06	0,00299	-0,0031	1,82E-05	0,00428
Rodamiento derecho	-0,00015	0,000147	0	0	0,000209	0

Tabla 9.2

Eje intermedio / Sentido horario	$\theta_h$ (rad)	$\theta_v$ (rad)	$\delta_h$ (mm)	$\delta_v$ (mm)	$\theta_{\text{res}}$ (rad)	$\delta_{\text{res}}$ (rad)
Rodamiento izquierdo	-0,00016	0,00013	0	0	0,000208	0
Rueda 1ª etapa	-0,00015	0,000132	-0,0047	0,0039	0,000201	0,00605
Piñón 2ª etapa	0,000104	-9,3E-05	-0,0089	0,0111	0,000139	0,01425
Rodamiento derecho	0,000157	-0,00021	0	0	0,000264	0

Tabla 9.3

Eje intermedio / Sentido anti horario	$\theta_h$ (rad)	$\theta_v$ (rad)	$\delta_h$ (mm)	$\delta_v$ (mm)	$\theta_{\text{res}}$ (rad)	$\delta_{\text{res}}$ (rad)
Rodamiento izquierdo	-3,1E-05	-0,00013	0	0	0,000134	0



Rueda 1ª etapa	-1,9E-05	-0,00013	-0,0008	-0,0039	0,000133	0,00394
Piñón 2ª etapa	7,92E-06	9,31E-05	-0,0028	-0,0111	9,34E-05	0,01143
Rodamiento derecho	6,12E-05	0,000212	0	0	0,000221	0

Tabla 9.4

Eje salida / sentido horario	$\theta_h$ (rad)	$\theta_v$ (rad)	$\delta_h$ (mm)	$\delta_v$ (mm)	$\theta_{res}$ (rad)	$\delta_{res}$ (rad)
Rodamiento izquierdo	0,000146	-0,00019	0	0	0,00024	0
Rueda 2ª etapa	8,69E-05	-5,7E-06	0,00756	-0,0078	8,71E-05	0,01089
Rodamiento derecho	-0,0003	0,000194	0	0	0,000359	0

Tabla 9.5

Eje salida / sentido anti horario	$\theta_h$ (rad)	$\theta_v$ (rad)	$\delta_h$ (mm)	$\delta_v$ (mm)	$\theta_{res}$ (rad)	$\delta_{res}$ (rad)
Rodamiento izquierdo	0,000191	0,00019	0	0	0,00027	0
Rueda 2ª etapa	-2,8E-05	5,7E-06	0,00725	0,0078	2,84E-05	0,00784
Rodamiento derecho	-0,00024	-0,0002	0	0	0,000307	0

Tabla 9.6

Como podemos observar, en ningún rodamiento ni en ningún engranaje se superan los límites de deflexión y deformación angular establecidos.

## 10 Anexos

### 10.1 Dimensionamiento engranajes

#### 10.1.1 Calidad de mecanización Qiso

Q <sub>ISO</sub>	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

----- Mecanizado basto -----  
Mecanizado medio  
Mecanizado preciso  
----- Rectificado -----  
--- Velocidad alta ---  
---- (V < 7 m/s) ---- (V < 10 m/s) ---- (V < 20 m/s) ---- ---- (V > 30 m/s) ----  
----- Automóviles ----  
----- Camiones -----  
----- Mecánica general -----  
--- Mecánica de baja precisión ---

#### 10.1.2 Tabla coeficientes Ka

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

### 10.1.3 Características de la máquina motriz

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

### 10.1.4 Características de la máquina arrastrada

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Cintas transportadoras no uniformes, accionamientos de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilindros, rodillos de laminación de aluminio
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar la madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras
Choques importantes	Trasnmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.

### 10.1.5 Coeficientes $H_i$ de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$

Q <sub>ISO</sub>	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificadas		
		H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>
5	a	1.135	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$1.99 \cdot 10^{-4}$	0.26
5	b, c	1.10	$1.15 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.0 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	a	1.15	$3.0 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$3.3 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	b, c	1.11	$1.5 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.6 \cdot 10^{-4}$	0.26
7	a	1.17	$4.7 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	a	1.23	$6.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	$3.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-

### 10.1.6 Coeficientes de distribución de carga transversal $K_{F\alpha}$ y $K_{H\alpha}$

Q <sub>ISO</sub>	7	8	9	10
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	$\frac{1}{Z_\epsilon^2} \geq 1,20$
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2	1,4	$\frac{\epsilon_\alpha}{\cos^2 \beta} \geq 1,40$
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0	1,1	1,2
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	1,4



### 10.1.7 Constantes “A” y “B” para el cálculo de los coeficientes de $S_{HP}$

Fallo superficial  $S_{HL}$ :

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	1,000	190	HB 110	HB210
	ME	1,520	250	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,986	131	HB 140	HB210
	ME	1,143	237	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	1,371	143	HB 135	HB250
	ME	1,333	267	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	1,434	211	HB 175	HB300
	ME	1,500	250	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	1,033	132	HB 150	HB240
	ME	1,465	122	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,963	283	HV 135	HV210
	MQ	0,925	360	HV 135	HV210
	ME	0,838	432	HV 135	HV210
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	1,313	188	HV 200	HV360
	MQ	1,313	373	HV 200	HV360
	ME	2,213	260	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,831	300	HB 130	HB215
	ME	0,951	345	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	1,276	298	HB 200	HB360
	ME	1,350	356	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	1300	HV 600	HV800
	MQ	0	1500	HV 660	HV800
	ME	0	1650	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,740	602	HV 485	HV615
	MQ	0,541	882	HV 500	HV615
	ME	0,505	1013	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	1125	HV 650	HV900
	MQ	0	1250	HV 650	HV900
	ME	0	1450	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	788	HV 450	HV 650
	MQ	0	998	HV 450	HV 650
	ME	0	1217	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

Tabla 3.2

Fallo a flexión  $S_{FL}$ 

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	0,455	69	HB 110	HB210
	ME	0,386	147	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,313	62	HB 140	HB210
	ME	0,254	137	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	0,345	77	HB 135	HB250
	ME	0,403	128	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	0,350	119	HB 175	HB300
	ME	0,380	134	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	0,256	8	HB 150	HB240
	ME	0,200	53	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
		0	369	HV 570	HV615
	ME	0,271	237	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburiación	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

Tabla 3.3

## 10.2 Cálculo de chavetas

### 10.2.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967

Dímetro del eje $d$	hasta	Sección de la chaveta $b \times h$	Norminal	Ancho $b$						Profundidad				Chaftán $P_1$	
				Clase de ajuste del enchavetado						Norminal	Tolerancia	Norminal	Tolerancia	Mínimo	Máximo
				Libre			Normal								
más de				Eje H9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js9	Eje y cubo P9	Norminal	Tolerancia	Norminal	Tolerancia			
6	8	2 X 2	2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,0125	-0,006	1,2		1		0,08	0,16	
8	10	3 X 3	3	0	+0,020	-0,029	±0,0125	-0,031	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,08	0,16	
10	12	4 X 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	0	1,8	0	0,08	0,16	
12	17	5 X 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3		2,3		0,16	0,25	
17	22	6 X 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25	
22	30	8 X 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25	
30	38	10 X 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40	
38	44	12 X 8	12						5		3,3		0,25	0,40	
44	50	14 X 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40	
50	58	16 X 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6	+0,2	4,3	+0,2	0,25	0,40	
58	65	18 X 11	18						7	0	4,4	0	0,25	0,40	
65	75	20 X 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60	
75	85	22 X 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60	
85	95	25 X 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9		5,4		0,40	0,60	
95	110	28 X 16	28						10		6,4		0,40	0,60	
110	130	32 X 18	32						11		7,4		0,40	0,60	
130	150	36 X 20	36						12		8,4		0,70	1,00	
150	170	40 X 22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13		9,4		0,70	1,00	
170	200	45 X 25	45	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	15	+0,3	10,4	+0,3	0,70	1,00	
200	230	50 X 28	50						17	0	11,4	0	0,70	1,00	
230	260	56 X 32	56						20		12,4		0,70	1,00	
260	290	63 X 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20		12,4		1,20	1,60	
290	330	70 X 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22		14,4		1,20	1,60	
330	380	80 X 40	80						25		15,4		2,00	2,50	
380	440	90 X 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50	
400	500	100 X 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31		19,5		2,00	2,50	



## 10.3 Propuesta de diseño de los ejes

### 10.3.1 Dimensiones normalizadas para arandelas elásticas

Arandelas elásticas para ejes											NF E 22-163					Arandelas elásticas para agujeros											NF E 22-165				
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									
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		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									
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	89,5	+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									

## 10.4 Cálculo a fatiga de ejes

### 10.4.1 Factor de acabado superficial para aceros $K_a$

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

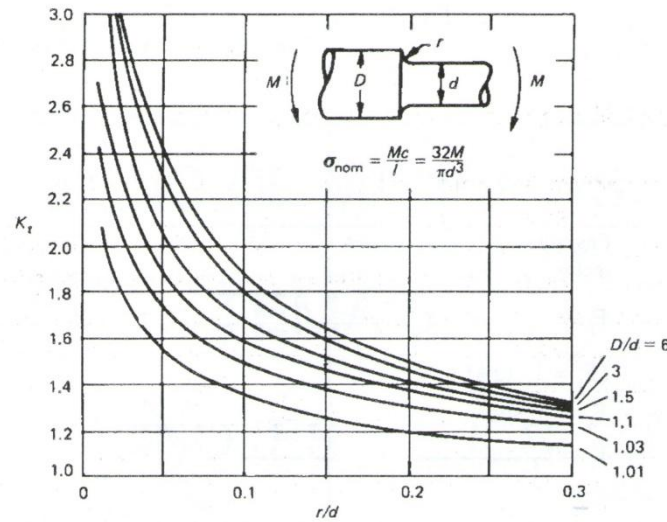
### 10.4.2 Efecto de la temperatura en el límite de rotura de aceros $K_d$

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$S_{eT}/S_e$	1,000	1,01	1,02	1,025	1,02	1,00	0,975	0,927	0,922	0,84	0,766	0,67	0,546

### 10.4.3 Factor de corrección del límite de fatiga por 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

### 10.4.4 Efecto del factor concentrador de tensiones



## 10.5 Rodamientos

### 10.5.1 Coeficientes de seguridad estática

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática $X_0$	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de la marcha	$\geq 1.0$	$\geq 0.5$
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos más elevados para la suavidad de la marcha	$\geq 2.0$	$\geq 1.0$
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	$\geq 3.0$	$\geq 2.0$
Rodadura con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	$\geq 4.0$	$\geq 3.0$

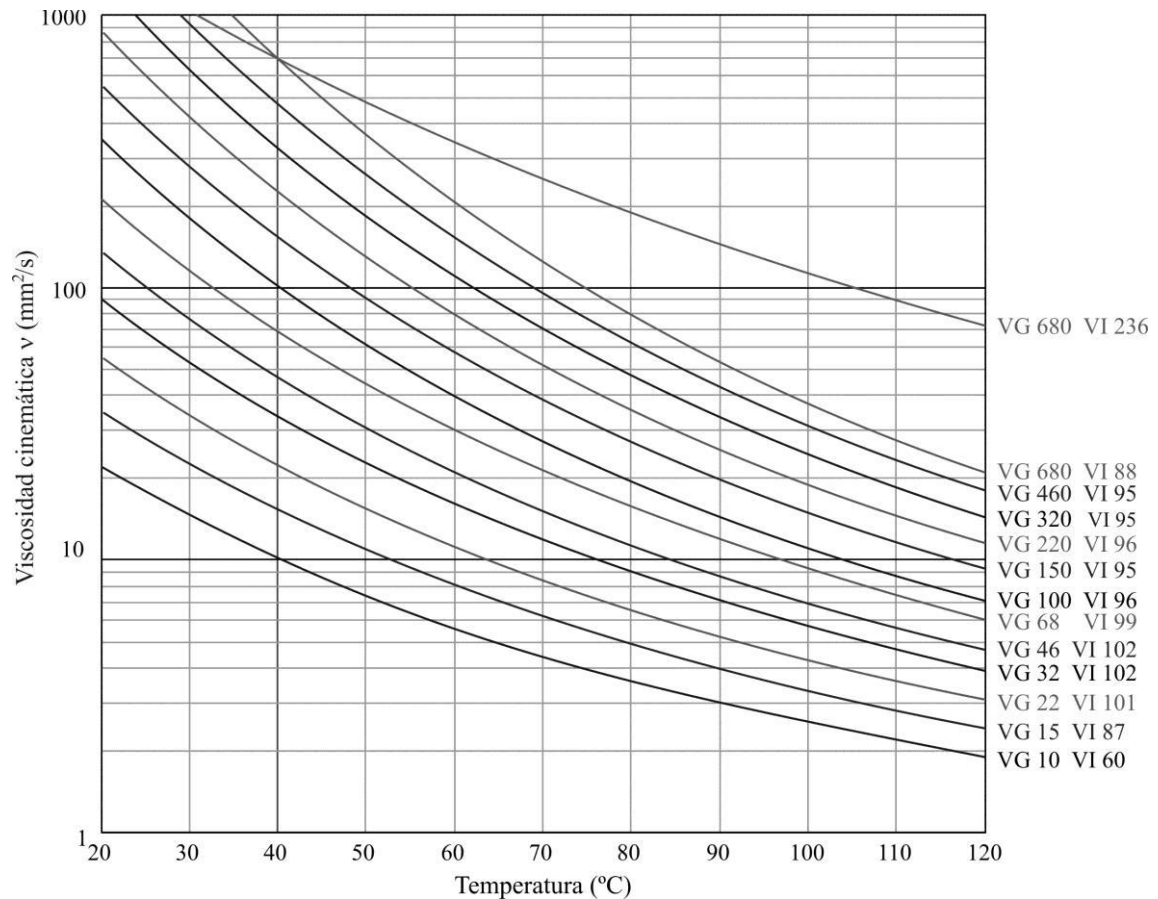
### 10.5.2 Factores de carga radial equivalente para rodamientos rígidos de bolas

$f_0 \cdot Fa / C_0$	e	$Fa / Fr \geq e$	
		x	y
0,3	0,22	0,56	2
0,5	0,24	0,56	1,8
0,9	0,28	0,56	1,58
1,6	0,32	0,56	1,4
3	0,36	0,56	1,2
6	0,43	0,56	1

### 10.5.3 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

### 10.5.4 Viscosidad del lubricante en función de la temperatura

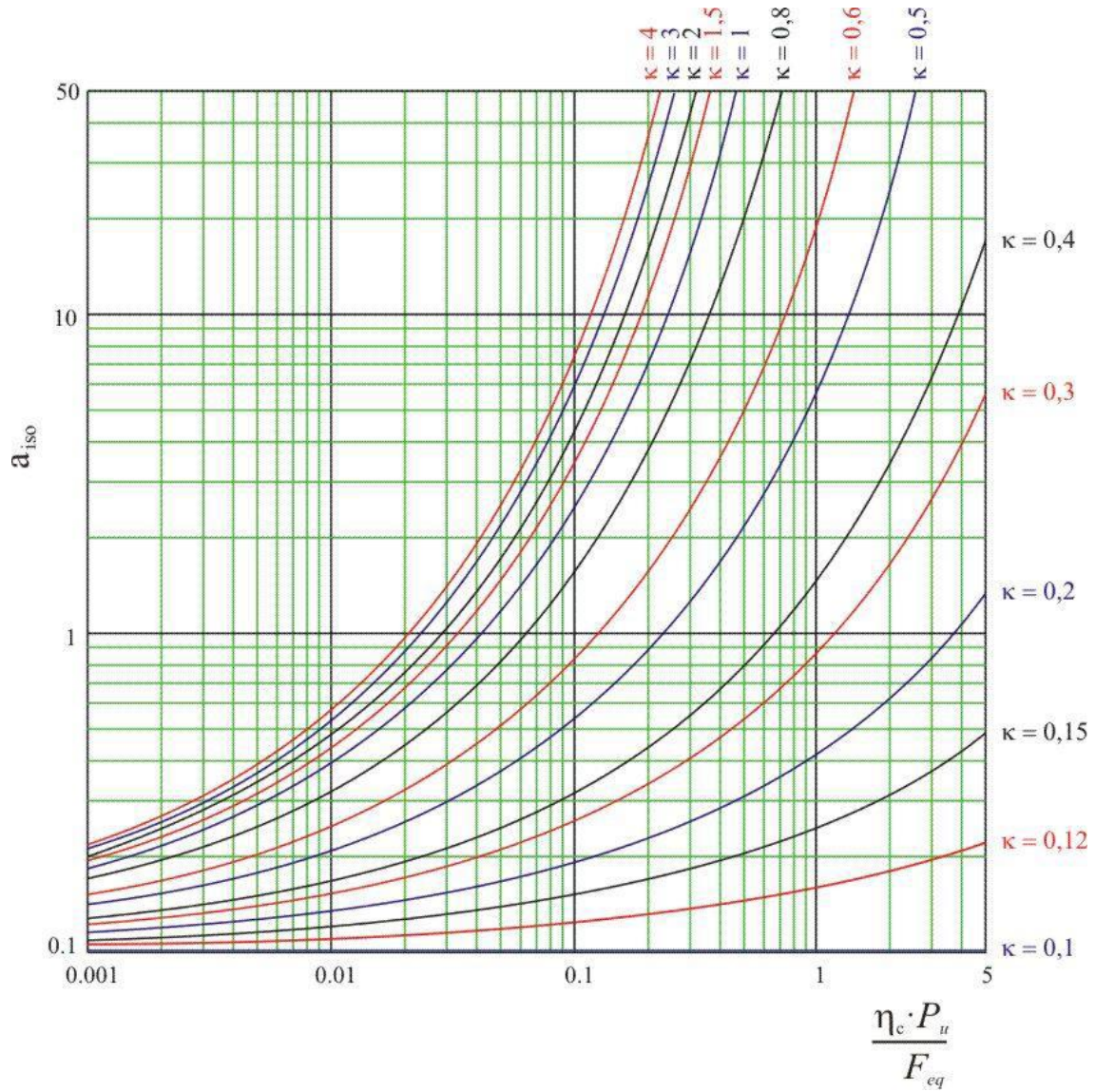


### 10.5.6 Factor $\eta_c$

Condición	dm < 100 mm	dm ≥ 100 mm
<b>Limpieza extrema</b> Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
<b>Gran limpieza</b> 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
<b>Limpieza normal</b> 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
<b>Contaminación ligera</b>	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> 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
<b>Contaminación alta</b> Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy alta</b> $\eta_c$ puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0



### 10.5.7 Factor $a_{iso}$ para rodamientos radiales de bolas







### 10.5.8 Recomendaciones de vidas de rodamientos

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente, 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

# **Pliego de condiciones**



---

<b>1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Pliego de condiciones facultativas.....</b>	<b>3</b>
2.1	Obligaciones y facultades de la dirección técnica .....	3
2.2	Obligaciones y derechos del contratista.....	4
2.2.1	Representación del Contratista .....	5
2.2.2	Presencia del contratista en la fabricación.....	5
2.2.3	Preparación de los trabajos .....	5
2.3	Prescripciones generales relativas a los trabajos, los materiales y a los medios auxiliares.....	5
2.3.1	Trabajos .....	5
2.3.2	Medios auxiliares.....	6
2.3.3	Materiales .....	6
<b>3</b>	<b>Condiciones económicas.....</b>	<b>6</b>
3.1	Fianza.....	6
3.2	Composición de precios .....	6
3.3	Precios contradictorios .....	7
3.4	Revisión de precios .....	7
3.5	Valoración y abono de los trabajos .....	7
3.6	Acopio de materiales .....	7
3.7	Seguros.....	7
3.8	Penalizaciones .....	8
3.9	Condiciones de pago .....	8
<b>4</b>	<b>Pliego de condiciones particulares.....</b>	<b>8</b>
4.1	Condiciones técnicas.....	8
4.1.1	Condiciones de los materiales .....	8
4.1.2	Condiciones de suministro de los productos siderúrgicos empleados en la fabricación .....	9
4.1.3	Descripción y justificación de los materiales .....	9
4.1.4	Tratamientos térmicos .....	11
4.1.5	Condiciones y exigencias de la carcasa.....	12
4.1.6	Condiciones y exigencias de las tapas de los ejes .....	12
4.1.7	Condiciones y exigencias de los engranajes .....	12
4.1.8	Condiciones y exigencias de los árboles .....	13

---



---

-Material .....	13
-Fabricación.....	13
-Ajustes y tolerancias.....	13
4.1.9 Controles de calidad .....	14
4.1.9.1 Carcasa.....	14
4.1.9.2 Engranajes .....	14
4.1.9.3 Ejes .....	15
<b>4.1.10 Condiciones y exigencias de elementos normalizados .....</b>	<b>15</b>
<b>4.1.10.1 Rodamientos.....</b>	<b>15</b>
<b>4.1.10.2 Retenes.....</b>	<b>17</b>
<b>4.1.10.3 Tapones.....</b>	<b>17</b>
<b>4.1.10.4 Casquillos .....</b>	<b>18</b>
<b>4.1.10.5 Chavetas .....</b>	<b>18</b>
<b>4.2. Montaje.....</b>	<b>19</b>
4.2.1 Introducción.....	19
4.2.2 Guía de montaje.....	20
<b>4.3 Condiciones de entrega, seguridad y garantía .....</b>	<b>21</b>
<b>5 Pliego de condiciones legales .....</b>	<b>22</b>
Accidentes.....	22
Copias del proyecto: .....	22
Causas de rescisión: .....	23
Alteraciones del contrato: .....	23



## **1 Introducción**

Este documento establecerá las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas para la ejecución de presente proyecto. La aceptación por parte de las partes contratantes de las especificaciones expuestas en este pliego obliga a su aceptación y cumplimiento sin discusión o modificación posibles, y con arreglo al mismo han de poder resolverse todas las dudas que pudieran surgir durante la ejecución material del proyecto.

En caso de que en se hallan omitido detalles relevantes a la ejecución del proyecto en este pliego, así como también tanto en la documentación escrita como en la gráfica, se aceptará que a la hora de llevar a cabo la ejecución de las distintas fases del proyecto se sigan las normas de buena práctica, teniendo en cuenta siempre que la calidad que se debe conseguir ha de ser la máxima posible.

Si se hallan contradicciones entre los textos de los planos, la memoria y el pliego de condiciones, siempre se deben seguir las especificaciones de la memoria y el pliego de condiciones, y en caso de que la contradicción se presentase entre la memoria y el pliego de condiciones, tendrá preferencia la memoria en caso de que la contradicción se refiera a los cálculos, y por el contrario prevalecerá el pliego de condiciones en caso de que la contradicción se refiera a cualquier otro apartado distinto.

## **2 Pliego de condiciones facultativas**

### **2.1 Obligaciones y facultades de la dirección técnica**

- Redactar las modificaciones o complementos al proyecto cuya necesidad se haga patente durante su ejecución.
- Asistir al proceso de fabricación tantas veces como sea necesario y con el objetivo de resolver los problemas que puedan surgir, así como dar instrucciones complementarias para su correcta realización.
- Verificar el acople entre el motor y el reductor de velocidad, así como también entre el reductor y la máquina acoplada a su salida en caso de que sea necesario.
- Coordinar la intervención en la fabricación de otros técnicos que, subordinados a la dirección, tienen responsabilidades en la ejecución del proyecto dentro del campo que es de su especialidad particular.
- Aprobar las certificaciones parciales, la liquidación final y asesorar al promotor.
- Dirigir la ejecución material del proyecto con arreglo a las reglas técnicas, al presente proyecto a y a las reglas de la buena construcción.
- Realizar las comprobaciones necesarias para garantizar una buena calidad de fabricación con arreglo al tipo de proyecto y a la normativa existente. También realizará



pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y unidades de fabricación, e informará de los resultados al contratista.

-Planificar el control de calidad de la fabricación.

## 2.2 Obligaciones y derechos del contratista

- Conocer la normativa aplicable
- Conocer el proyecto técnico.
- Habilitar un lugar acondicionado para la consulta del proyecto.
- La organización de las tareas, así como redactar los planos de fabricación necesarios para la construcción.
- Asegurar la idoneidad de los materiales necesarios para la construcción del reductor, así como rechazar aquellos materiales que a su recepción demuestren no tener la calidad necesaria previamente a la fabricación.
- Custodiar el libro de órdenes y seguirlo, y dar por enterado a las anotaciones que se practiquen en el mismo.
- Disponer de los medios auxiliares necesarios
- Facilitar al ingeniero Técnico director los materiales precisos para la ejecución del proyecto, teniendo en cuenta que éstos se deben proporcionar con la antelación adecuada para que la ejecución se dé dentro de unos tiempos de fabricación establecidos.
- La suscripción con el promotor de las actas de recepción provisional y definitiva.
- El control y previsión de los trabajos no estipulados expresamente
- El contratista solo podrá presentar reclamaciones de carácter económico a través del Ingeniero Técnico Director. En cambio, las reclamaciones de carácter técnico no serán admitidas por éste.
- Las modificaciones realizadas en el proyecto, así como las aclaraciones añadidas e interpretaciones deberán comunicarse por escrito al contratista.
- El fabricante no tendrá derecho a rechazar al Ingeniero Técnico Director o al personal designado por éste para la supervisión de las operaciones de fabricación.
- Se podrá requerir al contratista su cese en casos de desobediencia, negligencia o incompetencia manifiesta.



### 2.2.1. Representación del Contratista

El contratista está obligado a comunicar a la parte contratante la identidad de la persona escogida como representante del contratista. Esta persona tendrá carácter de jefe de fabricación y tendrá facultades para tomar decisiones que conciernan a la contrata. Si la dificultad o la importancia del proyecto lo requieren, el representante del contratista deberá ser un facultativo superior o de grado medio. Si el personal carece de la cualificación suficiente o no se designa un delegado representante del contratista, el ingeniero estará facultado para detener la fabricación, sin derecho a reclamación alguna hasta que se solventen estas carencias.

### 2.2.2 Presencia del contratista en la fabricación

El jefe de taller deberá estar presente durante la jornada legal de trabajo y tendrá la obligación de acompañar al Ingeniero Técnico Director durante sus visitas al taller, así como ayudarle durante reconocimientos y proporcionarle datos para comprobar mediciones y liquidaciones cuando la situación lo requiera.

### 2.2.3 Preparación de los trabajos

Previo al inicio de los trabajos, se garantizará la existencia y aprovisionamiento de las materias primas necesarias para la ejecución de los mismos. Así mismo también deben disponerse las máquinas y herramientas necesarias para la fabricación y se realizará la comprobación de las mismas y el ajuste de los utillajes para cumplir las especificaciones y la calidad superficial de acabados descrita en los planos. El contratista también deberá crear un plan de seguridad e higiene a partir del estudio del proyecto, y este plan debe contar con la aprobación del Ingeniero Técnico Director.

## 2.3 Prescripciones generales relativas a los trabajos, los materiales y a los medios auxiliares

### 2.3.1 Trabajos

- El orden de trabajo, salvo en extraños casos debidos a circunstancias técnicas específicas, es facultad de la contrata.
- El fabricante dará comienzo al proceso de fabricación siguiendo los tiempos marcados por el pliego de condiciones particulares. Será obligación del contratista dar cuenta al Ingeniero Técnico Director del comienzo de la fabricación.
- El contratista deberá cumplir los plazos de entrega sin poder excusarse bajo el pretexto de la ausencia de planos o información técnica relevante.
- Todos los trabajos se ejecutarán siguiendo estrictamente las órdenes del Ingeniero Técnico Jefe, el proyecto técnico y sus modificaciones.



### 2.3.2 Medios auxiliares

- Se aceptará la ampliación del proyecto debido a motivos imprevistos o accidente, con objetivo de evitar la interrupción del trabajo.
- El contratista deberá proporcionar todos los medios razonables a otros contratistas para que estos intervengan en la fabricación.
- Se admitirá proporcionar una prórroga al fabricante en caso de que éste no pudiera cumplir los plazos debido a causas ajenas al mismo. Para esto, es necesario que el Ingeniero Técnico Director dé su visto bueno.
- Los trabajos que no dispongan de prescripciones especificadas en este pliego podrán ser efectuados por el contratista atendiendo preferentemente a las órdenes dictadas por la dirección facultativa.

### 2.3.3 Materiales

- El contratista será el responsable del reductor hasta la fecha de entrega, por lo que cualquier defecto debe ser revisado por él.
- Si los materiales proporcionados para la fabricación no son los que se describen en el pliego de condiciones, el Ingeniero Técnico Director será el encargado de proporcionar los materiales adecuados.

## 3 Condiciones económicas

En el siguiente punto se describen los derechos y obligaciones tanto del contratista como de la parte contratante en lo que se refiere a las condiciones económicas, pudiendo involucrar también a técnicos que participen en el proyecto.

### 3.1 Fianza

El contratista deberá depositar una fianza que se calculará como un porcentaje sobre el valor de los trabajos ejecutados por la contrata. Esta fianza sirve como garantía a la hora de firmar el contrato y se realiza mediante un aval en la misma firma. Para este proyecto la fianza se fijará en un valor del 5% del coste del reductor de velocidad.

### 3.2 Composición de precios

En caso de que los trabajos a realizar se contraten a riesgo y ventura, se tomará como precio de contrata el que importa el coste de ejecución material, añadiéndole a éste un porcentaje en concepto de beneficio industrial del contratista. El beneficio se cifra en un 23%, a no ser que se dicte lo contrario.





### 3.3 Precios contradictorios

Solamente se permitirá la introducción de precios contradictorios si la Propiedad decidiera por medio del Ingeniero Técnico Director introducir cambios de calidad o nuevas unidades, o cuando surja una circunstancia imprevista. El contratista se verá obligado a efectuar dichos cambios. Los precios contradictorios jamás deben superar el 1,5% de la cantidad presupuestada, y deben ser aprobados por el Ingeniero Técnico Director, que además deberá garantizar la ejecución de los precios contradictorios.

### 3.4 Revisión de precios

Puesto que los trabajos se contratan a riesgo y ventura, no se realizará revisión alguna de los precios en tanto que estos no alcancen, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el calendario, un montante superior al 3% del importe presupuestado en el contrato. Si se producen aumentos en los precios al alza que lleguen a superar este porcentaje, se permitirá revisión de los precios con acuerdo a los parámetros establecidos por el BOE 311 29Dic1970.

### 3.5 Valoración y abono de los trabajos

Los pagos serán realizados por la parte contratante de acuerdo a una serie de plazos previamente establecidos, coincidiendo el importe de estos pagos con las certificaciones de trabajo efectuadas por el Ingeniero Técnico Director.

### 3.6 Acopio de materiales

Los aparatos de obra y acopios de materiales que la Propiedad ordene por escrito, deberán de ser efectuados por el contratista, siendo el contratista el responsable de la guardia y custodia de éstos. No obstante, aunque el contratista sea responsable de su custodia, los materiales abonados por el Propietario siguen siendo propiedad exclusiva de éste.

### 3.7 Seguros

El contratista debe asegurarse para garantizar los posibles daños de personal, maquinaria e instalaciones durante el proceso de ejecución. Adicionalmente la contrata debe suscribir un seguro de responsabilidad civil y disponer sistemas de seguridad y precintos necesarios para prevenir robos o daños causados por personal ajeno al proyecto.

### 3.8 Penalizaciones

Las penalizaciones pueden aplicarse o bien en caso de incumplimiento del contrato, o bien en caso de demora en los pagos. En el caso de la demora de los pagos, si la parte contratante no efectúa los pagos en el mes siguiente a la fecha convenida de pago, el contratista tendrá derecho de percibir una cantidad extra del 4,5% anual en concepto de intereses de demora sobre importe de la certificación. Si, en cambio, transcurren hasta tres meses desde la fecha inicialmente acordada de pago el contratista podrá resolver el contrato, procediendo a la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y materiales acopiados. En caso de que se incumpla alguno de los puntos acordados en el contrato, la penalización será la rescisión de éste.

### 3.9 Condiciones de pago

Las condiciones de pago son las que se muestran en el contrato acordado. Concretamente se deberá abonar un 25% del importe al inicio de la ejecución, se abonará otro 30% tras la primera certificación y otro 55% en una segunda certificación. Los pagos quedarán cerrados tras la devolución de la fianza del 15%.

Los pagos se deben realizar en el momento pactado y no se admitirá un retraso mayor a 15 días para efectuar los mismos.

## 4 Pliego de condiciones particulares

### 4.1 Condiciones técnicas

El pliego de condiciones técnicas es un documento que describe con detalle cómo se deben llevar a cabo los trabajos a realizar para efectuar adecuadamente la fabricación de las piezas mecanizadas, así como otras condiciones de ejecución del reductor, definiendo todo aquello que debido a su extensión no ha podido ser incluido en otros anexos del proyecto técnico. Por tanto este documento tiene por objetivo completar y mejorar los datos que aparecen en la memoria, anexos de cálculos y planos.

#### 4.1.1 Condiciones de los materiales

En este pliego se especifican los materiales que compondrán el reductor de velocidad, así como también los tratamientos térmicos y los procesos de mecanizado que se realizarán en los mismos. El reductor debe estar constituido por los materiales especificados por la oficina técnica, en acuerdo por lo especificado en el proyecto técnico.

Las características exigidas de los materiales por este documento serán las mínimas necesarias, admitiéndose materiales de características mejores o iguales, pero nunca peores que las aquí especificadas.

El suministrador será el encargado de cumplir con las especificaciones técnicas exigidas de los materiales, y además se solicitarán los materiales de un tamaño suficiente para facilitar su tratamiento o mecanización.

#### 4.1.2 Condiciones de suministro de los productos siderúrgicos empleados en la fabricación

Las condiciones técnicas generales referidas a indicaciones técnicas del pedido, control y certificación de los productos, derechos y deberes del receptor, número de ensayos y obtención de muestras, criterios de ensayo, análisis químicos, defectos superficiales e internos, tolerancia sobre las dimensiones, sobre la forma y sobre la masa, reclamaciones, interpretación de los resultados de los controles y documentación, vienen especificados por la norma UNE 36007.

Los aceros que se utilicen para la fabricación del reductor deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36076, referida a condiciones de suministro para productos calibrados de acero.

Los aceros aleados para temple y revenido deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36012, que está referida a los mismos.

En cuanto a las medidas y tolerancias de los redondos de acero, árboles de transmisión y ruedas dentadas, éstos vendrán dados por la norma UNE 36541.

Para describir los distintos tipos de tratamientos térmicos que se llevarán a cabo en los materiales, se tomará como referencia la norma UNE 36006. Por otra parte, los ensayos de productos de acero laminado y forjado deberán cumplir con lo estipulado en la norma UNE 7018.

#### 4.1.3 Descripción y justificación de los materiales

En este apartado se mencionan las propiedades físicas y químicas que deben cumplir los materiales empleados en la fabricación del reductor.

##### Fundición gris EN GJL-250:

Características mecánicas	
Módulo de elasticidad E (N/mm <sup>2</sup> )	118000
Carga de rotura Su (N/mm <sup>2</sup> )	250
Dureza Brinell HB	200

Características físicas	
Densidad (t/m <sup>3</sup> )	7,2
Conductividad térmica a 100°C (W/(m·K))	48,5
Dilatación térmica entre 20°C y 200°C (μm/(m·mK))	10
Resistencia eléctrica (Ω·mm <sup>2</sup> /m)	0,73

<b>Composición química</b>	
Carbono	2,50%
Silicio	1,20%
Manganeso	0,80%
Fósforo	≤ 0,15%
Azufre	≤ 0,12%

Esta fundición gris tiene una buena colabilidad y es fácilmente mecanizable. Tiene una buena resistencia al desgaste y ligera resistencia a la corrosión gracias a las trazas de silicio presentes en él. Se emplea habitualmente en fabricación de engranajes, árboles de levas, cárteres y discos de embrague.

### Acero C45

<b>Características mecánicas</b>	
ε %	20
Carga de rotura Su (N/mm <sup>2</sup> )	660
Dureza Brinell HB	197

<b>Características físicas</b>	
Densidad (t/m <sup>3</sup> )	7,6
Conductividad térmica (unidades c.g.s.)	0.9
Dilatación térmica	5,1 · 10 <sup>-6</sup> °F
Resistencia eléctrica (Ω·mm <sup>2</sup> /m)	0,52

<b>Composición química</b>	
Carbono	0,40%
Silicio	≤ 1,2%
Manganeso	0,50%
Fósforo	≤ 0,035%
Azufre	≤ 0,035%
Cromo	≤ 0,40%
Molibdilo	≤ 0,1%
Níquel	≤ 0,4%

Este acero resulta adecuado para temple superficial, moldes y soldadura. Se emplea habitualmente en: ejes, engranajes, tornillos, cigüeñales, manivelas, chavetas y bielas.

**Acero 20MnCr5**

<b>Características mecánicas</b>	
$\epsilon$ %	23
Carga de rotura Su (N/mm <sup>2</sup> )	6680
Dureza Brinell HB	207

<b>Características físicas</b>	
Densidad (t/m <sup>3</sup> )	7,8
Conductividad térmica a 100°C (W/(m·K))	47
Dilatación térmica entre 20°C y 200°C ( $\mu\text{m}/(\text{m}\cdot\text{mK})$ )	12
Resistencia eléctrica ( $\Omega\cdot\text{mm}^2/\text{m}$ )	0,16

<b>Composición química</b>	
Carbono	0,17%
Silicio	$\leq 0,4\%$
Manganeso	1,10%
Fósforo	$\leq 0,025\%$
Azufre	$\leq 0,035\%$
Cromo	$\leq 1\%$

Se trata de un acero de cementación utilizado para trabajar en frío, con buena maquinabilidad y alta capacidad de pulido. Este acero se emplea habitualmente en coronas y piñones, engranajes, ejes y árboles y otras piezas de tamaño mediano.

**4.1.4 Tratamientos térmicos**

A los ejes se les practicará un tratamiento de normalizado para así conseguir que el acero sea más tenaz que en su estado natural. Este tratamiento consiste en calentar los ejes de 30 a 50 grados Celsius por encima de su temperatura crítica superior y mantener esa temperatura hasta que se produzca la transformación completa del material en austenita. Después se deja enfriar a temperatura ambiente, consiguiéndose que la estructura se vuelva más uniforme.

En cuanto al resto de las piezas, éstas se someterán a un proceso de temple y revenido con el objetivo de que alcancen las características mecánicas deseadas y puedan aguantar los choques, vibraciones y rozamientos a los que se verán sometidas. A continuación se describen estos procesos:

-Temple: se basa en calentar y enfriar rápidamente la pieza, produciéndose el enfriamiento mediante baño en agua, aceite, convección forzada de aire...etc. El temple permite convertir la mayor superficie posible en martensita.

-Revenido: Se realiza inmediatamente después del proceso de temple, y tiene como finalidad disminuir los efectos perniciosos del temple, conservando la dureza y

umentando la tenacidad. El revenido consiste en enfriar la pieza lentamente en aceite, con un tiempo de unos 2 minutos por milímetro, manteniendo el proceso de enfriamiento durante un mínimo de 30 minutos.

#### 4.1.5 Condiciones y exigencias de la carcasa

La carcasa debe tener un grosor de pared lo bastante ancho como para evitar deformarse debido a las cargas impuestas por los ejes sobre ésta. También debe poder absorber las vibraciones que se produzcan debido al funcionamiento de los engranajes, por lo que se deberá fabricar obligatoriamente por fundición.

Se deberán mecanizar mediante fresado las partes de la carcasa que estén en contacto con otras partes de la misma (por ejemplo entre las tapas de los ejes y la superficie de la carcasa en la que se apoyan), así como los huecos en los que se alojan los rodamientos. Estos huecos deberán tener una tolerancia de K6, para que haya un juego entre rodamiento y carcasa que permita su montaje.

Se deberán mecanizar los taladros y roscados necesarios para la fijación de las tapas y tapones. También es necesario realizar los procesos de temple y revenido anteriormente mencionados, así como dotar a la carcasa de una capa de pintura para prevenir la corrosión y mejorar su aspecto estético. Con acuerdo a la norma UNE 17052 se deberá ubicar una junta entre la tapa de la carcasa y la base para asegurar la estanqueidad y evitar fugas de lubricante

#### 4.1.6 Condiciones y exigencias de las tapas de los ejes

Para facilitar la construcción del reductor, las tapas de los ejes se fabricarán con la misma fundición gris que la empleada para el resto de la carcasa (GJL-250). Las tapas se deberán fabricar con una tolerancia Js8.

#### 4.1.7 Condiciones y exigencias de los engranajes

**Material:** Los engranajes se fabricarán en una fundición gris recogida por la norma UNE EN 1561:2012 como GJL 250. Se emplea esta fundición debido a su fácil maquinabilidad y colabilidad, lo que hace mucho más barata la fabricación de los engranajes, que se fabricarán mediante mecanizado. Todos los engranajes se mecanizarán en el mismo acero con objetivo de facilitar la fabricación y abaratar costes.

**Mecanización:** En lo que respecta a la mecanización y montaje de los engranajes, siguiendo los estándares ISO los engranajes se mecanizarán con una calidad  $Q_{ISO} = 8$ . Además los engranajes se montarán sin ajustes y sin rodaje posterior, para así reducir costes y tiempos de fabricación. Los diámetros interiores de los agujeros de los engranajes tendrán una tolerancia H7 para que sea posible montarlos sobre sus respectivos ejes, pero al mismo tiempo tengan un ajuste estrecho que minimice los cambios de posición del engranaje respecto a su posición de diseño, ya que este efecto indeseado podría provocar el deterioro prematuro de los engranajes por posibles interferencias o rozamientos indebidos.

**Ajuste cubo de chaveta:** El chavetero del engranaje deberá tener un ajuste de tipo Js9 para facilitar el montaje del mismo encima de su respectiva chaveta.



**Proceso de fabricación:** Respecto a todos los parámetros no definidos en este documento, relativos a la fabricación de los engranajes, la contrata tendrá plena libertad para la fabricación de los mismos, siempre y cuando se garanticen los mínimos de calidad descritos en este pliego y se realice la fabricación con acuerdo a lo proyectado.

#### 4.1.8 Condiciones y exigencias de los árboles

##### -Material

Los ejes son la parte más crítica en lo que a los cálculos respecta. Para escoger el material del que se componen los ejes se debe tener en cuenta que éstos deben poder resistir tanto los esfuerzos de flexión como los de torsión, siendo estos últimos más críticos y por tanto la principal referencia para dimensionar los engranajes, como se puede ver en el anexo de cálculos del proyecto. Se empleará por tanto para la fabricación de los ejes un acero de cementación 20MnCr5, con características como las descritas en el apartado de “Descripción y justificación de los materiales”. Este acero es el ideal puesto que posee una superficie resistente al desgaste, un núcleo tenaz, y resulta fácil de mecanizar. Además es resistente a la tracción, lo que significa que puede resistir las fuerzas de tracción que puedan imponer los engranajes helicoidales durante su funcionamiento.

##### -Fabricación

Se fabricarán los ejes partiendo de un redondo comercial que previamente se tronará, teniendo en cuenta que el tronado debe ser algo mayor que la longitud del eje proyectado para así poder mecanizar también los extremos del redondo y conseguir que toda la pieza tenga calidad de mecanizado. Por este mismo motivo el redondo debe tener un diámetro comercial mayor que el diámetro máximo del eje a mecanizar.

Los árboles se mecanizarán principalmente mediante el uso de máquina torneadora, y se empleará rectificadora allí donde sea necesario para alcanzar las calidades especificadas para la fabricación de los chaveteros se empleará un proceso de fresado frontal.

##### -Ajustes y tolerancias

**Calidad acabados:** Con acuerdo a la norma UNE 18048, para los árboles se empleará una calidad de ISO 5.

**Chaflanes:** Por seguridad en la manipulación de los ejes, los extremos de cada eje estarán achaflanados con chaflanes de 45° y un ancho de 1 mm.

**Ajustes de los rodamientos:** Es necesario que entre los rodamientos y los ejes en los que van montados exista algún apriete para asegurarlos en sus posiciones y evitar el desgaste prematuro de estos elementos (el deslizamiento de la cara interior del rodamiento con el eje). Puesto que se busca apriete, se empleará un ajuste k5, y si es necesario, los rodamientos se montarán haciendo uso de un martillo de goma para evitar dañar tanto el eje como los elementos rodantes.



**Ajustes de los chaveteros:** Los ajustes de los chaveteros vienen dados por la norma UNE 17102-1:1967. Para los ejes de este reductor se emplearán chaveteros con un ajuste normal de N9, tanto para el ancho como para la profundidad del chavetero.

#### 4.1.9 Controles de calidad

##### 4.1.9.1 Carcasa

Se requerirá comprobar que la carcasa no tenga grietas, ya que debe ser capaz de absorber vibraciones, y las grietas podrían actuar como concentradores de tensión que produzcan un quiebre de la carcasa. Además, se podría dar el fenómeno de fugas de lubricante a través de las grietas.

Se deberá comprobar mediante escuadra que las caras de la carcasa son perpendiculares y que las opuestas son paralelas, y así mismo se deberá comprobará también que los huecos que alojan los rodamientos tienen las dimensiones especificadas en los planos mediante el uso de calibre de interiores.

##### 4.1.9.2 Engranajes

Si las dimensiones de los engranajes, o su montaje es incorrecto, estos durante su funcionamiento podrían darse golpes, provocar ruidos, sufrir interferencias y desconcharse. Por tanto el control de calidad en estos dispositivos es extremadamente importante. El control de calidad debe ser llevado a cabo por el departamento de control de calidad, realizando un muestreo durante el proceso de fabricación de la pieza, teniendo en cuenta las normas de viabilidad técnica y económica. Las partes a verificar serán:

- Espesor del diente
- El paso
- La dirección de los flancos
- La marcha concéntrica
- Que la anchura y profundidad del chavetero esté dentro de las tolerancias especificadas
- El paralelismo de las caras del chavetero con el eje del árbol
- Que la ranura del chavetero sea diametral

Estas comprobaciones se realizarán siguiendo los siguientes preceptos:

- Para el espesor de diente se mide la anchura entre varios dientes.
- El paso se mide con un medidor de paso, formado por un palpador fijo y otro articulado.
- Para los defectos de forma se utilizan calibres
- La comprobación de la profundidad del chavetero se realiza con un calibre de interiores.



### 4.1.9.3 Ejes

El control de calidad de los ejes se lleva a cabo mediante un muestreo durante la fabricación en curso. El diámetro de los ejes se verificará con un compás. Se empleará un comparador para intentar detectar posibles errores de conicidad, abombamiento, concavidad o cualquier otra deformación producida durante la mecanización del árbol.

A la hora de verificar las medidas se deberán seguir las siguientes reglas relativas al uso de los calibres de precisión:

- Se deben manejar con cuidado, evitando golpes, ya que es un mecanismo muy delicado y puede estropearse con ellos.
- El operario encargado de realizar las medidas debe conocer el aparato, su funcionamiento y el alcance de la medida del mismo.
- La exactitud del instrumento debe guardar proporción con el propósito de medición. Los calibres de precisión no deben usarse más que cuando resulta necesario.
- Deben estar fijados a sus soportes, pero sin forzarlos.
- Antes de fijar el calibre de medición habrá que limpiar cuidadosamente las superficies de apoyo y la limpieza del patrón.
- Se evitarán los errores de medida, como el paralelaje, y los de posicionamiento del calibre.
- Se debe tener en cuenta la temperatura, verificando que entre la pieza patrón y la que se desea verificar no haya diferencia de temperaturas.

### 4.1.10 Condiciones y exigencias de elementos normalizados

A continuación se describen las condiciones en las que se deben presentar aquellos elementos normalizados que se adquieren a empresas externas debido a su dificultad de fabricación.

#### 4.1.10.1 Rodamientos

Los rodamientos se adquirirán a la empresa SKF. Éstos han sido escogidos por sus características mostradas en el catálogo de la empresa, y que deberán ser comprobadas a la recepción de los rodamientos. Las características son las siguientes:

**SKF 6403**

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	17 mm
Diámetro exterior	D	62 mm
Anchura	B	17 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	22,9 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	10,8 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,455 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,035
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	11

**SKF 6203**

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	17 mm
Diámetro exterior	D	40 mm
Anchura	B	12 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	9,95 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	4,75 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,2 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,025
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13

**SKF 16004**

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	20 mm
Diámetro exterior	D	42 mm
Anchura	B	8 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	7,28 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	4,05 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,173 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,02
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	14,9

**SKF 6207 ETN9**

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	35 mm
Diámetro exterior	D	72 mm
Anchura	B	17 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	31,2 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	17,6 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,75 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,025
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13

**SKF 63/22**

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	22 mm
Diámetro exterior	D	56 mm
Anchura	B	16 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	18,6 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	9,3 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,39 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,03
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	12,4

**SKF 63/28**

Propiedad	Símbolo	
Diámetro interior	d	28 mm
Diámetro exterior	D	68 mm
Anchura	B	18 mm
Capacidad de carga dinámica básica	C	25,1 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	13,7 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0,585 kN
Factor de cálculo	K <sub>r</sub>	0,03
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13

#### 4.1.10.2 Retenes

Para asegurar la estanqueidad en los huecos de los rodamientos de los ejes de entrada y salida se emplearán retenes. Estos retenes se adquirirán a la empresa SKF. Los retenes seleccionados son los modelos “17x47x7 HMS5 RG” y “28x52x7 HMSA RG”. Las características que deben poseer ambos retenes son las siguientes:

- Labio de caucho de nitrilo resistente a químicamente a lubricante.
- Resorte interno para generar presión sobre los ejes.
- Funcionamiento adecuado bajo temperaturas de hasta 100 °C

#### 4.1.10.3 Tapones

Para el llenado y vaciado de la carcasa se disponen dos tapones en la parte superior e inferior de la misma que se adquirirán a la distribuidora “Elesa Ganter”. Se requerirá que estos tapones lleguen dentro de sus respectivos embalajes originales y sin abrir. Las características que deberán tener estos tapones son las siguientes:

- Junta tórica de caucho de nitrilo resistente químicamente a lubricantes industriales
- Fabricación en poliamida 66, con ranura en su parte superior que permita el atornillado mediante destornillador
- Rosca normalizada de métrica M16

Así mismo, la carcasa también constará de una mirilla para revisar el nivel de lubricante. Esta mirilla también se adquirirá a “Elesa Ganter”. Sus características deben ser las siguientes:

- Junta tórica de caucho de nitrilo resistente químicamente a lubricantes industriales
- Fabricación en latón de aleación CuZn40Pb2
- Resistencia hasta temperaturas de 100°C
- Visor de vidrio flotado

#### 4.1.10.4 Casquillos

Los casquillos separadores se fabricarán en el mismo material que las chavetas, en acero “C45”. El procedimiento para fabricarlos consistirá en tronzar tubos de este material a la distancia adecuada para que los casquillos tengan finalmente las longitudes indicadas en los planos.

#### 4.1.10.5 Chavetas

Las chavetas se harán con un acero recogido por la norma UNE-EN 10021-1 como “C45”. Este material tiene la característica de tener una resistencia menor que la de los ejes del reductor, por lo que en caso de una sobrecarga, los primeros elementos que se romperán o fallarán serán las chavetas, actuando así como elemento de seguridad y previniendo la rotura de los ejes y engranajes, que son elementos mucho más caros y difíciles de sustituir que la chaveta. Las características del acero C45 son las que se muestran a continuación:

<b>Características mecánicas</b>	
$\epsilon$ %	20
Carga de rotura $S_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	660
Carga de rotura $S_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	390
Dureza Brinell HB	197

<b>Características físicas</b>	
Densidad (t/m <sup>3</sup> )	7,6
Conductividad térmica (unidades c.g.s.)	0.9
Dilatación térmica	$5,1 \cdot 10^{-6}$ °F
Resistencia eléctrica ( $\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ )	0,52

<b>Composición química</b>	
Carbono	0,40%
Silicio	$\leq 1,2\%$
Manganeso	0,50%

Fósforo	$\leq 0,035\%$
Azufre	$\leq 0,035\%$
Cromo	$\leq 0,40\%$
Molibdèneo	$\leq 0,1\%$
Níquel	$\leq 0,4\%$

Las dimensiones de las chavetas están regularizadas por la norma UNE 17102-1:1967, y son las siguientes:

Chaveta	L (mm)	B (mm)	H (mm)	Profundidad eje (h1)	Profundidad cubo (h2)	Material
Piñón etapa 1	18	6	6	3,5	2,8	C45
Rueda etapa 1	18	10	8	5	3,3	C45
Piñón etapa 2	53,75	10	8	5	3,3	C45
Rueda etapa 2	43	8	7	4	3,3	C45

## 4.2. Montaje

### 4.2.1 Introducción

A continuación se detalla cómo se debe montar el reductor una vez todas sus piezas han sido fabricadas. El montaje se deberá realizar siguiendo las siguientes condiciones:

- Se deberá tener en cuenta en todo momento la seguridad del operario/os encargado del montaje.
- Se debe asegurar que a la hora del montaje todas las piezas que conforman el reductor no sufren ningún tipo de daño.
- El reductor debe montarse sobre una superficie rígida y plana para garantizar su estabilidad.
- En el caso de que se prevean sobrecargas en la marcha del motor, se deberán instalar limitadores de para electrónicos o bien acoplamientos hidráulicos de seguridad, o cualquier otro elemento que limite la sobrecarga sobre las piezas del reductor.
- Se debe garantizar de forma previa a la conexión del reductor que la tensión del motor corresponde a la de alimentación.
- Se deben evitar los golpes sobre los rodamientos en el montaje de poleas, piñones o acoplamientos destinados a transmitir movimiento y fuerza desde o hacia las máquinas motriz y acoplada.

#### 4.2.2 Guía de montaje

1. Introducir el eje de entrada a través de su respectivo agujero
2. Montar la chaveta del piñón de la 1ª etapa en el chavetero del eje
3. Montar el piñón en el eje procurando que la chaveta quede dentro del cubo
4. Introducir el casquillo del eje de entrada hasta que quede colindante con el engranaje
5. Introducir desde dentro de la carcasa el rodamiento SKF 6203 hasta que quede colindante con el casquillo
6. Colocar la arandela elástica que fija el rodamiento anteriormente mencionado en su respectiva ranura.
7. Introducir el rodamiento SKF 6403 desde el exterior de la carcasa hasta que toque el resalte del eje dispuesto para ello
8. Montar la arandela elástica que fija dicho rodamiento en su respectiva ranura
9. Introducir el eje con dentro del hueco dispuesto en el interior de la carcasa para alojar al rodamiento SKF 6203, y empujar hasta que el eje quede fijo en su posición de montaje.
10. Ubicar el retén radial desde el exterior de la carcasa para que quede en contacto con el rodamiento SKF 6403 de tal modo que el labio de caucho del retén se ubique lo más próximo posible al rodamiento.
11. Atornillar la tapa del eje de entrada mediante 5 tornillos Din 933 M5x20, ejerciendo un par suficiente como para garantizar que dicha tapa no se soltará por las vibraciones propias de la carcasa.
12. Insertar el eje intermedio dentro de la carcasa a través del agujero de menor tamaño.
13. Colocar la chaveta correspondiente a la rueda de la 1ª etapa en su chavetero respectivo.
14. Introducir desde dentro de la carcasa, por el lado del eje que no tiene resaltes mecanizados, la rueda de la 1ª etapa y el casquillo de mayor tamaño.
15. Ubicar la chaveta del piñón de la 2ª etapa en su hueco respectivo, y a continuación montar el piñón encima.
16. Insertar el casquillo de menor tamaño a través del eje hasta que quede colindante con el piñón de la 2ª etapa.
17. Desde el exterior de la carcasa, insertar en el eje intermedio el rodamiento SKF 6207 ETN9 en el hueco dispuesto para su alojamiento, y a continuación poner la arandela elástica que lo fija en la ranura destinada para este cometido.
18. Insertar el rodamiento SKF 16004 desde el otro extremo del eje, encajándolo en el hueco dispuesto para alojarlo, y seguidamente montar la arandela que lo fija en su respectiva ranura.
19. Atornillar las tapas del eje intermedio en las superficies dispuestas para ello en el exterior de la carcasa.
20. Introducir el eje de salida desde el exterior de la carcasa a través del hueco dispuesto para ello.
21. Desde el interior de la carcasa, ubicar la chaveta de la rueda de la 2ª etapa en su respectivo hueco y a continuación insertar la rueda en el eje haciendo coincidir su cubo con la chaveta.

22. Desde el interior de la carcasa, montar el rodamiento 63/22 en el eje y a continuación insertar la arandela que fija este rodamiento en su respectiva ranura, así como también la arandela que fija el engranaje.
23. Introducir el casquillo desde el exterior de la carcasa hasta que quede colindante con el engranaje.
24. Insertar el rodamiento 63/28 desde el exterior de la carcasa hasta que toque con el resalte de la misma dispuesto para este fin.
25. Montar la arandela que fija este rodamiento en su respectiva ranura.
26. Introducir el retén del eje de salida desde el exterior de la carcasa hasta que toque al rodamiento anteriormente mencionado, procurando que el labio de caucho quede del lado del rodamiento, y nunca dispuesto hacia el exterior.
27. Atornillar la tapa del eje de salida sobre la carcasa, en la superficie dispuesta para ello.
28. Montar la junta de la tapa superior sobre el canto de la base de la carcasa, haciendo que su forma coincida con el perfil de ésta.
29. Ubicar la tapa que cierra la carcasa encima de la junta anteriormente mencionada y atornillarla ejerciendo un par suficiente sobre los tornillos como para garantizar que el conjunto base de carcasa-junta-tapa de carcasa generan la estanqueidad requerida para evitar fugas de lubricante.
30. Atornillar la mirilla de control del lubricante y el tapón de vaciado en sus respectivos huecos.
31. Llenar el reductor con el lubricante ISO VG 460 hasta la altura del eje de entrada (altura de la mirilla).
32. Atornillar el tapón de llenado de lubricante en su hueco respectivo.

### 4.3 Condiciones de entrega, seguridad y garantía

A continuación se describen una serie de condiciones que se deberán seguir para asegurar la seguridad del personal que trabaje con el reductor, así como también para prevenir un fallo prematuro del mismo.

**Lubricantes:** se deberán seguir las instrucciones que indique el fabricante del lubricante y evitar su contacto con la piel, pues puede ser dañino.

**Fuego o explosión:** Se debe evitar el uso de elementos incandescentes en las proximidades del reductor de velocidad debido al riesgo de incendio del lubricante.

**Recalentamientos:** Si el reductor se recalentase podría liberar gases o humos tóxicos, cuya inhalación debe evitarse.

**Protecciones:** Los elementos giratorios y móviles de los ejes deben ser protegidos para evitar el atrapamiento de miembros corporales o accidentes laborales por parte del personal que trabaje con el reductor.

**Equipo eléctrico:** Se debe aislar la corriente durante las operaciones de trabajo sobre el reductor, con el objetivo de evitar que el personal pudiera electrocutarse.



**Quemaduras:** El reductor puede alcanzar temperaturas considerablemente elevadas, por lo que durante su funcionamiento deberá se deberá evitar el contacto directo de la piel con las superficies del reductor. Así mismo, se deberá tener la precaución de no tocar el reductor durante un tiempo prudencial tras su parada, para permitir que éste se enfríe.

**Almacenaje:** Cuando el reductor se deba almacenar por un periodo superior a 6 meses, se deberá consultar con el fabricante para averiguar cómo se debe realizar su correcta conservación.

**Mantenimiento:** El mantenimiento se deberá realizar con las herramientas adecuadas y repuestos recomendados por el fabricante. Se deberá consultar el manual de mantenimiento antes de realizar cualquier operación sobre el equipo.

## 5 Pliego de condiciones legales

A continuación se detallan las leyes que tanto la parte contratante como el Contratista deben de cumplir.

El Contratista tendrá la obligación de responsabilizarse de la ejecución de los trabajos de acuerdo con el contrato y con el proyecto técnico, excluyendo a la memoria. Así mismo deberá respetar lo dictado por la Ley de Contratos de Trabajo y verse obligado a rectificar todo lo mal ejecutado durante la fabricación, incluso en el caso de que las partidas correspondientes a dichas rectificaciones hayan sido liquidadas con anterioridad a las mismas.

### Accidentes

En caso de accidente el contratista deberá cumplir lo estipulado a estos efectos en la legislación vigente, debiendo cumplir todas las normas. La Propiedad no podrá ser acusada, bajo ningún concepto, responsabilidad relacionada con los posibles accidentes.

También se hará responsable al Contratista de todos los accidentes que puedan darse durante la fabricación sobrevenidos por inexperiencia o descuido, tanto si estos accidentes ocurren en las instalaciones propiedad del Contratista, como en instalaciones ajenas. Por lo tanto las indemnizaciones correspondientes serán abonadas por él, a quien corresponda y cuando hubiere lugar.

### Copias del proyecto:

El Contratista tendrá derecho a sacar copias de todo el proyecto o de alguna de sus partes individuales, según lo desee. También tendrá derecho a exigir al Ingeniero Técnico Director la autorización de dichas copias con su firma, una vez confrontadas.





## Causas de rescisión:

Se considerarán como causas de rescisión admisibles las siguientes:

- Muerte o incapacidad del Contratista
- La quiebra del Contratista.

En estos casos, si los herederos o síndicos se ofrecen a llevar a cabo las tareas bajo las mismas condiciones que las estipuladas en el contrato, el Propietario puede acceder a aceptar el ofrecimiento o rechazarlo sin vinculación alguna, lo que significa que en caso de que el Propietario rechace el ofrecimiento los herederos o síndicos no tendrán ningún derecho a indemnización.

## Alteraciones del contrato:

Se admitirán las alteraciones en el contrato cuando se den las siguientes causas:

- La modificación de las unidades de obra: Si estas modificaciones representan variaciones en al menos un 40% de alguna de las unidades del proyecto modificadas
- La suspensión de la fabricación ya comenzada: Si se suspende la fabricación una vez comenzada, o bien si por causas ajenas al Contratista no se da comienzo a la fabricación en el plazo de tres meses a partir de la adjudicación, se podrá alterar el contrato y se realizará una devolución automática de la fianza.
- La suspensión de la fabricación ya comenzada: Si han transcurrido más de seis meses desde el plazo de adjudicación.
- La modificación del proyecto que represente alteraciones fundamentales: Si el Ingeniero Técnico Director juzga que se han dado modificaciones que alteran partes fundamentales del proyecto y si estas variaciones implican modificaciones en el presupuesto de ejecución en al menos el 40% de alguna de las unidades del proyecto alteradas, se podrá modificar el contrato.
- Comienzo de los trabajos: el no dar comienzo a la Contrata a los trabajos dentro del plazo estipulado en las condiciones señaladas en el contrato.
- Incumplimiento del contrato: Si se incumplen las condiciones del contrato por descuido o mala fe.

# **Presupuesto**



<b>1 Cuadro de precios.....</b>	<b>3</b>
<b>1.1 Mano de obra .....</b>	<b>3</b>
<b>1.2 Maquinaria .....</b>	<b>3</b>
<b>1.3 Materiales .....</b>	<b>3</b>
<b>2 Estado de mediciones .....</b>	<b>4</b>
<b>2.1 Engranajes.....</b>	<b>4</b>
<b>2.2 Ejes.....</b>	<b>4</b>
<b>2.3 Chavetas .....</b>	<b>4</b>
<b>2.4 Rodamientos.....</b>	<b>5</b>
<b>2.5 Arandelas.....</b>	<b>5</b>
<b>2.6 Casquillos .....</b>	<b>5</b>
<b>2.7 Tapas y tapones.....</b>	<b>5</b>
<b>2.8 Retenes.....</b>	<b>5</b>
<b>2.9 Otros .....</b>	<b>6</b>
<b>3 Cuadro de precios descompuesto .....</b>	<b>6</b>
<b>3.1 Engranajes.....</b>	<b>6</b>
3.1.1 Piñón 1ª etapa .....	6
3.1.2 Rueda 1ª etapa .....	6
3.1.3 Piñón 2ª etapa .....	7
3.1.4 Rueda 2ª etapa .....	7
<b>3.2 Ejes.....</b>	<b>7</b>
3.2.1 Eje entrada .....	7
3.2.2 Eje intermedio.....	8
3.2.3 Eje salida.....	8
<b>3.3 Chavetas .....</b>	<b>8</b>
<b>3.4 Rodamientos.....</b>	<b>8</b>
<b>3.5 Arandelas.....</b>	<b>9</b>
<b>3.6 Casquillos .....</b>	<b>9</b>
<b>3.7 Tapones lubricante .....</b>	<b>9</b>
<b>3.8 Retenes.....</b>	<b>9</b>
<b>3.9 Carcasa .....</b>	<b>10</b>
<b>3.10 Tapas .....</b>	<b>10</b>



---

3.10.1 Tapa eje entrada.....	10
3.10.2 Tapa eje intermedio izquierda .....	10
3.10.3 Tapa eje intermedio derecha .....	11
3.10.4 Tapa eje salida.....	11
<b>3.11 Otros .....</b>	<b>11</b>
<b>4 Presupuesto de ejecución material .....</b>	<b>12</b>
<b>5 Presupuesto Base Contrata.....</b>	<b>12</b>
<b>6 Presupuesto Total.....</b>	<b>13</b>



## 1 Cuadro de precios

### 1.1 Mano de obra

Operario	Coste
Oficial de primera	11 €/h
Oficial de segunda	7,5 €/h

### 1.2 Maquinaria

Máquina	Coste
Fresadora	27 €/h
Torno	19 €/h
Rectificadora	31 €/h
Taladradora	15 €/h
Roscadora	15 €/h
Tronzadora	20 €/h
Capa de imprimación y Pintado	23 €/h

### 1.3 Materiales

Material	Coste
Acero GJL-250	1,3 €/Kg
Acero 20MnCr5	2,2 €/Kg
Chaveta LxBxH 18x6x6	1,12 €/ud
Chaveta LxBxH 18x10x8	1,45 €/ud
Chaveta LxBxH 53,75x10x8	2,32 €/ud
Chaveta LxBxH 43x8x7	1,63 €/ud
Rodamiento SKF 6403	31,12 €/ud
Rodamiento SKF 6203	9,2 €/ud
Rodamiento SKF 16004	11,18 €/ud
Rodamiento SKF 6207 ETN9	16,43 €/ud
Rodamiento SKF 63/22	35,26 €/ud
Rodamiento SKF 63/28	33,81 €/ud
Arandela Ø 17mm e 1mm	0,57 €/ud
Arandela Ø 20mm e 1,2mm	0,70 €/ud
Arandela Ø 35mm e 1,5mm	0,95 €/ud
Arandela Ø 22mm e 1,2mm	0,75 €/ud
Arandela d 28mm e 1,6	0,80 €/ud
Casquillo eje entrada	0,40 €/ud
Casquillo eje intermedio 1	2,8 €/ud



Casquillo eje intermedio 2	2,8 €/ud
Casquillo eje salida	0,56 €/ud
Junta XNBR (306 x 216)	9,07 €/ud
Retén SKF 17x47x7 HMS5 RG	5,27 €/ud
Retén SKF 28x52x7 HMSA 10 RG	7,01 €/ud
Tapón llenado aceite	0,56 €/ud
Tapón vaciado aceite	0,91 €/ud
Mirilla control lubricante	6,58 €/ud
Lubricante VG 460	6,7 €/l
Carcasa (Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra)	105 €/ud
Tapa de ejes (Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra)	17 €/ud
Tornillo DIN 933 M5	0,21 €/ud
Tornillo DIN 933 M5	0,28 €/ud

## 2 Estado de mediciones

### 2.1 Engranajes

Piñón 1ª etapa	1 Ud
Rueda 1ª etapa	1 Ud
Piñón 2ª etapa	1 Ud
Rueda 2ª etapa	1 Ud

### 2.2 Ejes

Eje entrada	1 Ud
Eje intermedio	1 Ud
Eje salida	1 Ud

### 2.3 Chavetas

Chaveta LxBxH 18x6x6	1 Ud
Chaveta LxBxH 18x10x8	1 Ud
Chaveta LxBxH 53,75x10x8	1 Ud
Chaveta LxBxH 43x8x7	1 Ud

## 2.4 Rodamientos

Rodamiento SKF 6403	1 Ud
Rodamiento SKF 6203	1 Ud
Rodamiento SKF 16004	1 Ud
Rodamiento SKF 6207 ETN9	1 Ud
Rodamiento SKF 63/22	1 Ud
Rodamiento SKF 63/28	1 Ud

## 2.5 Arandelas

Arandela $\varnothing$ 17mm e 1mm	2 Ud
Arandela $\varnothing$ 20mm e 1,2mm	1 Ud
Arandela $\varnothing$ 35mm e 1,5mm	1Ud
Arandela $\varnothing$ 22mm e 1,2mm	1 Ud
Arandela $\varnothing$ 28mm e 1,6 mm	2 Ud

## 2.6 Casquillos

Casquillo eje entrada $\varnothing_{int}$ 17mm	1 Ud
Casquillo eje intermedio 1 $\varnothing_{int}$ 35mm	1 Ud
Casquillo eje intermedio 2 $\varnothing_{int}$ 35mm	1 Ud
Casquillo eje salida $\varnothing_{int}$ 28mm	1Ud

## 2.7 Tapas y tapones

Tapa eje entrada	1Ud
Tapa izquierda eje intermedio	1 Ud
Tapa derecha eje intermedio	1Ud
Tapa eje salida	1 Ud
Tapón llenado aceite	1 Ud
Tapón vaciado aceite	1 Ud

## 2.8 Retenes

Retén SKF 17x47x7 HMS5 RG	1 Ud
Retén SKF 28x52x7 HMSA 10 RG	1 Ud

## 2.9 Otros

Junta tapa XNBR (306 x 216)	1 Ud
Mirilla control lubricante	1 Ud
Lubricante VG 460	4,31 L
Tornillo DIN 933 M5 x 20	20 Ud
Tornillo DIN 933 M5 x 30	10 Ud

## 3 Cuadro de precios descompuesto

### 3.1 Engranajes

#### 3.1.1 Piñón 1ª etapa

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tronzado	h	0,15	20	3
Torneado	h	0,6	19	11,4
Fresado	h	0,5	27	13,5
Taladrado	h	0,1	15	1,5
Rectificado	h	0,2	31	6,2
Fundición gris GJL-250	Kg	0,46	1,3	0,598
			<b>TOTAL</b>	<b>33,2</b>

#### 3.1.2 Rueda 1ª etapa

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tronzado	h	0,15	20	3
Torneado	h	0,7	19	13,3
Fresado	h	2,5	27	67,5
Taladrado	h	0,2	15	3
Rectificado	h	0,5	31	15,5
Fundición gris GJL-250	Kg	3,412	1,3	4,4356
			<b>TOTAL</b>	<b>103,74</b>



### 3.1.3 Piñón 2ª etapa

	<i>Uds</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio parcial</i> (€)	<i>Precio total</i> (€)
<i>Tronzado</i>	h	0,15	20	3
<i>Torneado</i>	h	0,7	19	13,3
<i>Fresado</i>	h	0,6	27	16,2
<i>Taladrado</i>	h	0,16	15	2,4
<i>Rectificado</i>	h	0,5	31	15,5
<i>Fundición gris GJL-250</i>	Kg	2,019	1,3	2,6247
			<b>TOTAL</b>	<b>50,03</b>

### 3.1.4 Rueda 2ª etapa

	<i>Uds</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio parcial</i> (€)	<i>Precio total</i> (€)
<i>Tronzado</i>	h	0,15	20	3
<i>Torneado</i>	h	0,8	19	15,2
<i>Fresado</i>	h	3	27	81
<i>Taladrado</i>	h	0,16	15	2,4
<i>Rectificado</i>	h	0,6	31	18,6
<i>Fundición gris GJL-250</i>	Kg	11,089	1,3	14,4157
			<b>TOTAL</b>	<b>131,62</b>

## 3.2 Ejes

### 3.2.1 Eje entrada

	<i>Uds</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio parcial</i> (€)	<i>Precio total</i> (€)
<i>Tronzado</i>	h	0,1	20	2,00
<i>Torneado</i>	h	0,4	19	7,60
<i>Fresado</i>	h	0,15	27	4,05
<i>Rectificado</i>	h	0,3	31	9,30
<i>Acero 20MnCr5</i>	Kg	0,63	2,2	1,39
			<b>TOTAL</b>	<b>24,34</b>

### 3.2.2 Eje intermedio

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tronzado	h	0,1	20	2
Torneado	h	0,6	19	11,4
Fresado	h	0,2	27	5,4
Rectificado	h	0,6	31	18,6
Acero 20MnCr5	Kg	3,25	2,2	7,15
			<b>TOTAL</b>	<b>44,55</b>

### 3.2.3 Eje salida

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tronzado	h	0,1	20	2
Torneado	h	0,5	19	9,5
Fresado	h	0,25	27	6,75
Rectificado	h	0,5	31	15,5
Acero 20MnCr5	Kg	1,05	2,2	2,31
			<b>TOTAL</b>	<b>36,06</b>

### 3.3 Chavetas

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Chaveta LxBxH 18x6x6	Uds	1	1	1
Chaveta LxBxH 18x10x8	Uds	1	1,15	1,15
Chaveta LxBxH 53,75x10x8	Uds	1	2,2	2,2
Chaveta LxBxH 43x8x7	Uds	1	1,9	1,9
			<b>TOTAL</b>	<b>6,25</b>

### 3.4 Rodamientos

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Rodamiento SKF 6403	Uds	1	31,12	31,12
Rodamiento SKF 6203	Uds	1	9,2	9,2
Rodamiento SKF 16004	Uds	1	11,18	11,18
Rodamiento SKF 6207 ETN9	Uds	1	16,43	16,43
Rodamiento SKF 63/22	Uds	1	35,26	35,26
Rodamiento SKF 63/28	Uds	1	33,81	33,81
			<b>TOTAL</b>	<b>137</b>

### 3.5 Arandelas

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Arandela $\varnothing 17\text{mm}$ e 1mm	Uds	2	0,57	1,14
Arandela $\varnothing 20\text{mm}$ e 1,2mm	Uds	1	0,7	0,7
Arandela $\varnothing 35\text{mm}$ e 1,5mm	Uds	1	0,95	0,95
Arandela $\varnothing 22\text{mm}$ e 1,2mm	Uds	1	0,75	0,75
Arandela $\varnothing 28\text{mm}$ e 1,6 mm	Uds	2	0,8	1,6
			<b>TOTAL</b>	<b>5,14</b>

### 3.6 Casquillos

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Casquillo eje entrada $\varnothing_{int} 17\text{mm}$	Uds	1	0,4	0,4
Casquillo eje intermedio 1 $\varnothing_{int} 35\text{mm}$	Uds	1	2,8	2,8
Casquillo eje intermedio 2 $\varnothing_{int} 35\text{mm}$	Uds	1	2,8	2,8
Casquillo eje salida $\varnothing_{int} 28\text{mm}$	Uds	1	0,56	0,56
			<b>TOTAL</b>	<b>6,56</b>

### 3.7 Tapones lubricante

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tapón llenado aceite	Uds	1	0,56	0,56
Tapón vaciado aceite	Uds	1	0,91	0,91
			<b>TOTAL</b>	<b>1,47</b>

### 3.8 Retenes

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Retén SKF 17x47x7 HMS5 RG	Uds	1	5,27	5,27
Retén SKF 28x52x7 HMSA 10 RG	Uds	1	7,01	7,01
			<b>TOTAL</b>	<b>12,28</b>

### 3.9 Carcasa

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<i>Carcasa (Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra)</i>	Uds	1	105	105,0
<i>Acero GJL-250</i>	Kg	34,24	1,3	44,5
<i>Fresado</i>	H	1	27	27,0
<i>Taladrado de tapones y tornillos de la tapa</i>	H	0,3	15	4,5
<i>Roscado del tapón de lubricante en la tapa</i>	H	0,1	15	1,5
<i>Taladrado de tapones y tornillos de la carcasa</i>	H	0,6	15	9,0
<i>Roscado de tapones y tornillos de la carcasa</i>	H	0,3	15	4,5
<i>Pintado de la carcasa</i>	H	0,2	23	4,6
			<b>TOTAL</b>	<b>200,6</b>

### 3.10 Tapas

#### 3.10.1 Tapa eje entrada

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<i>Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra</i>	Uds	1	17	17
<i>Acero GJL-250</i>	Kg	0,59	1,3	0,767
<i>Torneado</i>	H	0,15	19	2,85
<i>Taladrado</i>	H	0,2	15	3
<i>Rectificado de zonas en contacto con la carcasa</i>	H	0,15	31	4,65
			<b>TOTAL</b>	<b>28,27</b>

#### 3.10.2 Tapa eje intermedio izquierda

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<i>Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra</i>	Uds	1	17	17
<i>Acero GJL-250</i>	Kg	0,17	1,3	0,221
<i>Torneado</i>	H	0,1	19	1,9
<i>Taladrado</i>	H	0,15	15	2,25
<i>Rectificado de zonas en contacto con la carcasa</i>	H	0,1	31	3,1
			<b>TOTAL</b>	<b>24,47</b>

### 3.10.3 Tapa eje intermedio derecha

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<i>Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra</i>	Uds	1	17	17
<i>Acero GJL-250</i>	Kg	0,7	1,3	0,91
<i>Torneado</i>	H	0,15	19	2,85
<i>Taladrado</i>	H	0,2	15	3
<i>Rectificado de zonas en contacto con la carcasa</i>	H	0,2	31	6,2
			<b>TOTAL</b>	<b>27,84</b>

### 3.10.4 Tapa eje salida

	Uds	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<i>Molde, proceso de colada, desmoldeo y mano de obra</i>	Uds	1	17	17
<i>Acero GJL-250</i>	Kg	0,7	1,3	0,91
<i>Torneado</i>	H	0,15	19	2,85
<i>Taladrado</i>	H	0,2	15	3
<i>Rectificado de zonas en contacto con la carcasa</i>	H	0,2	31	6,2
			<b>TOTAL</b>	<b>29,96</b>

### 3.11 Otros

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<i>Junta tapa XNBR (306 x 216)</i>	Uds	1	9,07	9,07
<i>Mirilla control lubricante</i>	Uds	1	6,58	6,58
<i>Lubricante VG 460</i>	L	4,31	6,7	28,877
<i>Tornillo DIN 933 M5 x 20</i>	Uds	20	0,21	4,2
<i>Tornillo DIN 933 M5 x 30</i>	Uds	10	0,28	2,8
			<b>TOTAL</b>	<b>51,53</b>

## 4 Presupuesto de ejecución material

	Precio (€)
Piñón 1ª etapa	33,20
Rueda 1ª etapa	103,74
Piñón 2ª etapa	50,02
Rueda 2ª etapa	131,62
Eje entrada	24,34
Eje intermedio	44,55
Eje salida	36,06
Chavetas	6,25
Rodamientos	137
Arandelas	5,14
Casquillos	6,56
Tapones lubricante	1,47
Retenes	12,28
Carcasa	200,612
Tapa eje entrada	28,267
Tapa eje intermedio izquierda	24,471
Tapa eje intermedio derecha	27,842
Tapa eje salida	29,96
Otros	51,53
Montaje oficial de primera (2h)	22
Montaje oficial de segunda (1h)	7,5

**TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL.....984,40 €**

## 5 Presupuesto Base Contrata

	Precio (€)
Presupuesto de Ejecución Material	984,40
23% Honorarios ingeniero	226,41
10% Gastos generales	98,44
<b>TOTAL</b>	<b>1309,25</b>

Presupuesto Base de Contrata..... 1309,25 €



## 6 Presupuesto Total

	Precio (€)
Presupuesto Base de contrata	1309,25
IVA (21%)	279,08
<b>TOTAL</b>	<b>1584,19</b>

El coste total del reductor asciende a:

**MIL QUINIENTOS OCHENTA Y CUATRO EUROS CON  
DIECINUEVE CÉNTIMOS**

El ingeniero técnico mecánico encargado del proyecto:

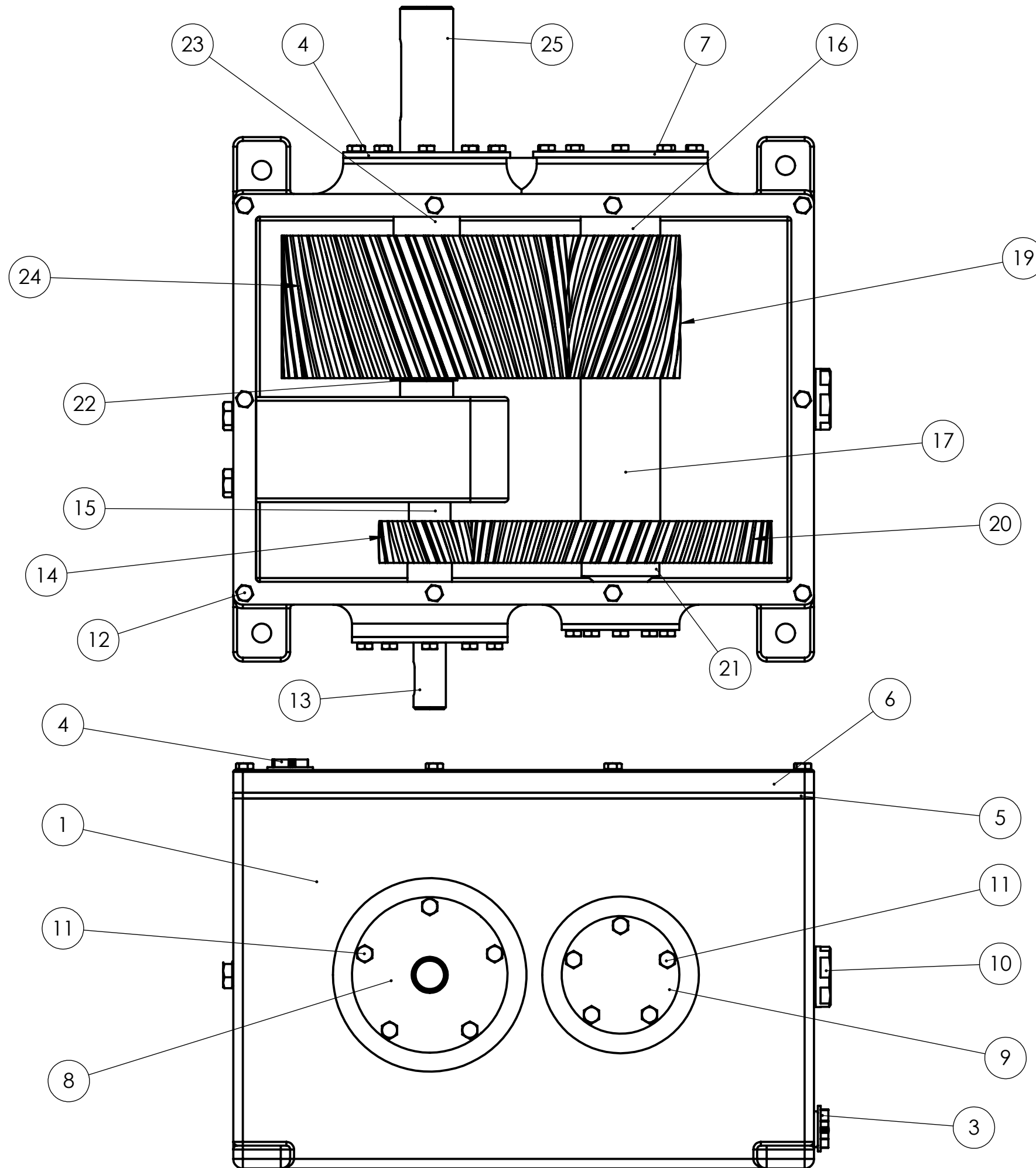
**Alexandre David Mas Simionato**

# **Planos**



# Índice de planos

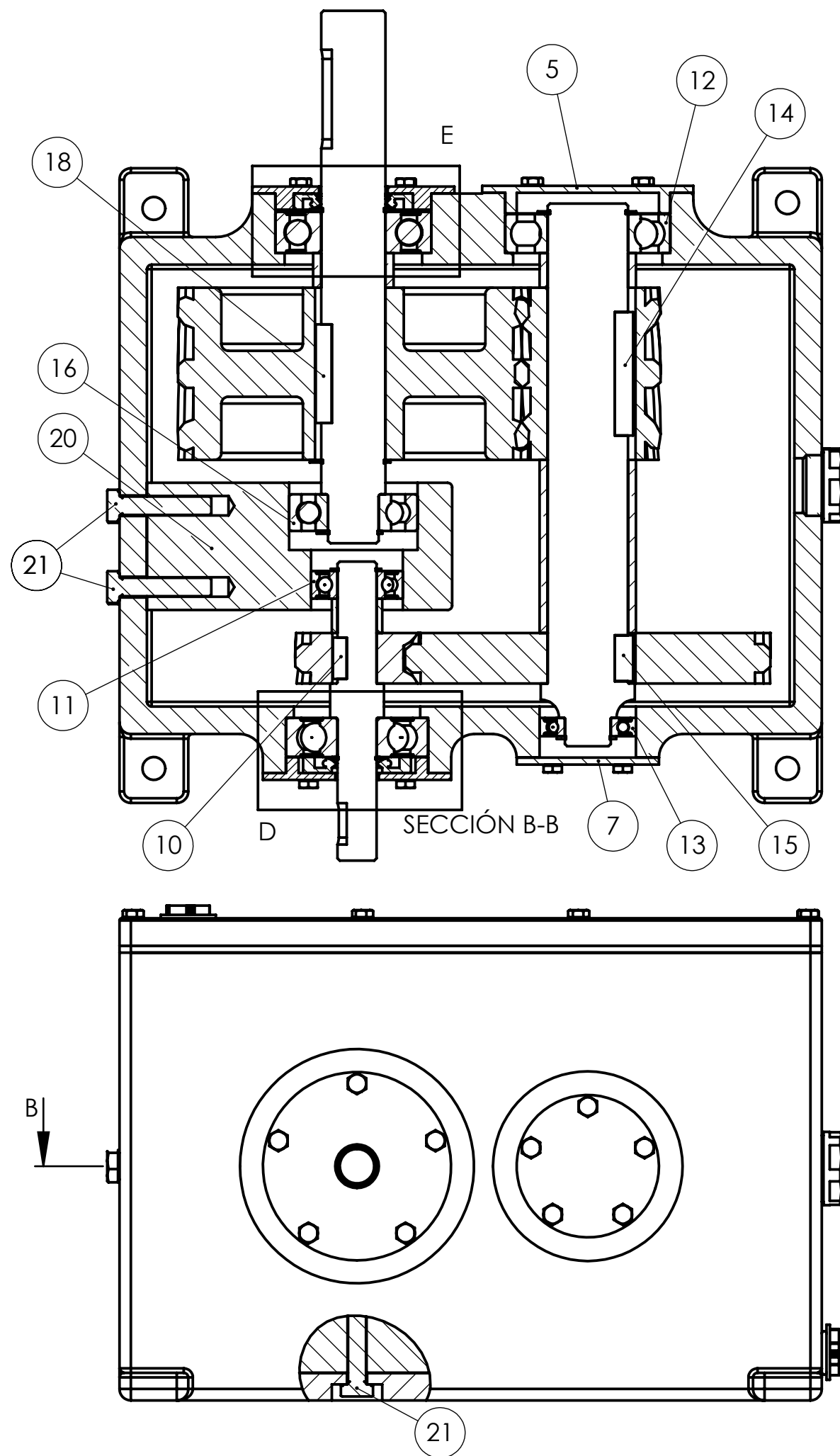
- 1 Conjunto**
- 2 Conjunto en corte**
- 3 Carcasa**
- 4 Tapa superior**
- 5 Pieza soporte ejes**
- 6 Eje entrada**
- 7 Eje intermedio**
- 8 Eje salida**
- 9 Piñón 1ª etapa**
- 10 Rueda 1ª etapa**
- 11 Piñón 2ª etapa**
- 12 Rueda 2ª etapa**
- 13 Tapa eje entrada**
- 14 Tapa eje intermedio izquierda**
- 15 Tapa eje intermedio derecho**
- 16 Tapa eje salida derecho**
- 17 Casquillos**
- 18 Chavetas**
- 19 Perspectiva sin tapa**
- 20 Perspectiva**




N.º DE ELEMENTO	Nombre	CANTIDAD
1	carcasa	1
4	Tapa eje salida derecho	1
3	Tapón aceite	1
4	Tapón llenado aceite	1
5	Junta tapa superior	1
6	Tapa superior	1
7	Tapa eje intermedio derecho	1
8	Tapa eje entrada	1
9	Tapa eje intermedio izquierda	1
10	Visor de aceite latón GN 743.2	1
11	Din 933 M5 x 20	20
12	Din 933 M5 x 30	10
13	Eje entrada	1
14	Piñón entrada	1
15	Casquillo entrada	1
16	Casquillo 1	1
17	Casquillo 2	1
19	Piñón 2ª etapa	1
20	Rueda 1ª etapa	1
21	Eje intermedio	1
22	Arandela dint 26,6	2
23	Casquillo salida	1
24	Rueda 2ª etapa	1
25	Eje salida	1

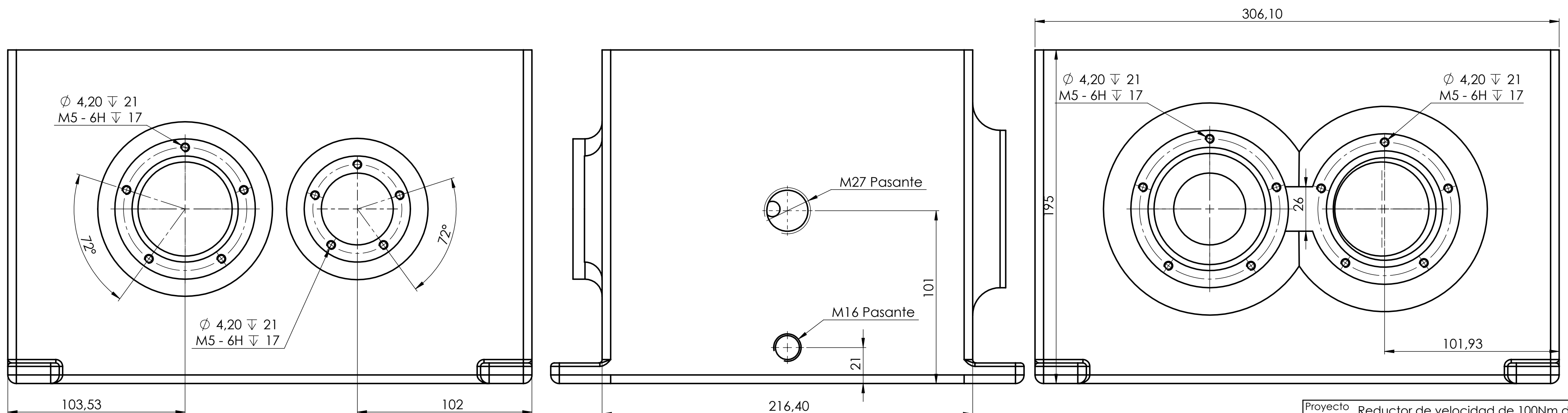
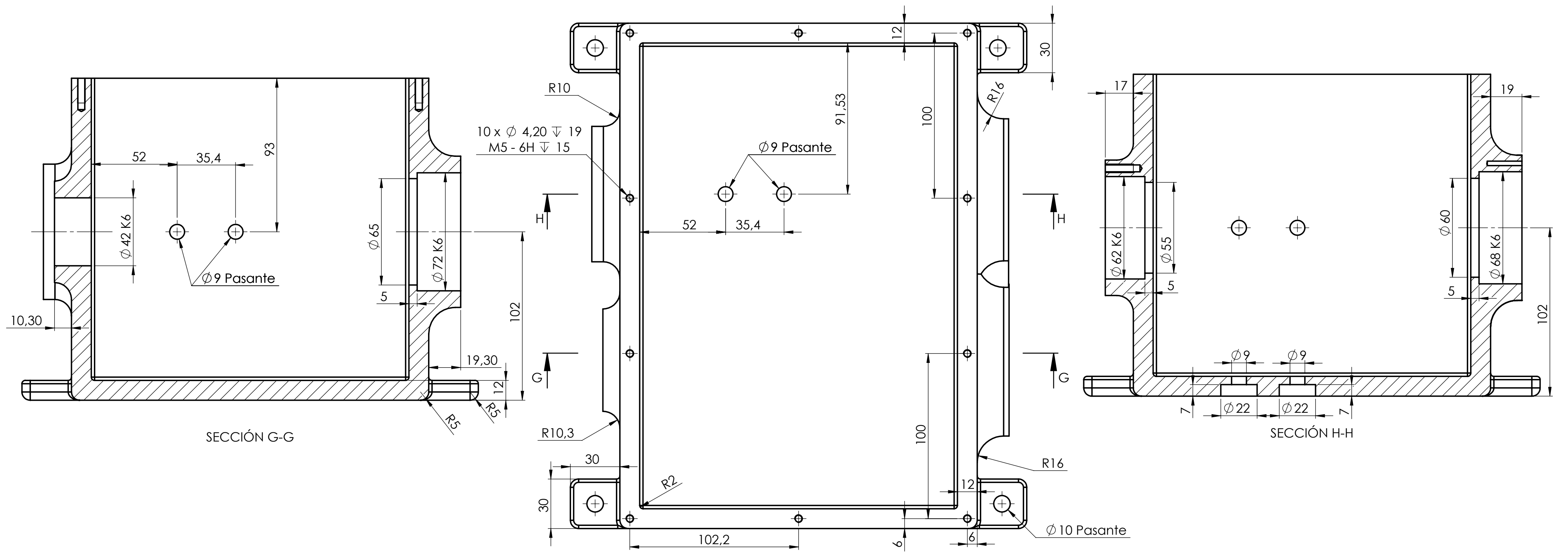
Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano	Conjunto	Nº plano 1
Autor	Alex Mas	Escala <b>3:7</b>
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	21/03/2018	





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	carcasa	1
2	Retén entrada 17x47x7 hms5 rg	1
3	Retén salida 28x52x7 hmsa10 rg	1
4	Tapa eje salida derecho	1
5	Tapa eje intermedio derecho	1
6	Tapa eje entrada	1
7	Tapa eje intermedio izquierda	1
8	Eje entrada	1
9	Rodamiento SKF 6403	1
10	Chaveta piñón 1ª etapa	1
11	Rodamiento SKF 6203	1
12	Rodamiento SKF 6207 ETN9	1
13	Rodamiento SKF 16004	1
14	Chaveta piñón 2ª etapa	1
15	Chaveta rueda 1ª etapa	1
16	Rodamiento SKF 63/22	1
17	Rodamiento SKF 63_28	1
18	Chaveta rueda 2ª etapa	1
19	Eje salida	1
20	Pieza soporte ejes	1
21	Din 933 M8x40	4

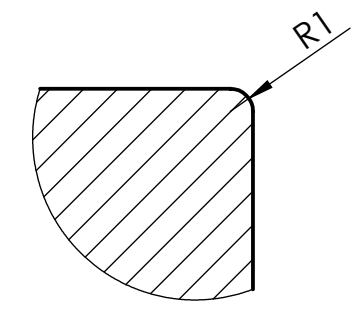
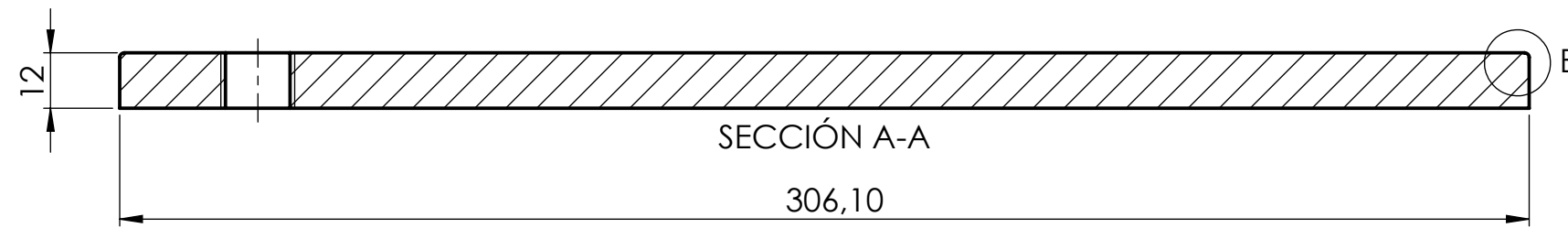
Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Conjunto en corte	Nº plano 2
Autor Alex Mas	Escala <b>3:7</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 21/03/2018	



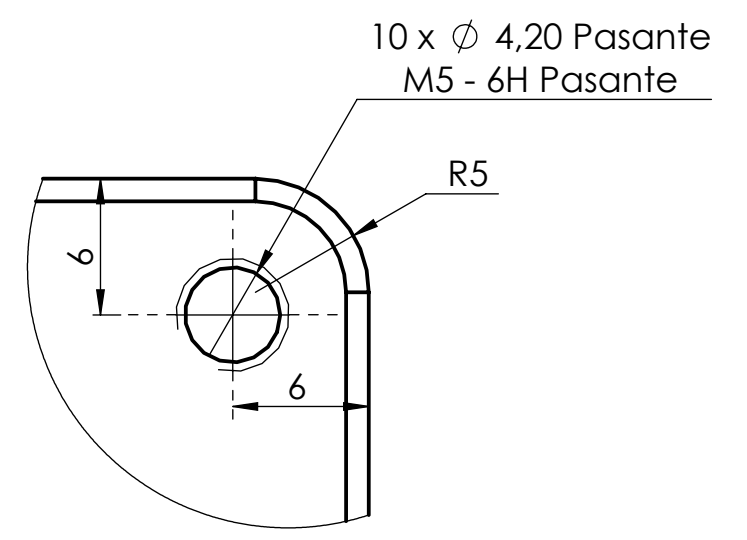
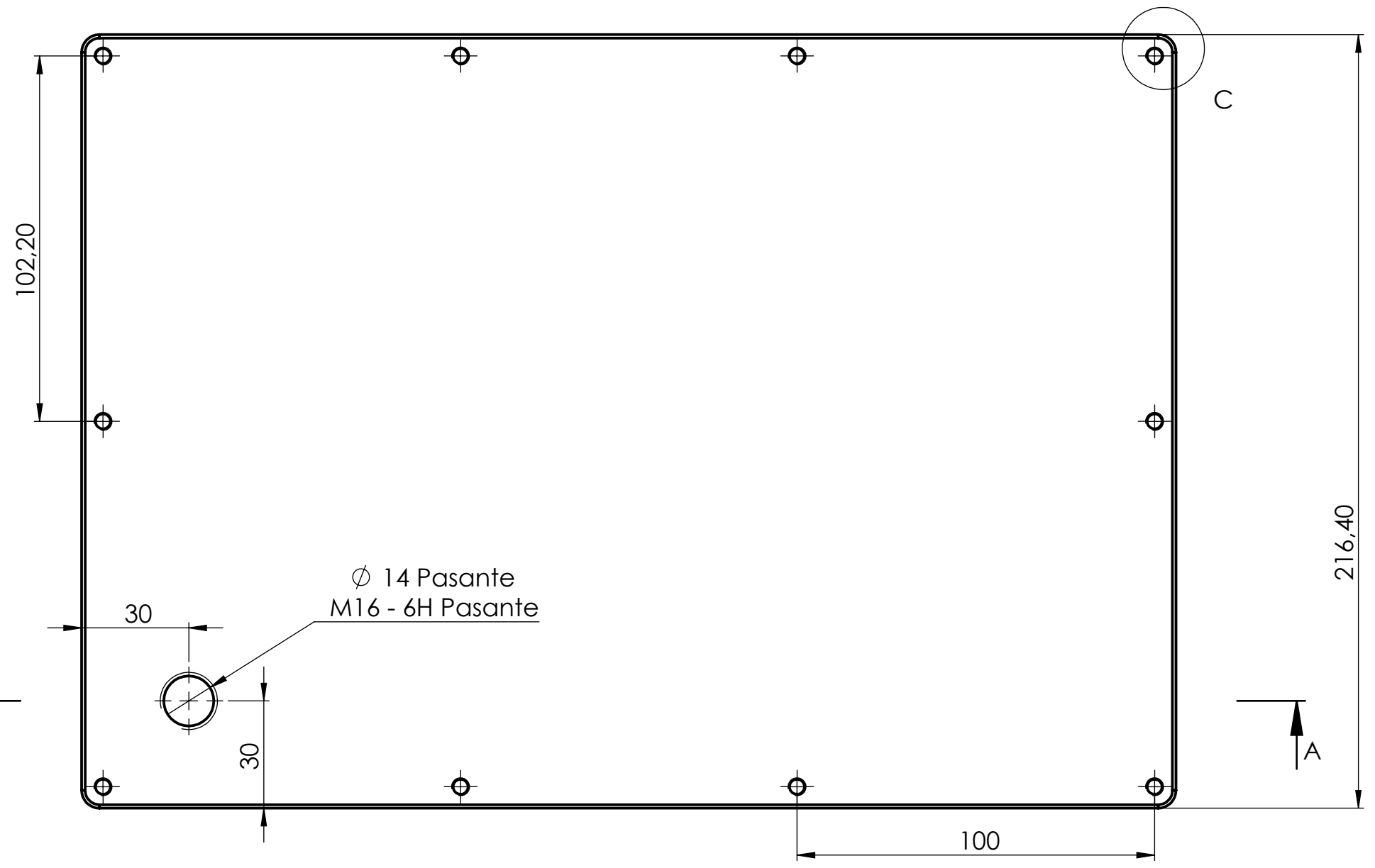
Material: Fundición gris EN-GJL 250  
Redondeos no acotados R = 2mm

Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión i=8,2	
Título plano	Carcasa	Nº plano 3
Autor	Alex Mas Simionato	Escala 3:5
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	21/03/2018	






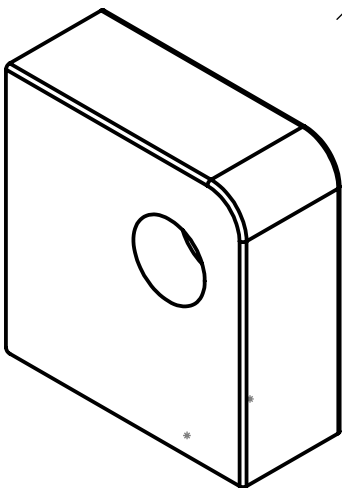
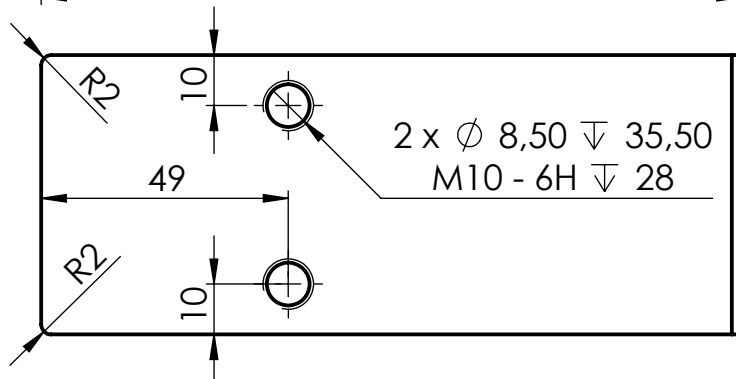
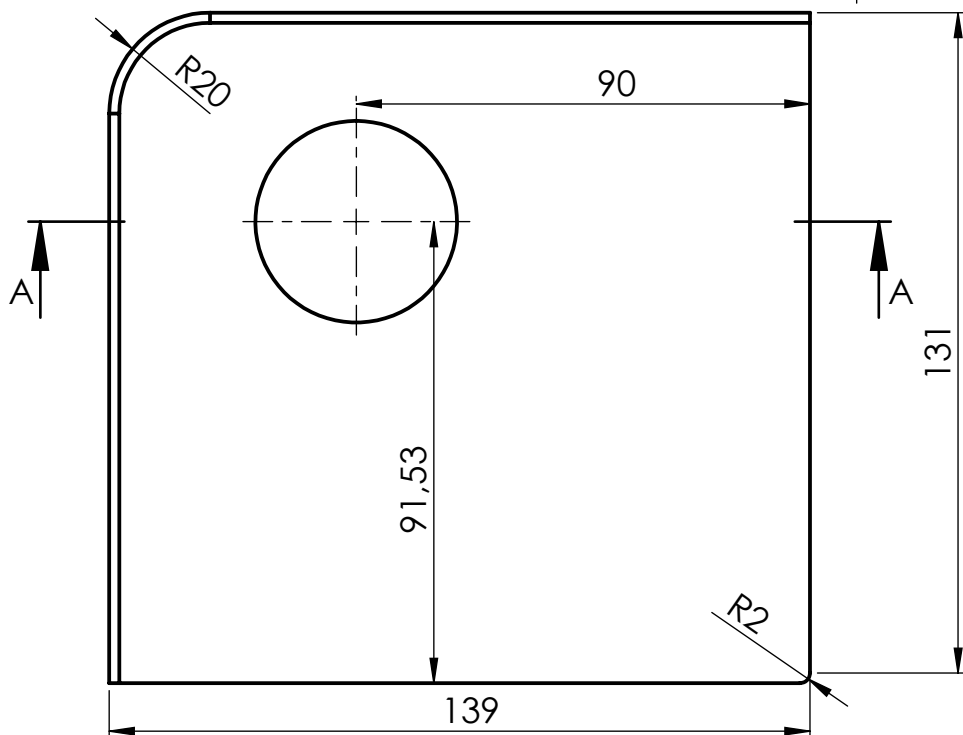
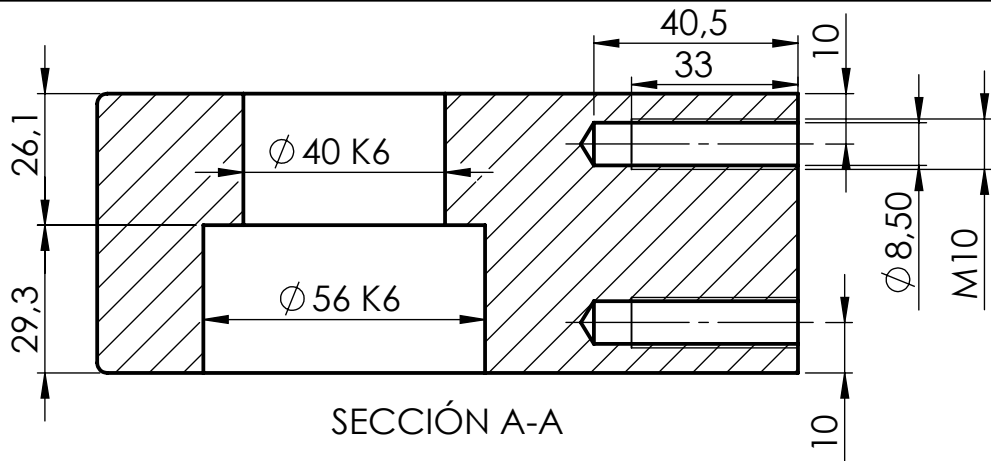
DETALLE B  
ESCALA 3 : 1



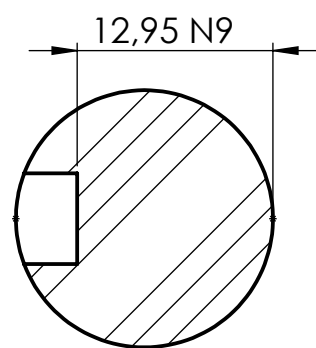
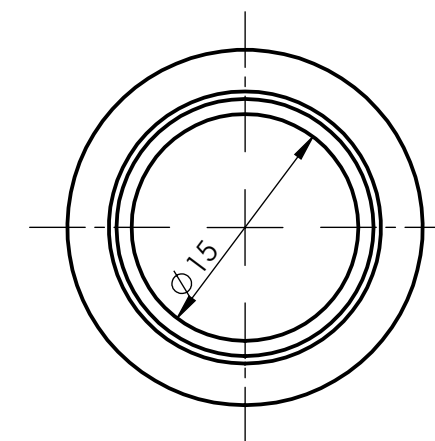
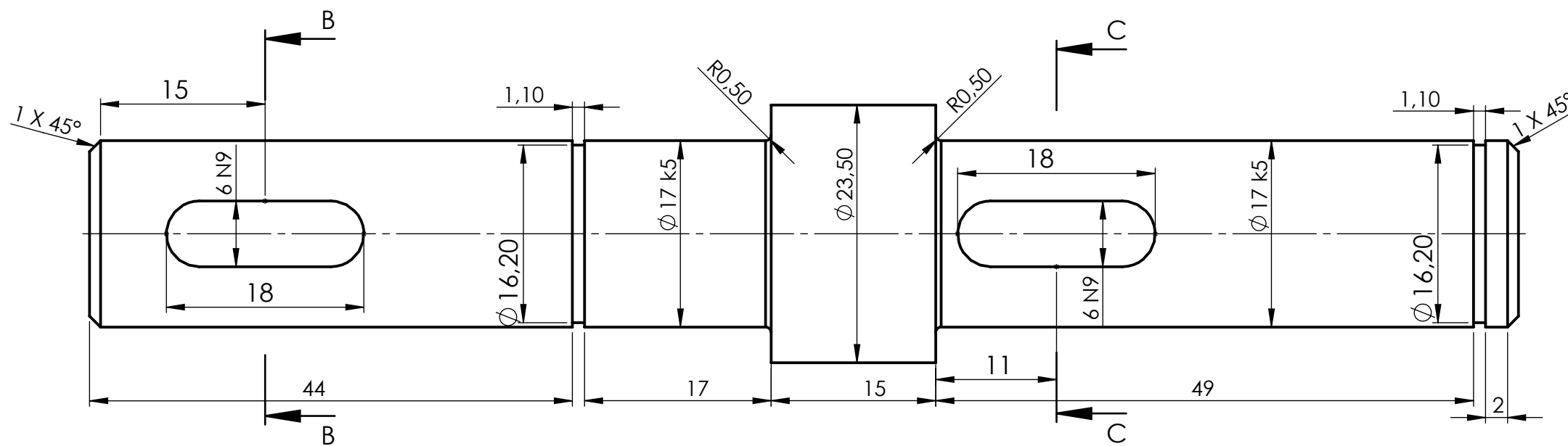
DETALLE C  
ESCALA 3 : 1

MATERIAL: EN-GJL-250

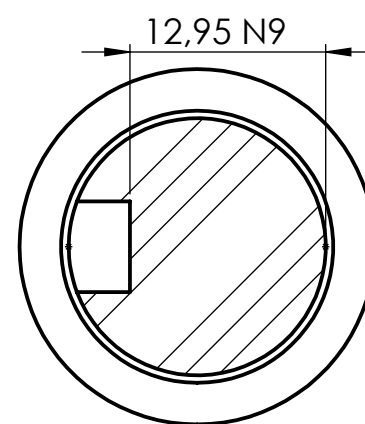
Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Tapa superior carcasa	Nº plano 4
Autor Alex Mas	Escala <b>2:3</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



Proyecto Reductor de velocidad de 100 Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano <b>Pieza soporte ejes</b>	Nº plano 5
Autor Alex Mas	Escala <b>2:3</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



SECCIÓN B-B

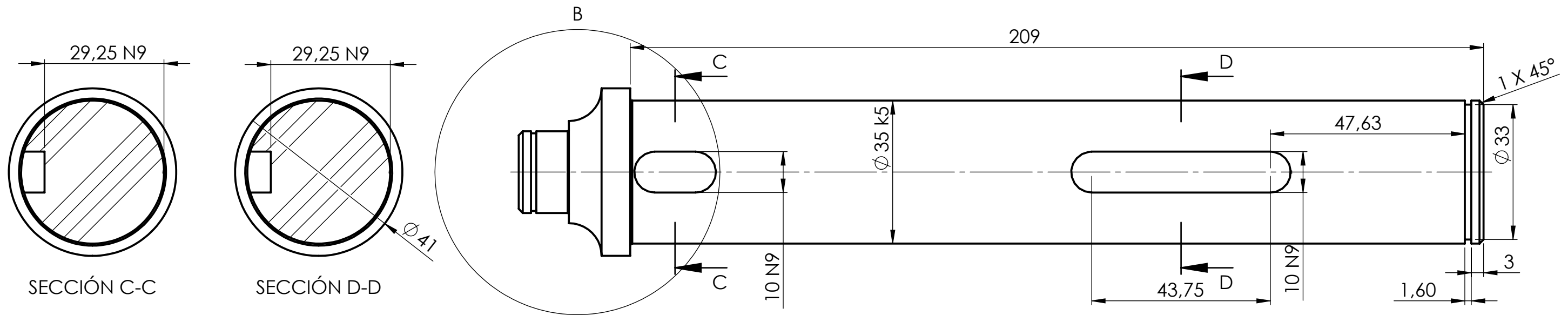


SECCIÓN C-C

Material: 20MnCr5

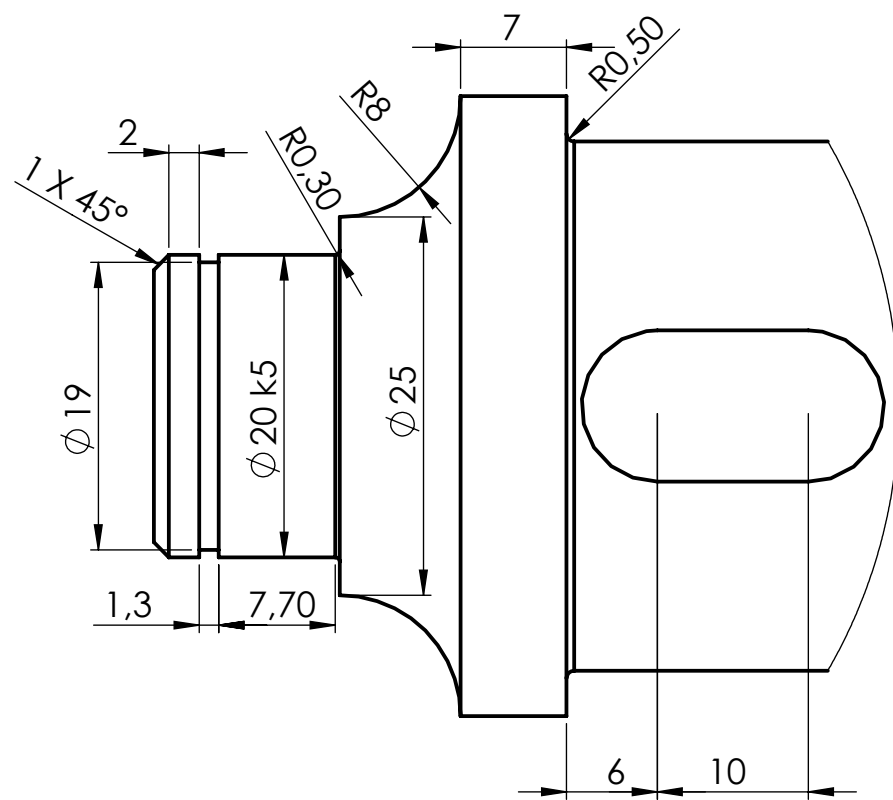
Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano	Eje entrada	Nº plano 6
Autor	Alex Mas	Escala <b>2:1</b>
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	02/04/2018	





SECCIÓN C-C

SECCIÓN D-D

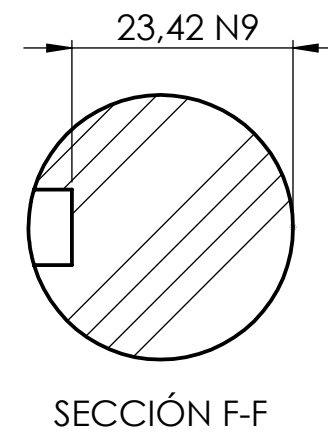
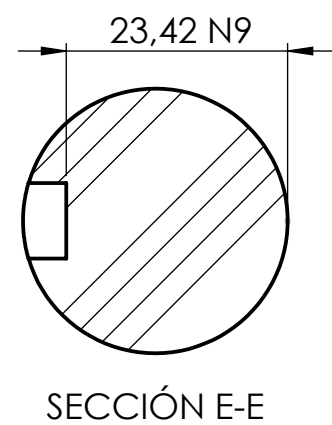
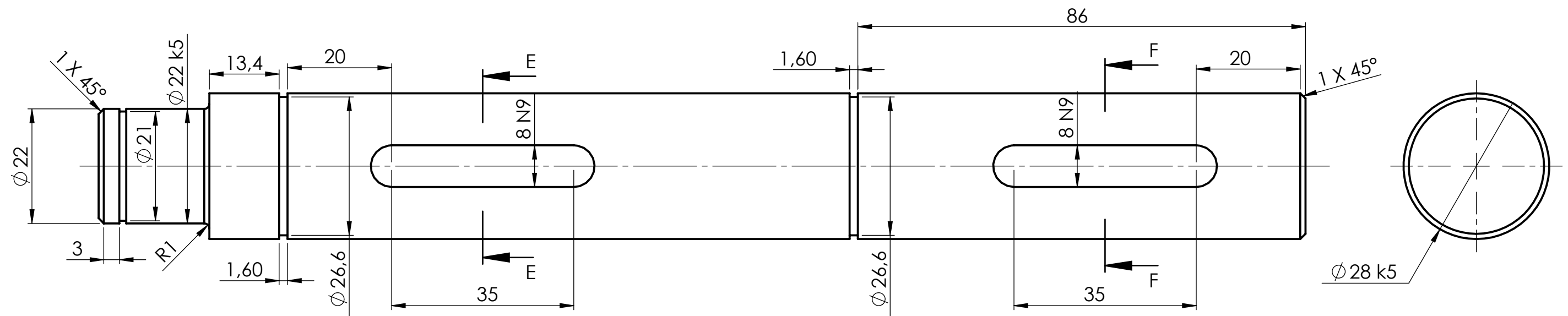


DETALLE B  
ESCALA 2 : 1


Material: 20MnCr5

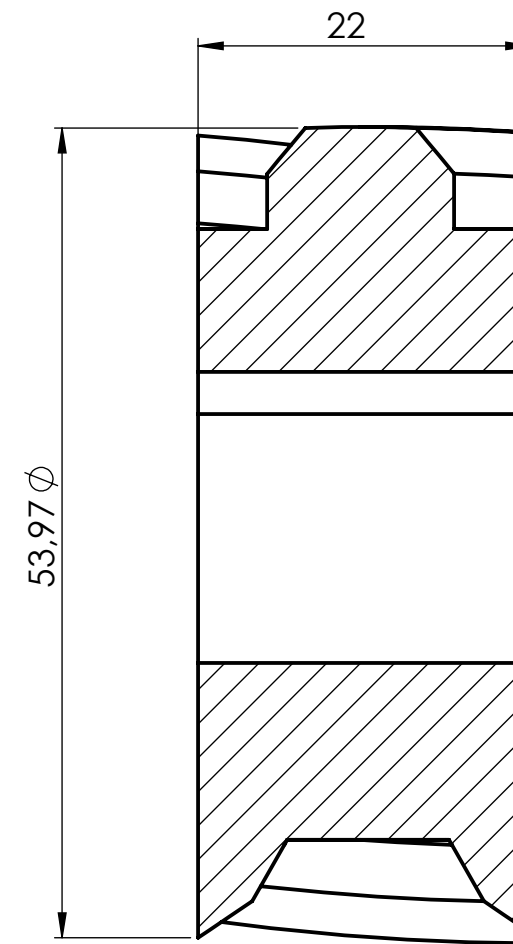
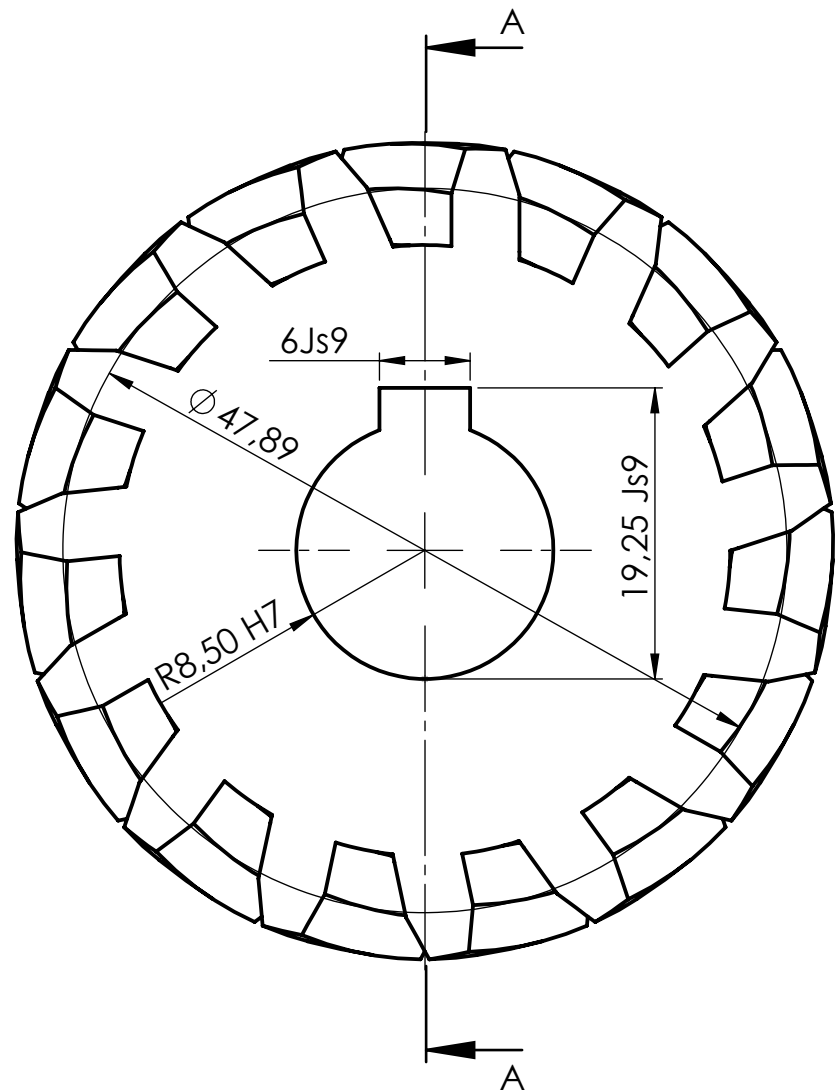
Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Eje intermedio	Nº plano 7
Autor Alex Mas	Escala <b>1:1</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



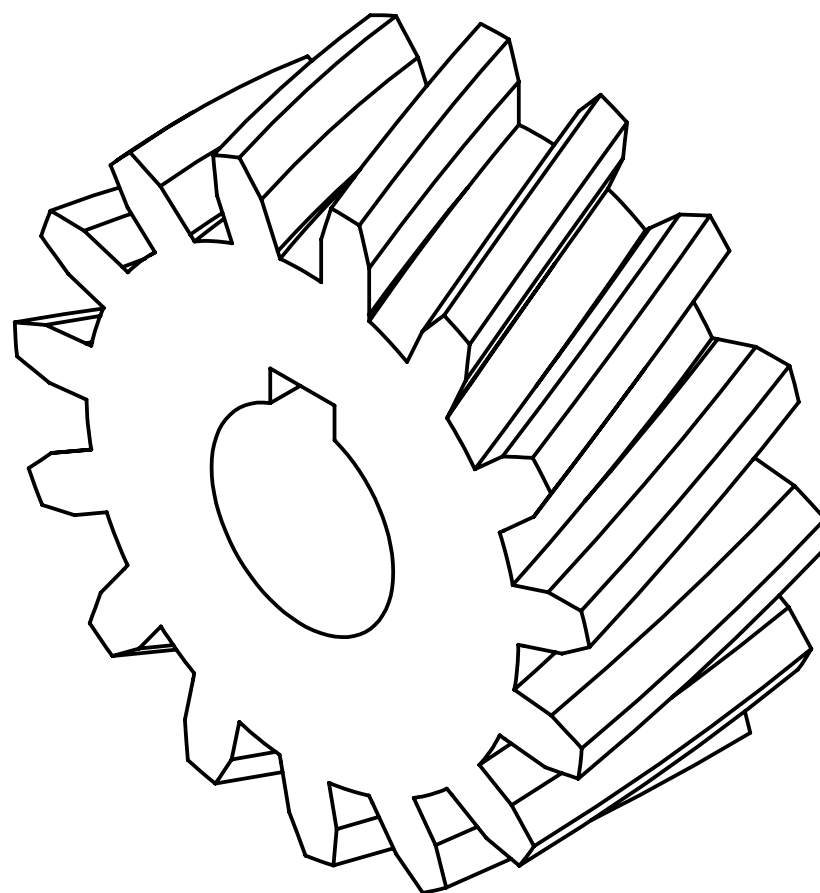


Material: 20MnCr5

Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano	Eje salida	Nº plano 8
Autor	Alex Mas	Escala <b>5:4</b>
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	02/04/2018	
		



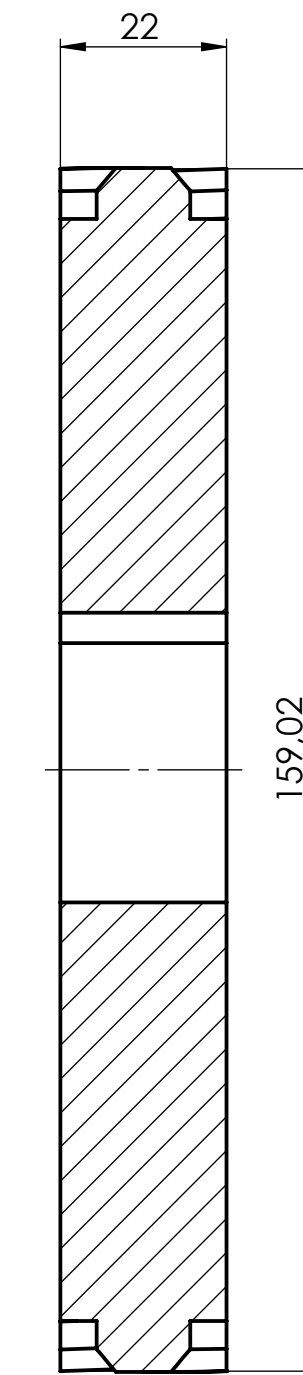
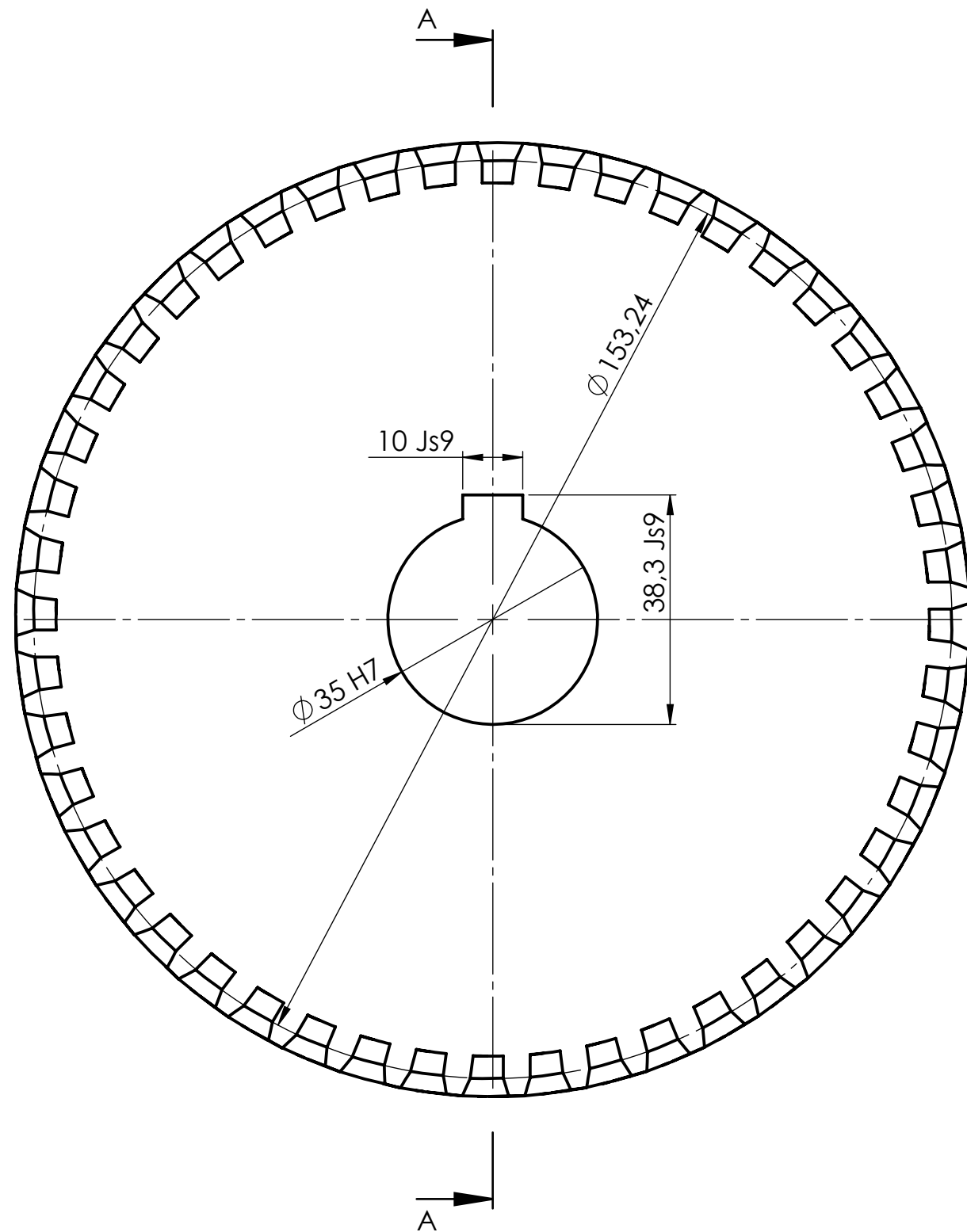
SECCIÓN A-A



Módulo: 3mm  
 Número de dientes: 15  
 Diámetro primitivo: 47,89  
 Ángulo de presión: 20°  
 Ángulo inclinación del dentado: 20°  
 Material: EN-GJL-250


Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano	Piñón 1ª etapa	Nº plano 9
Autor	Alex Mas	Escala <b>2:1</b>
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	02/04/2018	

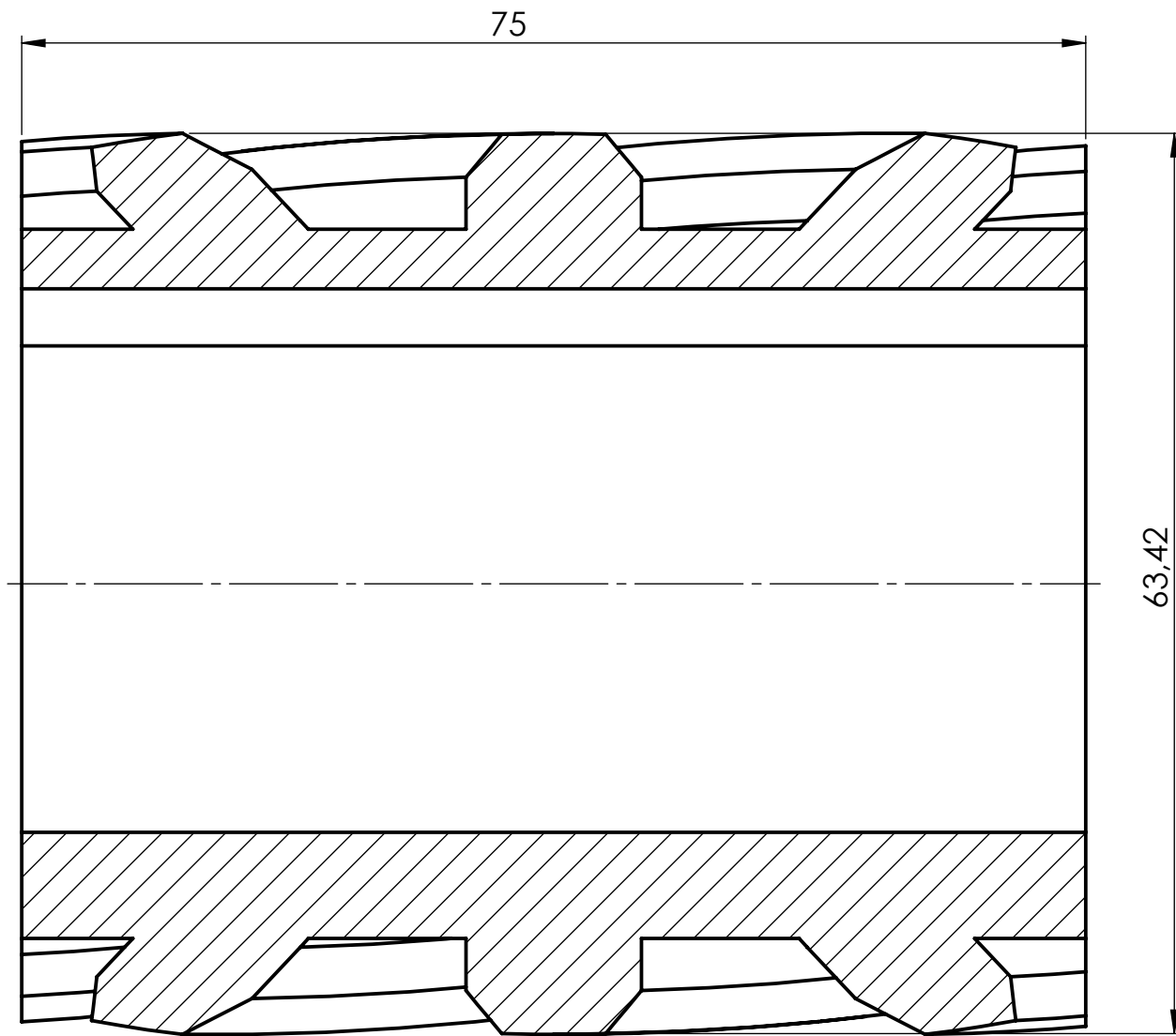
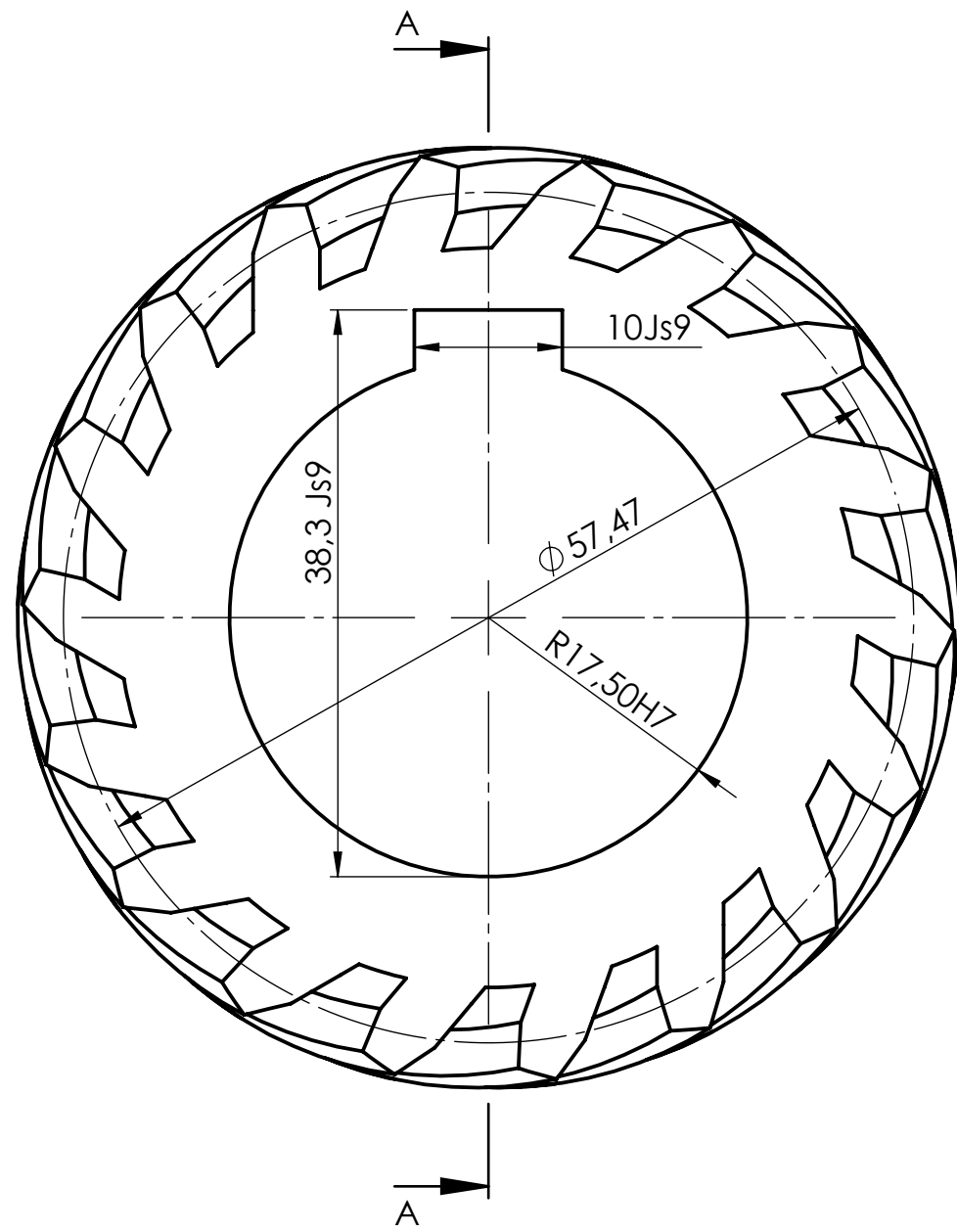




SECCIÓN A-A


Módulo: 3mm  
 Numero de dientes: 48  
 Diámetro primitivo: 153,24  
 Ángulo de presión: 20°  
 Ángulo inclinación del dentado: 20°  
 Material: EN-GJL-250

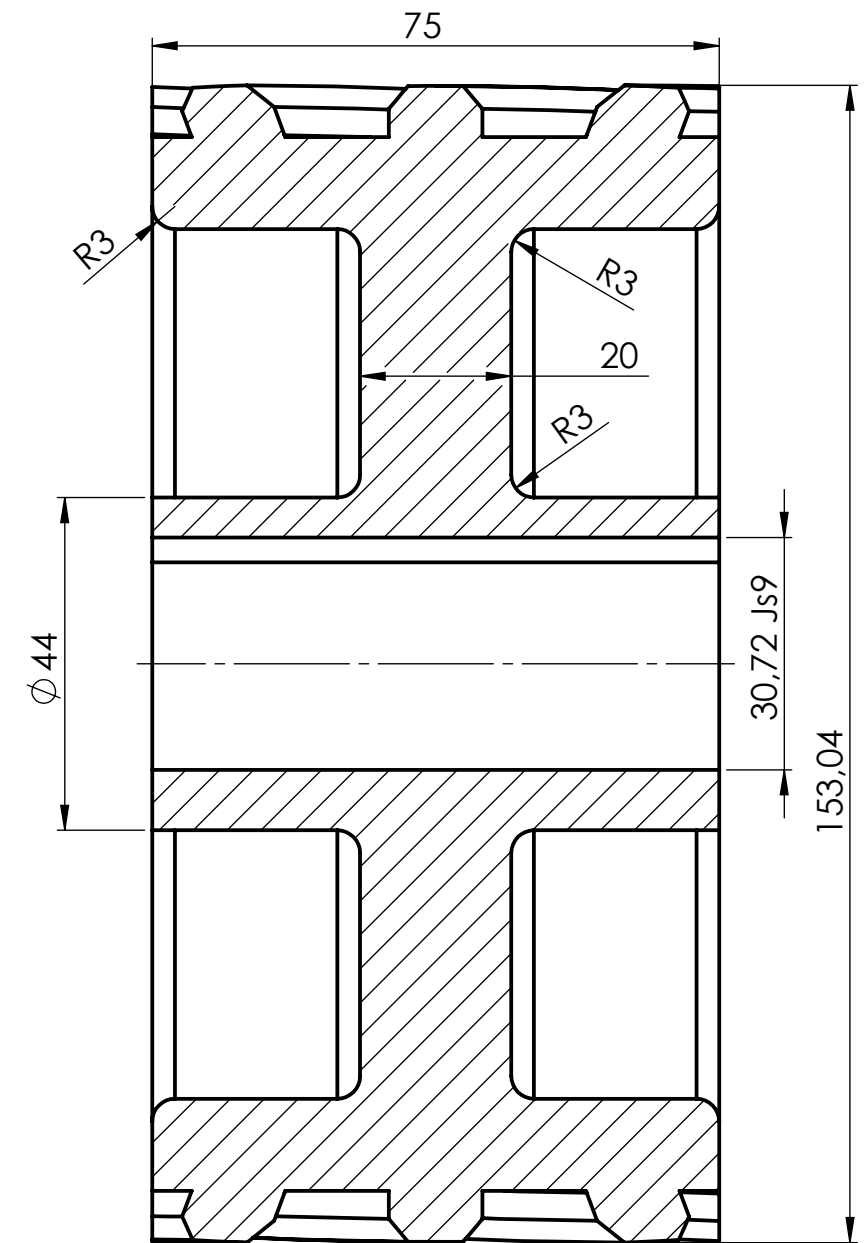
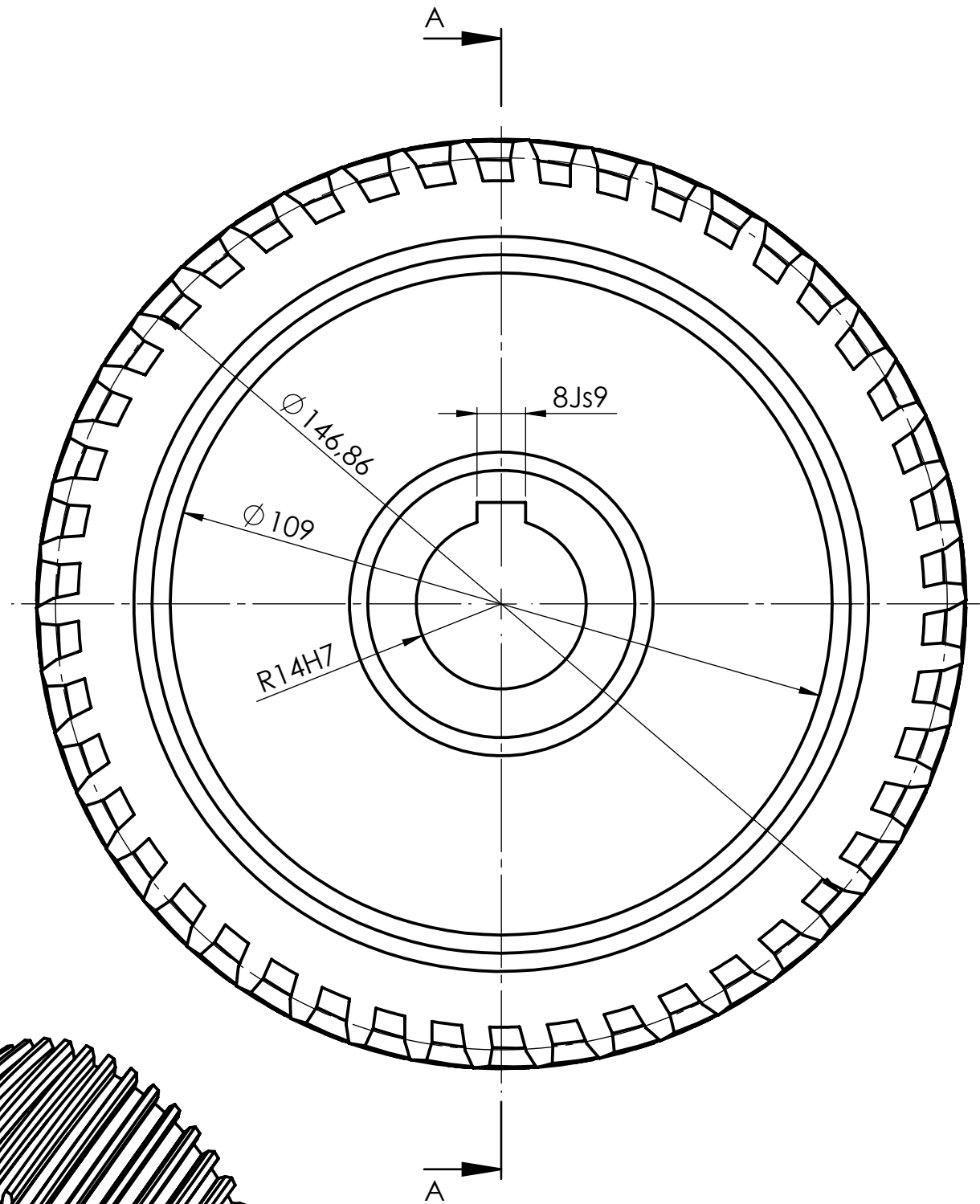
Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Rueda 1ª etapa	Nº plano 10
Autor Alex Mas	Escala <b>1:1</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



SECCIÓN A-A

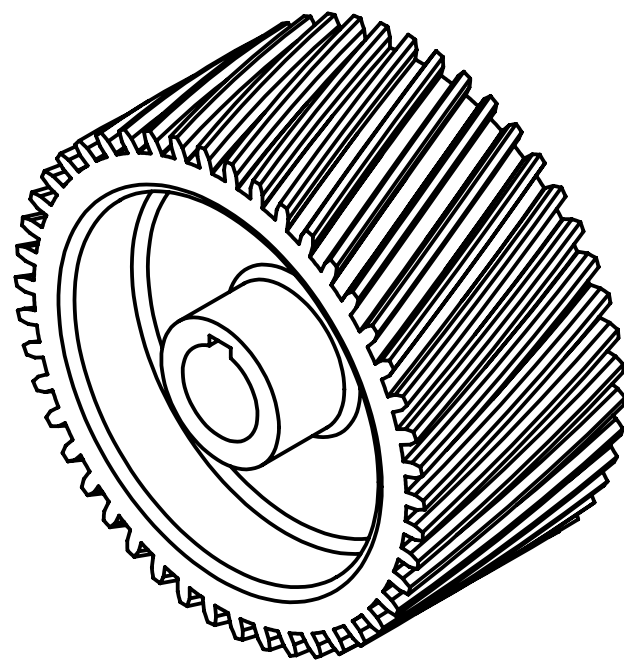
Módulo: 3mm  
 Numero de dientes: 18  
 Diámetro primitivo: 57,47  
 Ángulo de presión: 20°  
 Ángulo inclinación del dentado: 20°  
 Material: EN-GJL-250

Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Piñón 2ª etapa	Nº plano 11
Autor Alex Mas	Escala <b>2:1</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	




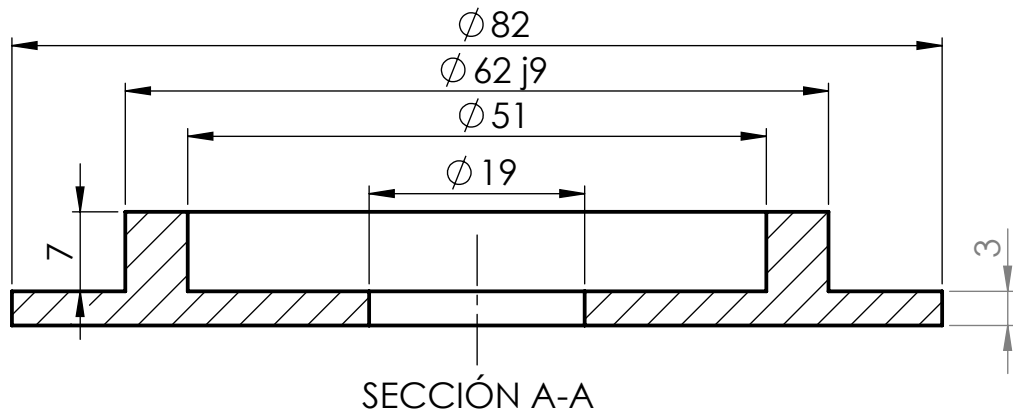
SECCIÓN A-A

Módulo: 3mm  
 Numero de dientes: 46  
 Diámetro primitivo: 146,86  
 Ángulo de presión: 20°  
 Ángulo inclinación del dentado: 20°  
 Material: EN-GJL-250

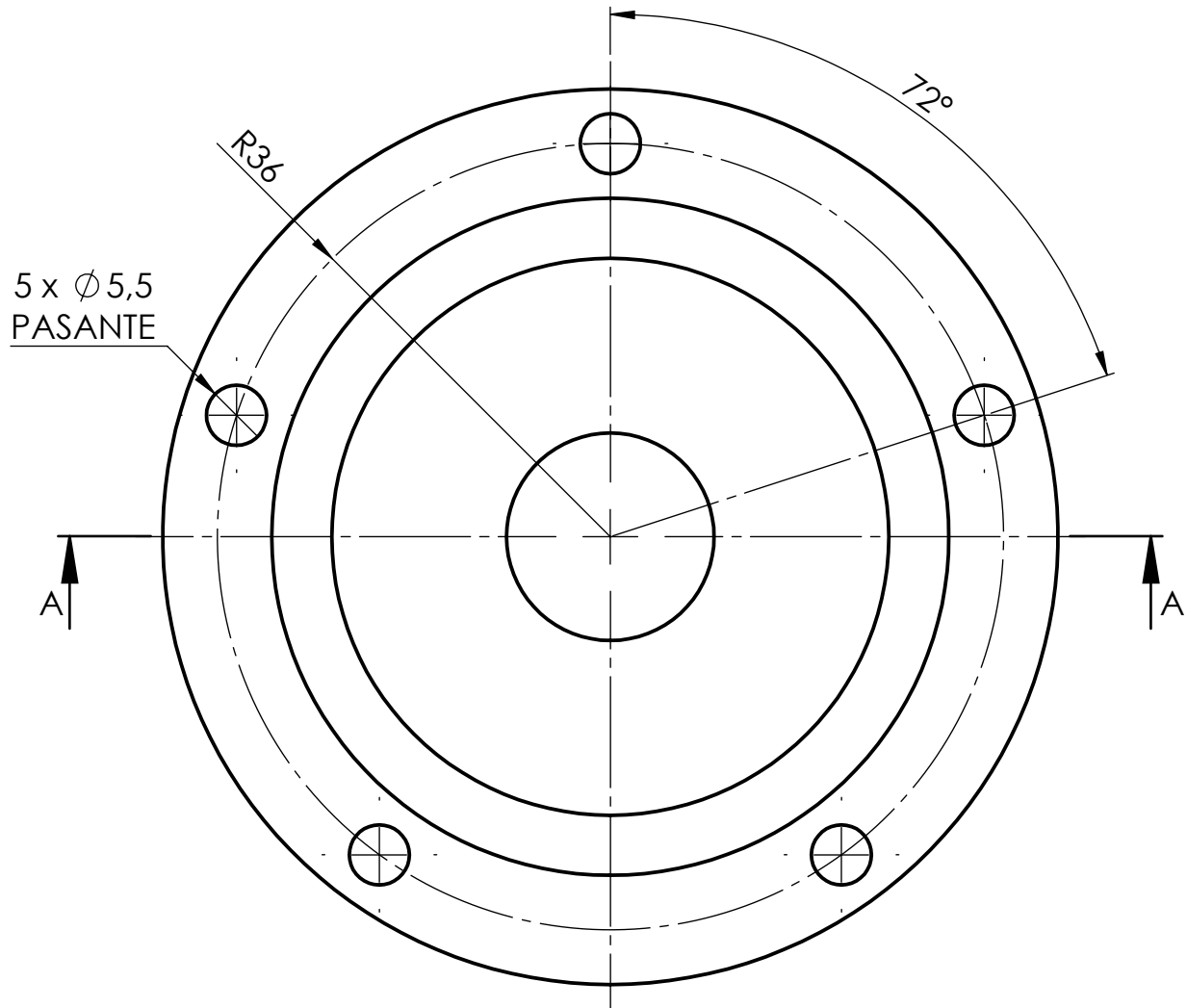


Isométrica escala 2:1


Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano	Rueda 2ª etapa	Nº plano 12
Autor	Alex Mas	Escala 1:1
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	02/04/2018	

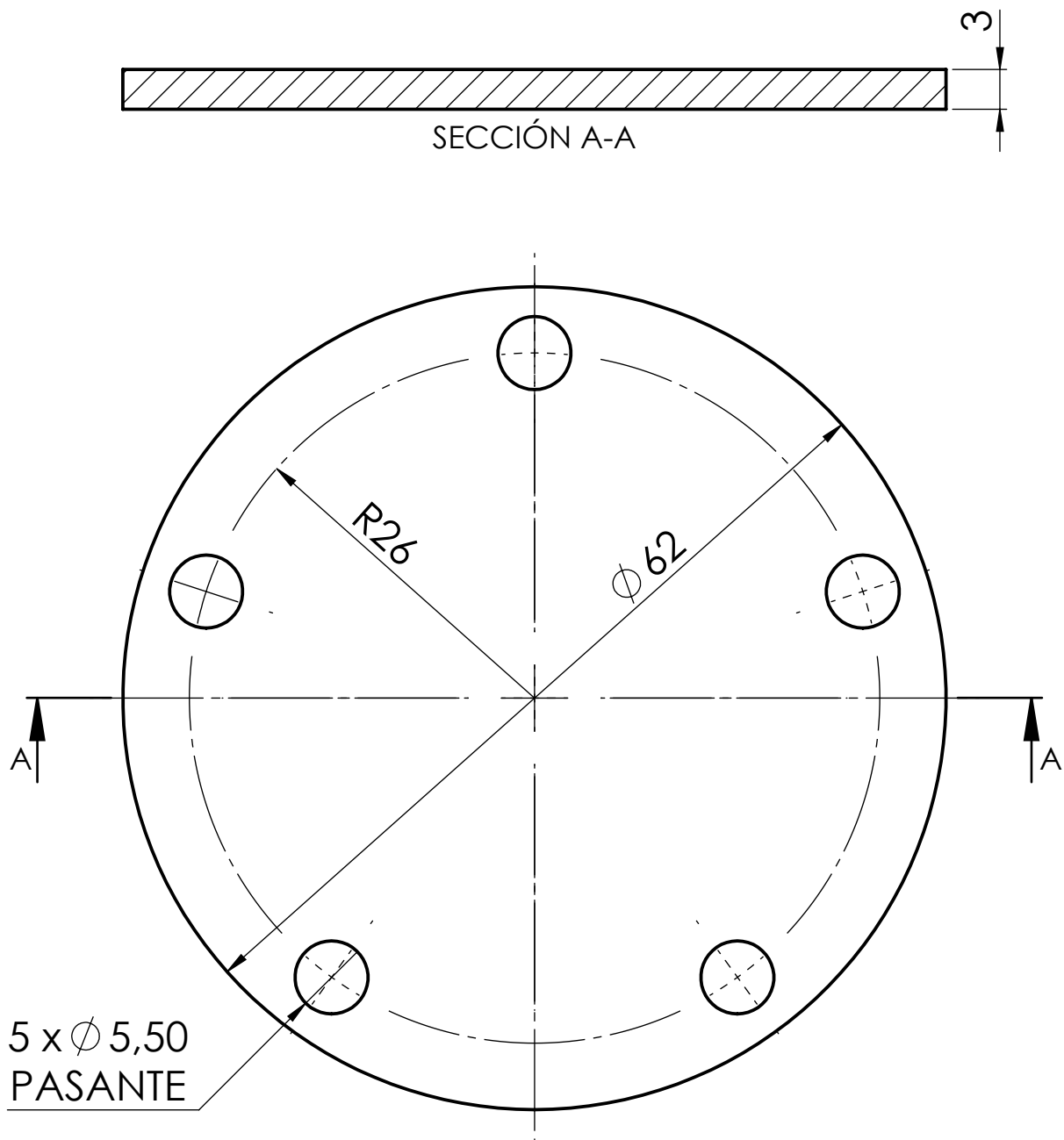


SECCIÓN A-A




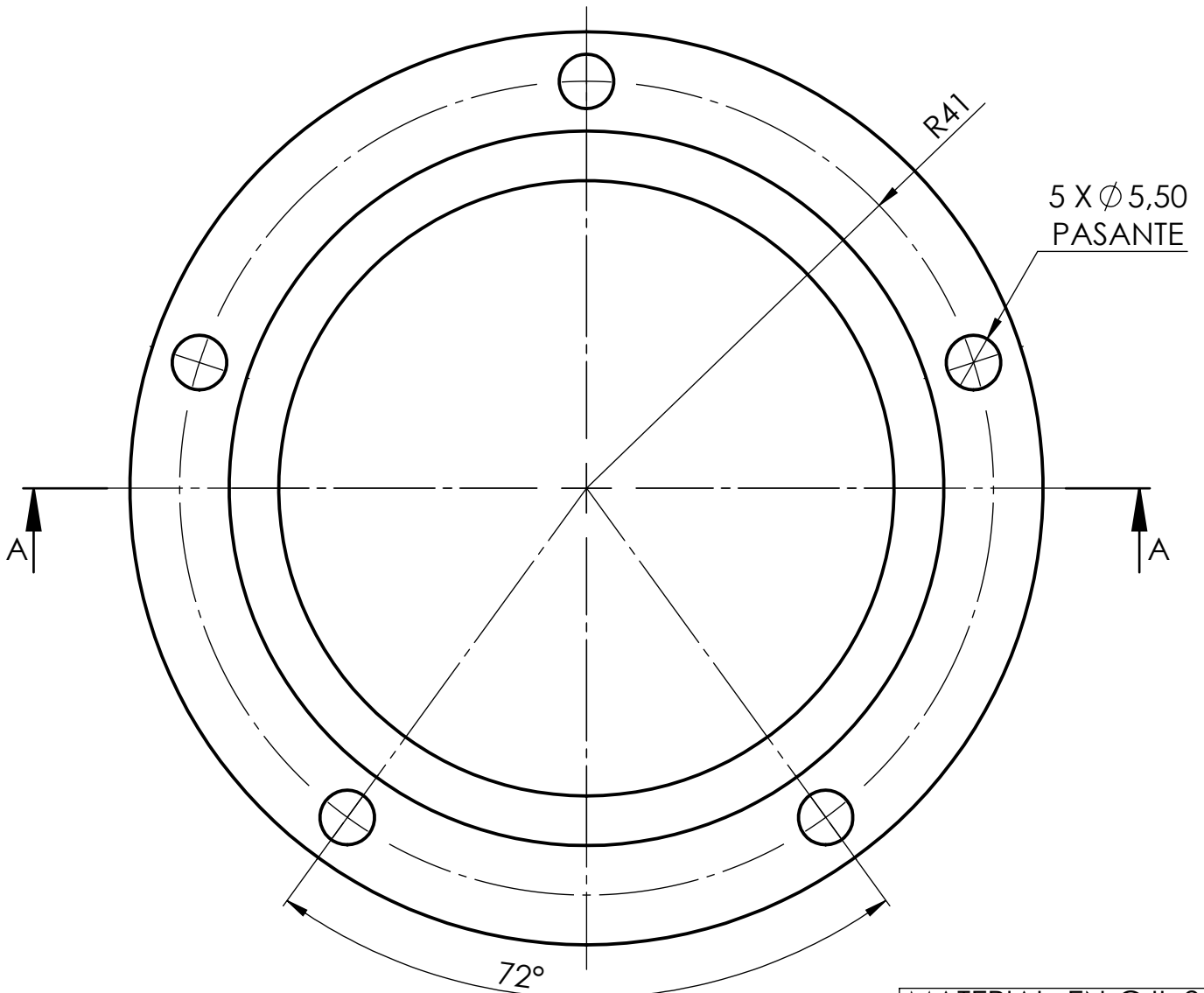
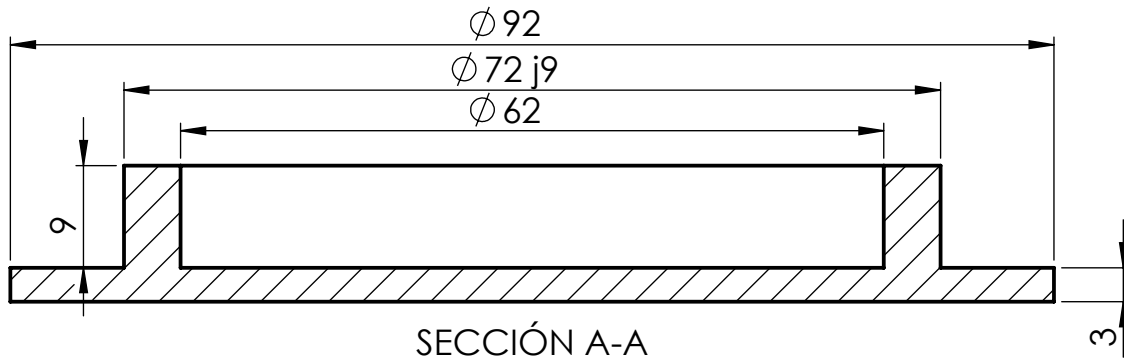
MATERIAL: EN-GJL-250

Proyecto Reductor de velocidad de 100 Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Tapa eje entrada	Nº plano 13
Autor Alex Mas	Escala <b>3:2</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	




**MATERIAL: EN-GJL-250**

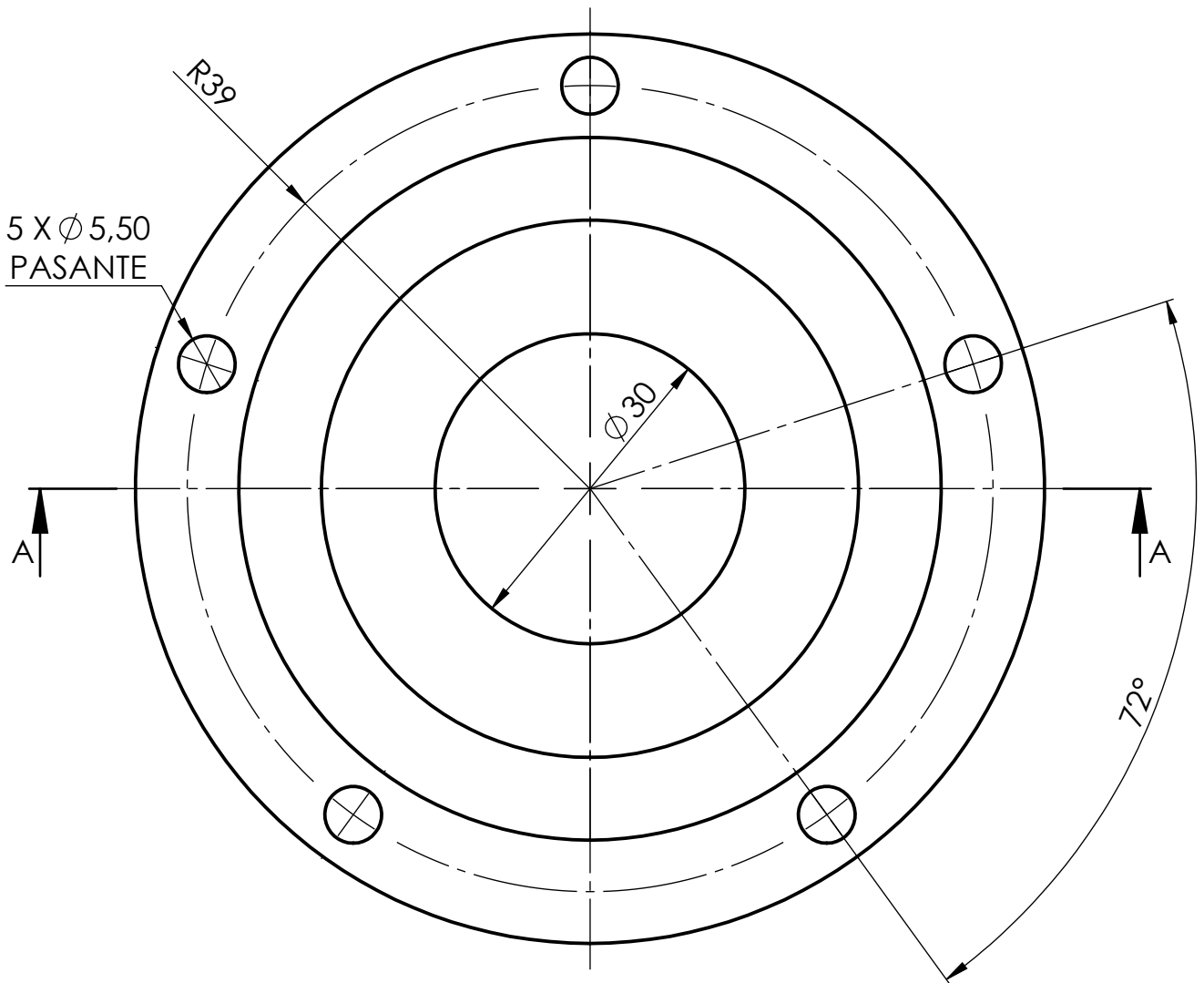
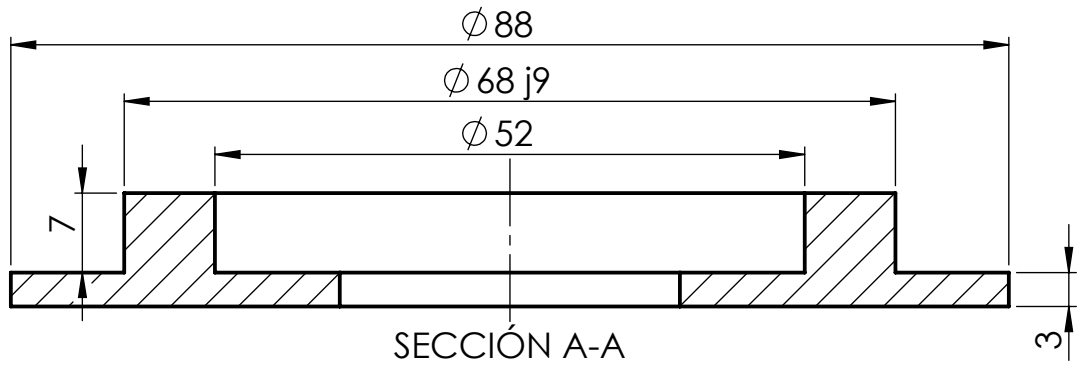
Proyecto Reductor de velocidad de 100 Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Tapa eje intermedio izquierda	Nº plano 14
Autor Alex Mas	Escala <b>2:1</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	




MATERIAL: EN-GJL-250

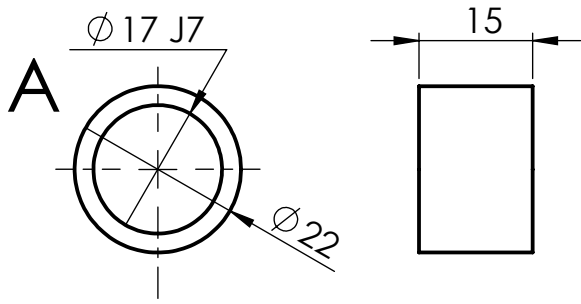
Proyecto Reductor de velocidad de 100 Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Tapa eje intermedio derecho	Nº plano 15
Autor Alex Mas	Escala <b>3:2</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



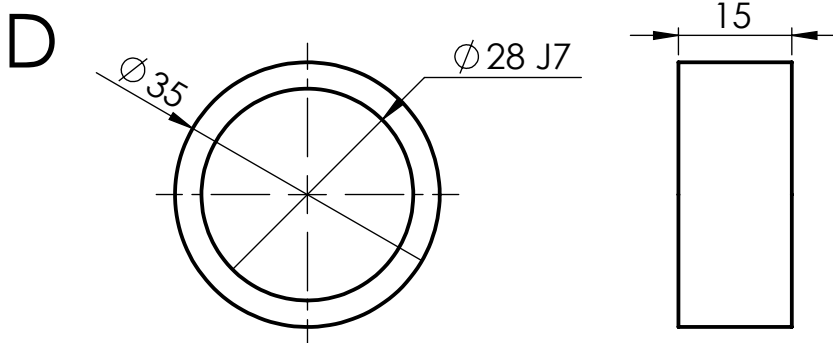
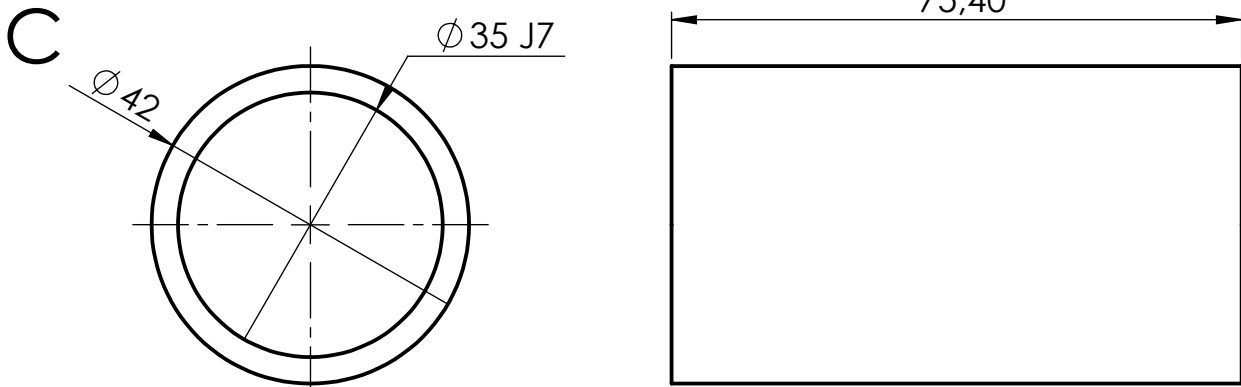
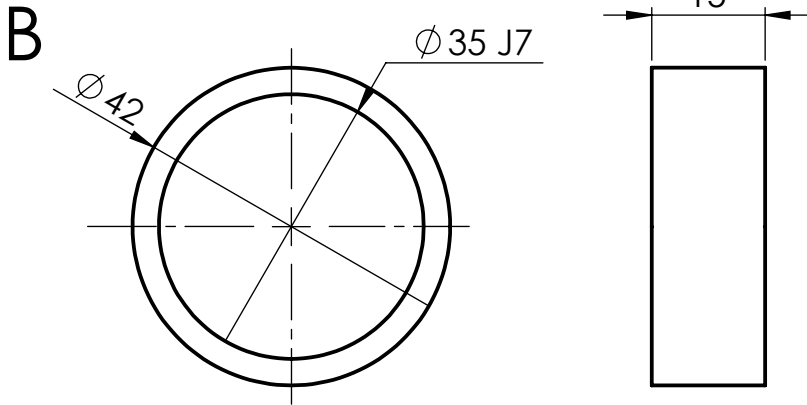


MATERIAL: EN-GJL-250


Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Tapa eje salida derecho	Nº plano 16
Autor Alex Mas	Escala 3:2
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	

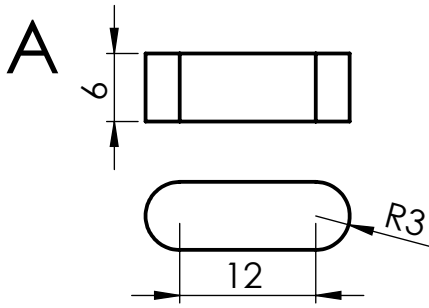


Número	Pieza
A	Casquillo eje entrada
B	Casquillo eje intermedio 1
C	Casquillo eje intermedio 2
D	Casquillo eje salida

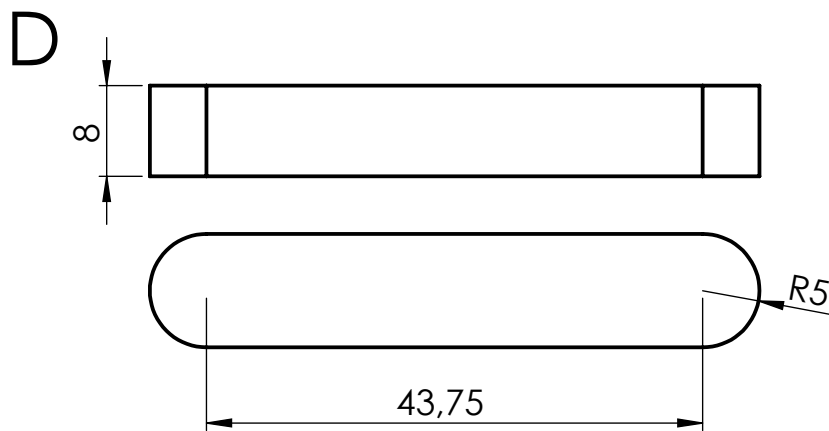
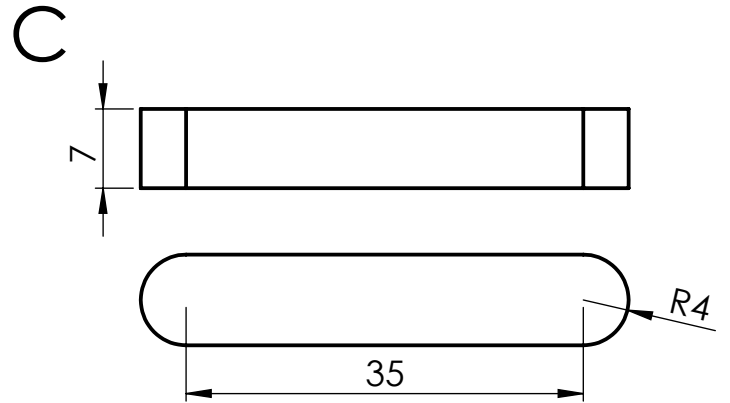
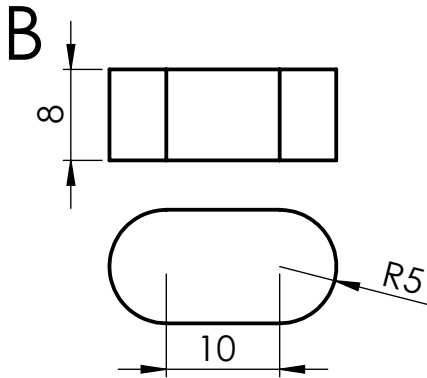


MATERIAL: ACERO C45


Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Casquillos	Nº plano 17
Autor Alex Mas	Escala <b>1:1</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	

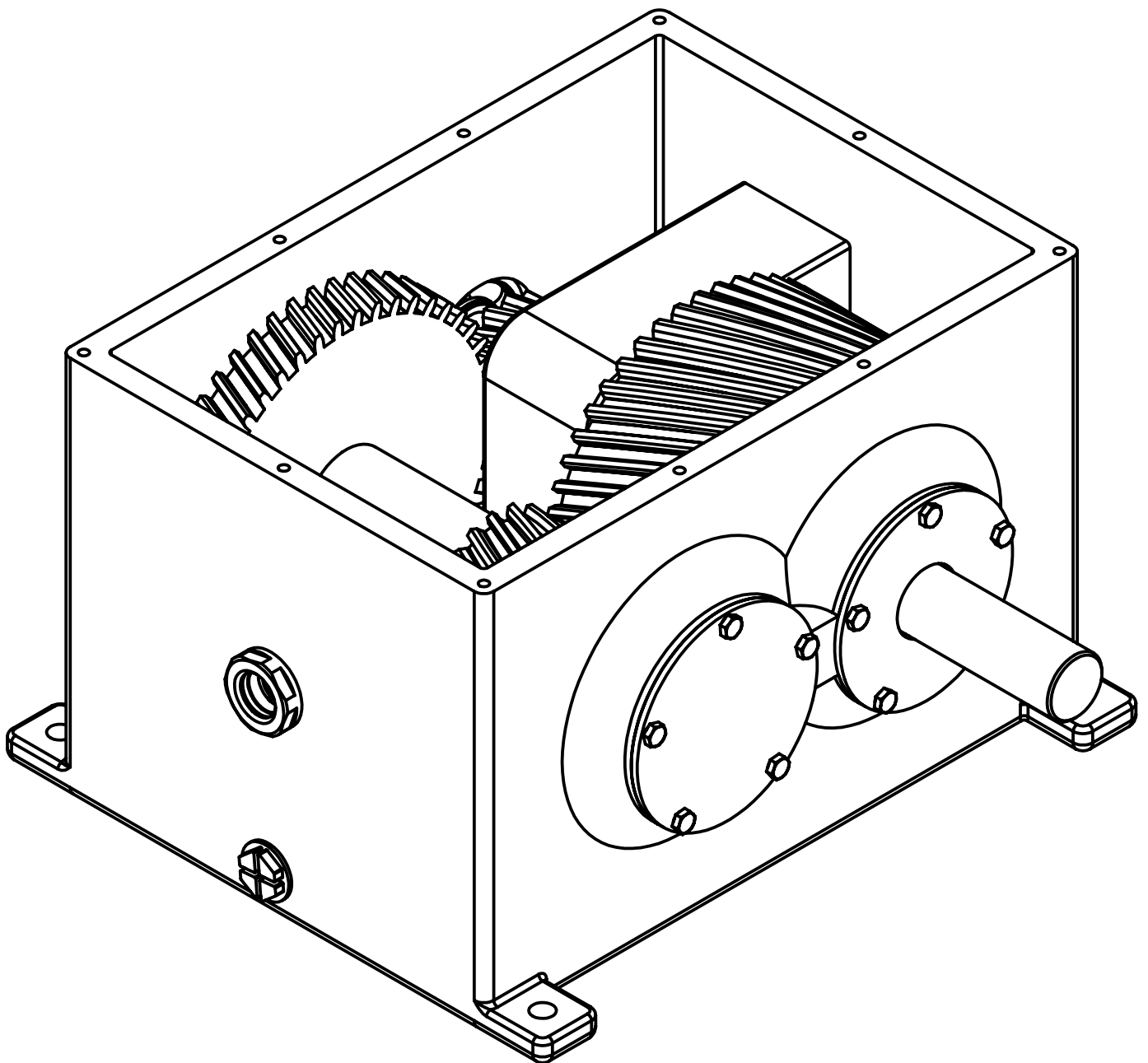



Número	Pieza
A	Chaveta piñón 1ª etapa
B	Chaveta rueda 1ª etapa
C	Chaveta piñón 2ª etapa
D	Caveta rueda 2ª etapa

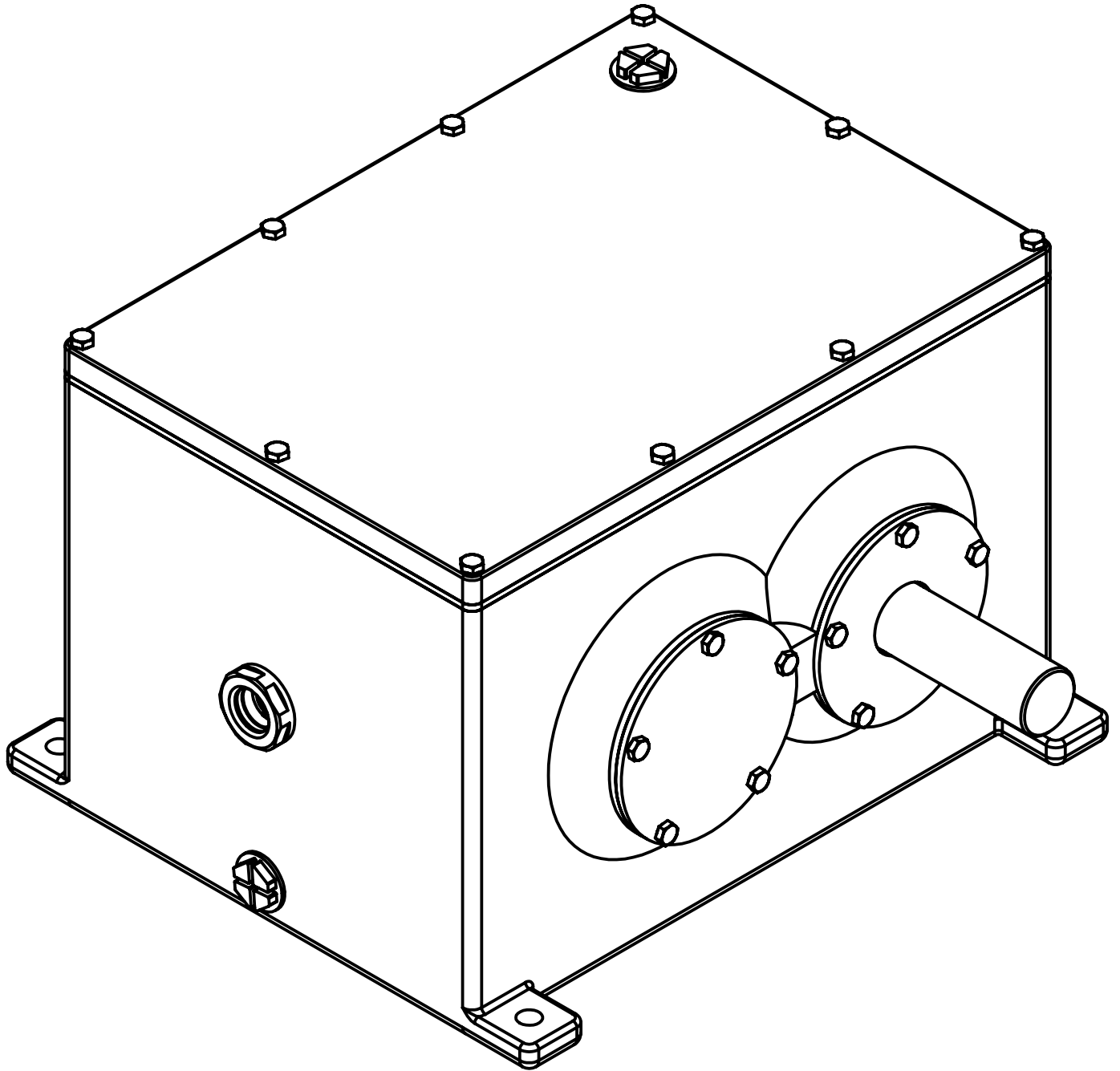


**MATERIAL: ACERO C45**

Proyecto Reductor de velocidad de 100Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Chavetas	Nº plano 18
Autor Alex Mas	Escala <b>3:2</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



Proyecto Reductor de velocidad de 100 Nm de par y relación de transmisión $i=8,2$	
Título plano Perspectiva sin tapa	Nº plano 19
Autor Alex Mas	Escala <b>4:9</b>
Tutor Manuel Tur Valiente	
Fecha 02/04/2018	



Proyecto	Reductor de velocidad de 100Nm de par relación de transmisión $i = 8,2$	
Título plano	Perspectiva	Nº plano 20
Autor	Alex Mas	Escala <b>2:5</b>
Tutor	Manuel Tur Valiente	
Fecha	02/04/2018	