

TRABAJO FIN DE GRADO



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1

PRESENTADO POR:

PABLO BRISA VEGA

DIRIGIDO POR:

MANUEL TUR VALIENTE

TITULACIÓN:

INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

MAYO 2019

TRABAJO FIN DE GRADO



**DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE
SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1**

DOCUMENTO N°:1

MEMORIA

ÍNDICE

1.- OBJETO	9
2.- PROMOTOR.....	9
3.- ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES.	10
3.1. NECESIDADES DE POTENCIA.....	10
3.2. NECESIDADES DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD.....	10
3.3. CONDICIONES DE TRABAJO, TAMAÑO Y GEOMETRÍA.....	11
3.4. CONDICIONES AMBIENTALES.....	11
3.5. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN.....	11
4.- SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	11
4.1. TIPOS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	12
4.1.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO.....	12
4.1.1.1. TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO....	12
4.1.1.2. TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE...	12
4.1.2. TRANSMISIÓN POR ENGRANE.....	13
4.1.2.1. TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO....	14
4.1.2.1.1. Engranajes cilíndricos.....	14
4.1.2.1.2 Engranajes cónicos.....	15
4.1.2.3. Tornillo sin fin.....	15

4.1.2.2. TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE.....	15
4.1.2.2.1. Cadenas.....	15
4.1.3.2. Correas dentadas.....	16
4.1. NÚMERO DE ETAPAS.....	16
4.2. ÁRBOLES.....	17
4.3. RODAMIENTOS.....	17
4.4. LUBRICACIÓN.....	17
4.5. UNIÓN DE ÁRBOLES.....	18
4.6. CARCASA.....	19
5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA.....	19
5.1.TIPO DE TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	20
5.2.RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	20
5.3.ACOPLA RUEDAS DENTADAS CON LOS EJES.....	21
5.4.APOYOS EN LOS ÁRBOLES.....	21
5.5.SUJECIÓN DE RODAMIENTOS Y ENGRANAJE.....	22
5.6.LUBRICACIÓN.....	22
5.7.DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA COMPONENTE.....	23
5.7.1. DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA.....	23
5.7.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES.....	23
5.7.2.1. MATERIAL DE LOS ENGRANAJES.....	24
5.7.2.2. GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES.....	25

5.7.3. ANILLOS DE SEGURIDAD.....	25
5.7.4. SELLOS RADIALES DE ACEITE.....	26
5.7.5. TAPONES Y VISORES DE LA CARCASA.....	26
5.7.6. PINTURA.....	27

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidades totalmente convencional. Las especificaciones concretas que debe cumplir este reductor son:

- Velocidad del motor eléctrico = 3000 r.p.m.
- Par máximo a la salida = 200 Nm
- Relación de transmisión total = 9.1
- Número de etapas = 2

Este proyecto se ha diseñado con el fin de que sirva de modelo para otros proyectos futuros de alumnos de la UPV.

Como nuestro motor eléctrico trabaja a una velocidad de 3.000 rpm, va a ser necesaria una disminución de la velocidad elevada, por lo que dividiremos la reducción en dos etapas.

Por otro lado, añadir una etapa más no supondría introducir aportaciones relevantes distintas a las desarrolladas con las dos etapas propuestas.

2. PROMOTOR

D. Pablo Brisa Vega, con D.N.I. 21008224-R y domicilio en Calle Salvador Guinot, 14 en el municipio de Valencia (VALENCIA).

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

3. ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES

3.1 NECESIDADES DE POTENCIA

Nuestro motor eléctrico, al cual irá acoplado el reductor de velocidades, tendrá una potencia de 6,9 kW, ya calculada.

El reductor a diseñar transmitirá esta potencia desde el eje de entrada al de salida, sin verse ésta prácticamente afectada, ya que como en todo sistema mecánico existen pérdidas debidas al rozamiento y demás factores.

3.2. NECESIDADES DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD

Debido a la alta velocidad de giro del motor eléctrico, haremos uso del ya mencionado reductor de velocidades para hacer que las 3.000 rpm iniciales se reduzcan en un factor de 9,1 hasta alcanzar el par máximo final de 200Nm (unas 330 rpm aproximadamente).

- Velocidad de entrada = 3000 rpm
- Velocidad de salida = 330 rpm
- Relación de transmisión total = 9,1
- Relación de transmisión por etapa = 3,016

La relación de transmisión del reductor será de 9,1 con una velocidad de salida de 330 rpm.

3.3. CONDICIONES DE TRABAJO, TAMAÑO Y GEOMETRÍA

Nuestro reductor en cuestión debe tener un tamaño lo más reducido posible para que al acoplarlo al motor, este pueda trabajar con total normalidad, y por un evidente motivo económico.

3.4. CONDICIONES AMBIENTALES

Vamos a estimar una temperatura de trabajo media de unos 25 °C.

3.5. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

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

También es aconsejable la revisión periódica del lubricante, para lo que hemos incluido un visor de aceite en uno de los laterales del reductor.

Por otra parte, los rodamientos están diseñados para que tengan una vida de entre 20.000 y 40.000 horas, y pensamos que las 30.000 horas es algo razonable. A partir de las 30.000 podemos sustituirlos por otros nuevos.

4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

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

El uso o aplicación para la que se va a destinar este reductor condiciona el tipo de transmisión mecánica a utilizar.

A continuación explicamos todas y cada una de las alternativas detalladamente:

4.1. TIPOS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

4.1.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO

4.1.1.1. TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO

La potencia se transmite en este caso por rozamiento, mediante ruedas de fricción.

Este tipo de transmisión se puede emplear tanto en árboles paralelos como en árboles cruzados o secantes, y con relaciones de transmisión de hasta 6, ya que no es capaz de transmitir grandes potencias y añade además esfuerzos adicionales en los ejes debido a la fuerza de contacto que existe entre los materiales de fricción.

Este tipo de transmisión ocupa demasiado y no es muy utilizada en la actualidad.

En lo que se refiere a la utilización de esta transmisión en nuestro proyecto, no es conveniente su elección debido a que las relaciones de transmisión que admite son demasiado bajas.

A parte de esto, generaría esfuerzos adicionales.

4.1.1.2. TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE

Como elemento más característico de este tipo de transmisiones tendríamos las correas planas. Admiten tanto árboles paralelos como árboles cruzados y tienen un rendimiento muy alto, de entre el 95% y el 98%.

Al igual que el resto de transmisiones, presenta ventajas e inconvenientes:

- Ventajas
 - Coste reducido.

- Es silencioso.
- Tiene una gran capacidad de absorción elástica frente a choques.

- Inconvenientes
 - La relación de transmisión que proporciona es inexacta, existiendo pérdidas por deslizamiento.
 - Sobrecarga en los cojinetes debido a la necesidad de un pretensionado.
 - Duración limitada.
 - Requiere de espacios elevados.
 - Son sensibles a las condiciones ambientales.

En cuanto a la adopción de esta solución para nuestro proyecto, deberemos descartarla ya que buscamos una solución de reducido tamaño y con este tipo de transmisión este requisito no se cumple.

4.1.2. TRANSMISIÓN POR ENGRANE

Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, tanto entre árboles paralelos como entre árboles cruzados y sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy extensa.

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

- Ventajas:
 - Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
 - Alta fiabilidad y larga duración.

- Tamaño reducido.
 - Alto rendimiento.
 - Necesitan poco mantenimiento.
 - Permiten soportar sobrecargas.
- Inconvenientes
- Elevado coste.
 - Se generan ruidos durante el funcionamiento.
 - Transmisión totalmente rígida.

Ahora bien, dentro de las transmisiones por engrane hay varios tipos, que son los que vamos a detallar a continuación:

4.1.2.1. TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO

4.1.2.1.1. Engranajes cilíndricos

Este tipo de transmisión se emplea entre árboles paralelos, alcanzando relaciones de transmisión máximas de $i=8$, aunque en situaciones especiales pueden llegar a alcanzar valores de hasta $i=20$.

El rendimiento de este tipo de transmisión también es alto, entre el 96 y el 99%.

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

Una de las principales ventajas es que este tipo de dentado es mucho más simple y económico que el helicoidal.

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

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

4.1.2.1.2. Engranajes cónicos

Este tipo de transmisión que se utiliza mucho menos que la anterior, se emplea entre árboles secantes, alcanzando relaciones de transmisión de hasta $i=6$.

4.1.2.1.3. Tornillo sin fin

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

Su rendimiento es muy variable, comprende el rango de valores que va del 45 al 97%, y es inversamente proporcional a la relación de transmisión.

4.1.2.2. Transmisión por contacto flexible.

4.1.2.2.1. Cadenas.

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

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

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

Su rendimiento suele situarse entre el 97 y el 98%.

En cuanto a las ventajas e inconvenientes, destacaremos las siguientes:

- Ventajas
 - Coste más reducido frente a los engranajes.
 - Relación de transmisión constante.
 - Se puede accionar varias ruedas dentadas con una sola cadena.

- Inconvenientes
 - Tienen duración limitada.
 - Presentan limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
 - Requieren espacios elevados.
 - No son elásticos.
 - Son más caras que las correas.

4.1.2.2.2. Correas dentadas.

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

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

4.2. NÚMERO DE ETAPAS

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

Para relaciones de transmisión demasiado altas, hay que dividir en varias el número de etapas del reductor para reducir esa relación de transmisión de forma que los engranajes no excedan sus tamaños y perdamos la

ventaja de tamaño reducido que nos proporciona este tipo de transmisión mecánica.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que un número de etapas excesivo provoca la necesidad de utilizar más elementos para nuestro reductor, con el consecuente aumento económico que ello supone.

4.3. ÁRBOLES

El número de árboles que emplearemos dependerá directamente del número de etapas que se hayan definido.

4.4. RODAMIENTOS

Los árboles se montan exclusivamente en rodamientos. En comparación con los cojinetes, los rodamientos ofrecen ventajas como pueden ser:

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

4.5. LUBRICACIÓN

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

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

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

4.6. UNIÓN DE ÁRBOLES

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

- Chavetas
- Árboles acanalados
- Tornillos de fijación
- Pasadores

El método de transmisión más usual es mediante chavetas.

Otra opción son los pasadores, que se utilizan para transmitir cargas ligeras.

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

Usualmente se emplean tornillos a 90°. El uso de tornillos es adecuado para cargas de servicio ligeras.

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

Para posicionar en el árbol todos los elementos axialmente haremos uso de arandelas elásticas, por ser este el método más económico. El uso de estas arandelas requiere su mecanizado correspondiente en el árbol, lo que va a debilitar, generando un concentrador de tensiones. Debido a esto, es común ver cambios de diámetro en los árboles donde el estado tensional es elevado.

4.7. CARCASA

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

Su construcción será metálica, pudiendo ser de:

- Fundición.
- Acero moldeado.
- Chapa de acero.

5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA

El diseño y el desarrollo del reductor se ha basado en el estudio las necesidades que ya hemos realizado en apartados previos.

Los elementos que forman nuestro reductor son los siguientes:

- Un par de engranajes, es decir, un engranaje piñón – rueda para cada etapa, siendo el número de etapas, en nuestro caso, de 2.
- Tres árboles o ejes; el árbol o eje de entrada que irá acoplado a nuestro motor eléctrico, el árbol intermedio que conecta las dos etapas, y el eje de salida, que girará a la velocidad final deseada.
- Dos rodamientos por cada árbol, con un total de 6.
- En cuanto a la carcasa, para garantizar que cumple con todas las exigencias mecánicas, y dadas que estas no son muy elevadas, se empleará una fundición gris. Este material posee la característica de ser muy manejable y fácil de mecanizar. Además no presenta inconvenientes de dilatación o conductividad térmica como el aluminio y es barato.
- El método de lubricación será el barboteo.
- Por último, utilizaremos para nuestro reductor elementos de sujeción, retención, tornillos y demás elementos auxiliares.

5.1. TIPO DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

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

El tipo de transmisión mecánica más adecuado y que mejor se adapta a nuestras necesidades son los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales debido a su flexibilidad en el diseño, su alto rendimiento, la alta duración, la fiabilidad, el bajo mantenimiento y la resistencia al ambiente, entre otros factores que nos han ayudado a elegirla como la alternativa adecuada.

Además de todo lo dicho en el párrafo de arriba, el dentado helicoidal aporta un tamaño reducido al reductor, es una transmisión silenciosa y proporciona relaciones de transmisión constantes.

5.2. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Una vez realizados los cálculos necesarios a partir de estimaciones y seleccionando un número de etapas de 2, obtenemos una relación de transmisión por etapa de:

$$i = 3,05$$

Cuyo valor es ligeramente superior al que habíamos establecido para cada etapa, que era de 3,016.

En este proyecto, hemos querido establecer que los valores de relación de transmisión de ambas etapas sean iguales para una mayor sencillez de cálculo y fabricación, ya que resulta más rentable realizar dos engranajes similares que dos diferentes. Debido a esta misma razón, se seleccionó el mismo módulo para ambas etapas.

Finalmente, con este valor se obtiene la relación de transmisión final, cuyo valor resulta ser de:

$$i = 9,2$$

Cuyo valor es ligeramente superior al valor de relación de transmisión que se deseaba y cuyos valores de velocidad de giro de ejes son de:

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

$$\omega_{Intermedio} = 983,60 \text{ rpm}$$

$$\omega_{Salida} = 326,09 \text{ rpm}$$

5.3. ACOPLER RUEDAS DENTADAS CON LOS EJES

Una vez estudiadas las alternativas de las uniones de los árboles con los engranajes, se ha seleccionado que la unión de estos elementos se realizará mediante chavetas cuadradas.

Se ha seleccionado esta opción ya que permite un fácil montaje y desmontaje de los engranajes sobre los árboles, son baratos respecto a otros elementos de unión y la reducción del límite de fatiga es menor que en otros elementos de sujeción.

La opción de los pasadores se ha eliminado automáticamente ya que no soportarían las tensiones producidas por los engranajes.

Tampoco se ha tenido en cuenta la opción de tallar los engranajes sobre el propio eje por el considerable aumento de precio que ello provocaría.

Los árboles acanalados se han descartado por la misma razón que la de tallar los engranajes sobre el eje, aunque pudieran responder bien a los esfuerzos solicitados.

5.4. APOYOS EN LOS ÁRBOLES

Esta solución era bastante clara de prever ya que existían pocas alternativas posibles. Como apoyos en los árboles utilizaremos rodamientos por su bajo nivel de ruido, su capacidad de trabajar a velocidades muy elevadas, alta vida útil, buen rendimiento, así como un bajo par torsor en el arranque, poca necesidad de lubricación y fácil intercambiabilidad.

5.5. SUJECIÓN DE LOS RODAMIENTOS Y ENGRANAJES

Los rodamientos y engranajes deben ir sujetos al eje para evitar desplazamiento axial. Para ello se optan por diversas soluciones que nos ayudarán cubriendo todo momento las necesidades de espacio reducido y funcionalidad.

Las soluciones adoptadas han sido tres: el uso de arandelas elásticas, el uso de casquillos y cambios de diámetro únicamente en las secciones donde exista par torsor.

5.6. LUBRICACIÓN

Consideramos que una buena lubricación va a ser muy importante ya que, sin ella, se podrían desgastar en exceso los elementos que componen nuestro reductor, disminuyendo su vida útil.

Es pues, que tras haber considerado varias alternativas, el método de lubricación que se ha elegido para nuestro reductor es el de barboteo o salpicadura. Este método consiste en lo siguiente: el aceite cae sobre los engranajes, y la propia rotación de estos es la que salpica al resto de elementos provocando la lubricación de todos los elementos que se sitúan en el interior de la carcasa.

El lubricante seleccionado para nuestro reductor es el aceite VG 320, ya que es el más empleado para este tipo de aplicaciones y cuyas características son las siguientes:

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

5.7. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA COMPONENTE

5.7.1. Descripción de la carcasa

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

El diseño de la carcasa debe ser sencillo y compacto, intentando no encarecer en exceso los costes de fabricación y mecanizado y aprovechar al máximo el espacio del que se dispone.

Ha de estar diseñada, asimismo, para su rápido montaje y desmontaje, lo que se traduce en un menor tiempo de mantenimiento en caso de avería.

Debe tratarse también de una estructura robusta y consistente, capaz de soportar las cargas, tensiones y vibraciones a las que estará sometida durante su funcionamiento debido a la acción de los engranajes.

El material de nuestra carcasa, como ya hemos dicho anteriormente, va a ser una fundición gris FG – 250.

5.7.2. Descripción de los engranajes

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

Una vez dicho esto, definiremos lo que es la relación de transmisión: la relación de transmisión es la relación cinemática que existe entre la velocidad de giro del piñón y la de la rueda.

Y por último intentaremos dar nombre a algunos conceptos fundamentales de los engranajes:

Circunferencia exterior: Es la que delimita la parte exterior de los dientes del engranaje.

Circunferencia base: Es la que delimita la base de estos.

Paso (o paso circular): Longitud que se mide desde la circunferencia primitiva y limitada por los ejes de simetría de dos engranajes consecutivos.

Adendo: Parte del diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la exterior.

Dedendo: Parte del diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia base.

Módulo: Es el cociente entre el diámetro primitivo y el número de dientes.

Los engranajes de ambas etapas se han calculado partiendo de estimaciones y llegando a resultados razonables y basados en las necesidades de nuestro proyecto.

Los cálculos se han realizado para que los engranaje soporten bien los esfuerzos a los que van a ser sometidos. Todos estos cálculos se encuentran detallados en el anexo de Cálculos.

Por último, la información relacionada con la geometría de los mismos se encuentra toda detallada en la parte de planos.

5.7.2.1. Material de los engranajes

Para seleccionar el material de nuestros engranajes, y suponiendo que las dimensiones de estos no varían demasiados entre etapas hemos decidido utilizar el mismo material para las dos etapas.

Hemos escogido un acero templado y revenido con las siguientes características mecánicas:

$$E = 206.000 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0,3$$

$$HB = 350$$

$$S_{y1} = S_{y2} = 1.000 \text{ MPa}$$

$$S_{HL} 1 = S_{HL} 2 = 832,6 \text{ MPa}$$

$$S_{FL} 1 = S_{FL} 2 = 335,8 \text{ MPa}$$

Donde:

E es el módulo de Young

ν es el Coeficiente de Poisson

S_y es el límite de fluencia del material

S_{HL} es el límite del material a fallo superficial

S_{FL} es el límite del material a flexión

HB es la dureza superficial del material Brinell

NOTA: Los subíndices 1 y 2 hacen referencia al piñón y a la rueda, respectivamente.

5.7.3. Anillos de seguridad

Los anillos de seguridad empleados en nuestro reductor han sido seleccionados de la página del fabricante ROTORCLIP (www.rotorclip.com), en concreto utilizaremos los anillos de seguridad DSH, que cumplen con la normativa DIN 471.

Los anillos de seguridad seleccionados para nuestro reductor han sido:

EJE DE ENTRADA

- Rodamiento izquierdo y derecho: DSH-72 (72 x 2,5 mm)

EJE INTERMEDIO

- Rodamiento izquierdo y derecho: DSH-80 (80 x 2,5 mm)

EJE DE SALIDA

- Rodamiento izquierdo y derecho: DSH-100 (100 x 3 mm)

5.7.4. Sellos radiales de aceite

La carcasa debe estar sellada de forma que se eviten las fugas de aceite. Los ejes de entrada y de salida tienen que atravesar la carcasa, y sería posible que se perdiese lubricante a través de dichos ejes. Para evitar la pérdida de aceite a través de estos ejes se puede recurrir a varias soluciones. En nuestro caso haremos uso de retenes. (ver anexo)

Los sellos radiales de aceite, comúnmente llamados retenes, son elementos elásticos que actúan por la tensión radial propia del material con el que están fabricados o empleando resortes.

Todos los sellos radiales empleados han sido seleccionados del catálogo del fabricante SKF con un perfil de trabajo tipo HMSA10.

El sello radial empleado en el eje de entrada es:

- SKF 20 x 35 x 8 HMSA10 V

El sello radial empleado en el eje de salida es:

- SKF 35 x 50 x 10 HMSA10 V

En el anexo “TABLA N°20” y “TABLA N°21” se puede consultar toda la información relativa a estos sellos radiales.

5.7.5. Tapones y visores de la carcasa

Para facilitar las labores de llenado y sustitución de lubricante, como las de inspección, se instalará en la carcasa un tapón de llenado, un tapón de vaciado y un visor de nivel. Los tres elementos han sido seleccionados del catálogo del fabricante TECNODIN (www.tecnodin.com).

El tapón de llenado se situará en la parte superior de la carcasa de tal forma que la acción de añadir el lubricante sea cómoda y accesible. Este tapón incorpora un agujero para mantener en todo momento la presión interior constante, evitando así sobrepresiones dentro del reductor que podrían afectar a los sellos radiales.

Vamos a emplear un tapón de llenado TECNODIN 487016000 de métrica M 16 x 1.5.

El tapón de vaciado se situará en la parte inferior de la carcasa de tal forma que la acción de vaciar el lubricante sea cómoda. Este tapón incorpora un imán, de tal forma que durante el vaciado del lubricante alojado en el reductor, podamos comprobar si hay partículas metálicas que se hayan ido desprendiendo por el funcionamiento del reductor. También evitamos de esta manera que las partículas sueltas entren en contacto con los elementos del reductor.

El tapón de vaciado seleccionado es el TECNODIN TM-1415 de métrica M 14 x 1.5.

El visor de nivel del lubricante se situará en un lateral de la carcasa del reductor de velocidad, y a ser posible en una zona con fácil acceso para favorecer su inspección visual de forma rápida.

El visor de nivel a emplear es TECNODIN 482116000 de métrica M 16 x 1.5, que además cuenta con un reflector que facilita la lectura del nivel de lubricante.

En el anexo “TABLA N°22”, “TABLA N°23” y “TABLA N°24” se puede consultar toda la información relativa a estos elementos.

5.7.6 Pintura

La carcasa tendrá un acabado exterior con pintura en polvo termoendurecible a base de resinas poliésteres modificadas con resinas epoxídicas. Utilizamos esta pintura ya que tiene una gran estabilidad térmica y proporciona a la carcasa una gran resistencia a la corrosión.

TRABAJO FIN DE GRADO



DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1

ANEXO Nº 1

CÁLCULOS

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN.....	34
2.	DATOS INICIALES.....	34
3.	OTROS DATOS NECESARIOS PARA EL CÁLCULO DE ENGRANAJES.....	34
	3.1. CÁLCULOS PREVIOS.....	34
	3.1.1. CÁLCULOS PREVIOS POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	36
	3.1.2. DEFINICIÓN GEOMÉTRICA DE LOS ENGRANAJES.....	37
	3.2. DATOS INICIALES PARA EL CÁLCULO DE ENGRANAJES.....	38
	3.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL.....	38
	3.4. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE.....	40
	3.5. SELECCIÓN DEL ANCHO DEL ENGRANAJE.....	40
	3.5.1. CÁLCULO DEL ANCHO POR FALLO SUPERFIAL.....	40
	3.5.2. CÁLCULO DEL ANCHO A FLEXIÓN.....	50
	3.6. RESUMEN DEL PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONADO.....	54
	3.7. RESULTADO FINAL.....	55
	3.7.1. DIÁMETROS DE PIÑÓN Y RUEDA (1ª y 2ª etapa).....	55
	3.7.2. ANCHO DE LOS ENGRANAJES.....	56
	3.7.3. COEFICIENTES DE SEGURIDAD.....	57
4.	DIMENSIONADO DE LOS EJES.....	58
	4.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL.....	58
	4.2. SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN.....	58
	4.3. CONSIDERACIONES SOBRE EL CÁLCULO.....	59
	4.3.1. CÁLCULO A RIGIDEZ TORSIONAL	59
	4.3.2. CÁLCULO A FATIGA.....	59
	4.3.2.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....	60

4.3.2.2	FACTORES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA.....	61
4.3.3	CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL.....	63
4.4	PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO A FATIGA.....	64
4.4.1.	DETERMINACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES...64	
4.4.2.	DETERMINACIÓN DE REACCIONES Y MOMENTOS FLECTORES.	65
4.4.3.	CÁLCULO DE SOLICITACIONES.....	66
4.5.	CÁLCULO DEFLEXIÓN LATERAL – RESULTADOS....	69
4.6.	RODAMIENTOS.....	83
4.6.1	SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO A UTILIZAR.....	83
4.6.11.	CAPACIDAD DE CARGA.....	83
4.6.12.	VIDA DE LOS RODAMIENTOS.....	84
4.6.13.	CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA.....	85
4.6.2.	FACTORES DE CORRECCIÓN DE VID.....	87
4.6.2.1.	POR FIABILIDAD.....	87
4.6.2.2.	POR CONDICIONES DE TRABAJO.....	87
4.7.	DIMENSIONADO DE UNIONES A TORSIÓN.....	89
4.7.1.	CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA.....	89
4.7.2.	CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO.....	90
4.7.3.	CHAVETA DEL EJE DE SALIDA.....	90

1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se desarrolla y justifica, el procedimiento de cálculo para el diseño de un reductor de dos etapas de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

2. DATOS INICIALES

Los datos iniciales con los que partimos para el cálculo de nuestro reductor son:

$$i_{total} = 9,1$$

$$T \text{ salida} = 200 \text{ N*m}$$

$$\omega_{piñón} = 3000 \text{ rpm}$$

3. OTROS DATOS NECESARIOS PARA EL CÁLCULO DE ENGRANAJES

3.1. Cálculos previos

Con los datos que ya calculamos en el apartado 1.2, vamos a proceder al diseño de los engranajes.

$$i_1 = i_2 = \sqrt{9,1} = 3.0166$$

Empleando las relaciones de transmisión de cada etapa y los datos iniciales, elaboramos la siguiente tabla con las características de cada eje:

Eje	ω (rpm)	T (Nm)
Entrada	3.000	21,97
Intermedio	994,49	66,29
Salida	329,67	200

3.1.1. Cálculo previo: diámetro del eje por rigidez torsional

Dado que el factor crítico en el diseño de ejes suele ser la rigidez del mismo, vamos a determinar un diámetro mínimo estableciendo una deflexión torsional máxima de $(\theta/L)_{max} = 1.5^\circ/m$. Seguidamente se comprueba que cumple en el caso de una deformación inferior a 1° para $L = 20*d$. La expresión a utilizar para la estimación del diámetro inicial es:

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

Siendo:

θ = deflexión torsional.

T = momento torsor.

L = distancia existente entre el punto de aplicación del momento torsor y el eje.

G = módulo de elasticidad transversal.

d = diámetro del eje.

Para aplicar la ecuación anterior deberemos tener en cuenta que para utilizar unidades del Sistema Internacional, introduciremos el valor del ángulo en radianes. También cabe decir que el valor del módulo de rigidez torsional es el que corresponde al acero, tomando este un valor de $G = 8,1*10^{10} \text{ N/m}^2$

A continuación se muestra en una tabla los resultados obtenidos del cálculo realizado a rigidez torsional para cada uno de los 3 ejes de nuestro reductor:

Eje	d para $1,5^\circ/m$ (mm)	d para 1° (mm)	d(mm)
Entrada	18,13	14,79	20
Intermedio	23,88	21,37	25
Salida	31,48	30,89	35

3.1.2. Definición geométrica de los engranajes

Una vez se han obtenido los diámetros mínimos a torsión de cada uno de los ejes, procederemos a determinar la geometría de nuestros engranajes.

Primero, se estima el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y, posteriormente, multiplicamos este valor por la relación de transmisión de cada etapa para obtener el diámetro primitivo de cada uno de los piñones y ruedas.

Cuanto menor sea el diámetro de los engranajes menor será el tamaño del conjunto entero. Además, el diámetro del piñón tiene unas limitaciones geométricas, es decir, no puede ser excesivamente pequeño.

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

Conviene determinar un diámetro mínimo para cada uno de los piñones de nuestro reductor, de manera que no se produzcan problemas como los mencionados en el párrafo anterior.

Para ello, tendremos en cuenta los tamaños estandarizados de chavetas y chaveteros que hemos seleccionado en función del diámetro que hemos estimado de los árboles de los ejes y que se van a mostrar al final de este documento.

Tratándose de un reductor, el engranaje que situamos en el eje de entrada será un piñón, que girará a una velocidad menor que el engranaje al que va acoplado, que será una rueda (al contrario que si deseáramos obtener una relación de transmisión de multiplicación).

Los módulos estandarizados que se han empleado en el cálculo de los diámetros primitivos vienen reflejados a continuación:

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

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

Si se emplean engranajes de dientes helicoidales (como es en nuestro caso), deberemos distinguir entre el módulo normal, m_n (perpendicular al diente) y el aparente, m_t , perpendicular al eje de rotación.

Recordaremos la fórmula que nos permite calcular el diámetro primitivo de un engranaje a partir del módulo y del número de dientes del mismo:

$$d = m * z$$

Por otra parte, los módulos a seleccionar serán aquellos que nos permitan construir los piñones sin interferencia.

El número mínimo de dientes para que no aparezca interferencia de generación de tallado con una cremallera de corte se obtiene para el dentado helicoidal según la expresión:

$$Z_{min} = \frac{2 * \cos(\beta)}{\text{sen}^2 \alpha_t}$$

Por otra parte también se define un ángulo de presión real α_n (normal al diente) y el aparente α_t (en el plano normal al eje de rotación):

$$\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos(\beta)}$$

También tendremos que tener en cuenta que las ruedas a diseñar no deberían de superar valores de en torno a los 150 dientes, aproximadamente.

Una vez conocidas todas estas limitaciones, se procede al cálculo estimado de los dientes de la rueda y del piñón a partir de los módulos estandarizados (los módulos empleados son los tangenciales), las relaciones de transmisión ya calculadas y los diámetros primitivos estimados en el apartado 3.1.1.

Una vez que hemos realizado los cálculos arriba mencionados, procedemos a la selección del módulo siguiendo el criterio mencionado y conociendo las limitaciones que se presentan.

Una vez seleccionado el módulo de acuerdo a las características de nuestro reductor, y se han calculado el número de dientes para los engranajes, se procede al redondeo de los mismos, y posteriormente se calculan los diámetro primitivos de la rueda y el piñón a partir de los números enteros de dientes.

3.2. DATOS INICIALES PARA EL CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES.

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

También emplearemos los siguientes datos iniciales:

DATOS ETAPA 1		
Potencia	6,904	kW
X	1,25	-
$\omega_{\text{piñón}}$	3000	r.p.m
m_n	2,5	mm
β	15	°
α_n	20	°
d_1	20	mm

3.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL

Previamente al cálculo del ancho de los engranajes deberemos seleccionar algunos parámetros importantes.

A continuación adjuntaremos una tabla de la cual se va a seleccionar un material:

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

Coef Y _x			S _{HL}		S _{FL}		Dureza (HB ó HV)	
A	B	Cte	A	B	A	B	min	max
1,075	-0,015	0,70	1,033	132	0,256	8	150	240
1,075	-0,015	0,70	1,371	143	0,345	77	135	250
1,075	-0,015	0,70	1,434	211	0,350	119	175	300
1,03	-0,006	0,85	0,986	131	0,313	62	140	210
1,03	-0,006	0,85	1	190	0,455	69	110	210
1,03	-0,006	0,85	0,925	360	0,240	163	115	215
1,03	-0,006	0,85	1,313	373	0,425	187	200	360
1,03	-0,006	0,85	0,831	300	0,224	117	130	215
1,03	-0,006	0,85	1,276	298	0,364	161	200	360
1,05	-0,01	0,80	0	1500	0	461	660	800
1,05	-0,01	0,80	0,541	882	0,138	290	500	615
1,05	-0,01	0,80	0	1250	0	420	450	900
1,05	-0,01	0,80	1,167	425	0,653	94	300	450

El material a seleccionar para los engranajes será un acero aleado, templado y revenido (el número 7 de la tabla), ya que sus características mecánicas son bastante buenas y económicas junto a una dureza Brinell bastante decente.

Datos del material para los engranajes:

ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO

- $E = 206.000 \text{ N/m}^2$
- $\nu = 0.3$
- Dureza Brinell = 200 - 360

3.4. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

En la mayoría de ocasiones bastará con utilizar un solo tipo de aceite para lubricar todos los elementos. El tipo de lubricación seleccionado condiciona el diseño de la carcasa del reductor, ya que la geometría de la carcasa debe permitir que el lubricante pueda llegar a todos los elementos necesarios.

El lubricante elegido para este nuestro reductor ha sido el VG 320, ya que es uno de los que más se utiliza en este tipo de aplicaciones.

3.5. SELECCIÓN DEL ANCHO DEL ENGRANAJE

Se pretende que el coeficiente de seguridad a flexión sea mayor al coeficiente de seguridad por fallo superficial. Esto se debe a que el fallo por flexión es catastrófico y no da indicios de fallo (como pueda ser mediante una grieta, por ejemplo), mientras que el fallo superficial es progresivo y suele avisar del fallo, normalmente mediante ruidos y vibraciones.

Vamos a calcular, pues, primero el ancho por cálculo a fallo superficial y posteriormente el ancho por cálculo a flexión.

3.5.1 Cálculo del ancho a fallo superficial

La tensión de Hertz, que es la que se va a emplear para el cálculo a fallo superficial viene dada por la siguiente expresión:

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

Tomamos un coeficiente de seguridad de 1'5, que consideramos suficiente. Este coeficiente viene dado por la expresión:

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

Y despejando el ancho (b) de la fórmula, se nos queda:

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

Donde:

- F_t : Es la fuerza tangencial que aparece en el punto primitivo a una distancia del centro igual a la mitad del diámetro primitivo.

La obtendríamos de la siguiente manera:

$$F_t = \frac{T}{\frac{d_p}{2}} \qquad T = \frac{P}{\omega_{eje}}$$

Siendo:

- d_p = diámetro primitivo.
- P = potencia.

- T = momento torsor.
- ω_{eje} = velocidad angular del eje.

- K_A : Es un coeficiente que depende de la aplicación. En nuestro caso se va a considerar que la máquina motriz tiene como características choques moderados, mientras que la máquina motriz tiene como características choques ligeros. Con esto, obtenemos un coeficiente de 1,5 en 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

- K_V : Coeficiente dinámico. Considera las cargas dinámicas internas debidas a las vibraciones que generan los engranajes sobre cada uno de los ejes:

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

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

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

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

$$K_3 \text{ min} = 1$$

v_t es la velocidad en m/s

$$V_t = \omega \text{piñón} \cdot \frac{d_1}{2}$$

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

Mirando la tabla de abajo, obtenemos:

$$K_2 = 0,0087 \text{ (dientes helicoidales)}$$

$$K_1 = 23,9 \text{ (dientes helicoidales y Qiso = 7)}$$

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

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

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

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

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

- Z_H : Coeficiente geométrico.

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

Con valores:

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

- Z_E : Coeficiente elástico.

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

- Z_ε : Coeficiente de conducción.

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

Siendo:

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

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

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

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

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

Donde x es la dureza del material, y A y B son constantes (ver en la tabla adjunta):

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

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

$$Z_N = 1$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Se puede definir la rugosidad media como:

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

Obteniéndose Rz_1 y Rz_2 de la tabla siguiente:

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R_{in}	20	11	6.5	4	2.4	1.4	0.8	0.5

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

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

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

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

- Z_W : coeficiente de dureza. Este coeficiente considera el deterioro que puede ocasionar sobre la rueda, la dureza del piñón.

Calcularemos la rugosidad equivalente R_{zh} , tomando como valores máximos y mínimos, 16 y 3, respectivamente:

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

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

Cuando $HB_r > 470$ se toma:

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

Cuando $HB_r < 130$ se toma:

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

- Piñón y rueda de acero templado.

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

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

Donde:

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

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

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

- Z_x : Coeficiente de tamaño. Este coeficiente tiene en cuenta el tamaño del diente en su fallo a fatiga.

$$Z_x = 1$$

3.5.2. Cálculo del ancho a flexión

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

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

Los coeficientes K_a , K_v y F_t son los mismos que para el cálculo a fallo superficial.

- Y_{fa} : Coeficiente de forma. Depende de la geometría del diente. Sus valores para dentado de altura normal y ángulo de presión de 20° se pueden obtener mediante la siguiente expresión:
Para engranajes helicoidales tomamos una u otra expresión en función del Z_v (número de dientes virtuales)

- Para $18 \leq z_v \leq 400$

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

- Para $z_v > 400$

$$Y_{Fa} = 2.07$$

- Y_{sa} : Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente. Depende de la geometría del diente y, al igual que sucedía con el coeficiente de forma, se pueden obtener sus valores para alturas de dentado normal y ángulos de presión de 20° . En este caso las expresiones a utilizar son:

- Para $18 \leq z_v \leq 430$

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

- Para $z_v > 430$

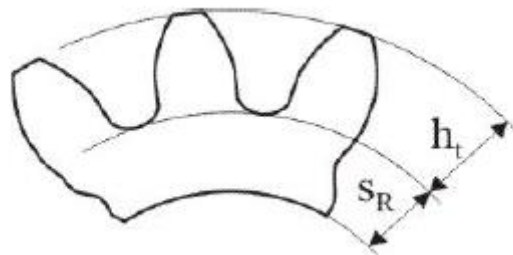
$$Y_{sa} = 2.383$$

- Y_ϵ : Coeficiente de conducción. Toma en consideración la relación de contacto frente al trabajo a flexión del diente del engranaje, y su valor es:

$$Y_\epsilon = 0.25 + \left(\frac{0.75}{\epsilon_\alpha} \right)$$

Donde ϵ_α toma el mismo valor que para presión superficial

Y_B : Factor de espesor de aro. Este factor tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje (si es posible, hay que evitar que $s_R/h_t < 0,05$).



- Si $s_R/h_t \geq 1.2$

$$Y_B = 1$$

- Si $0.5 < s_R/h_t < 1.2$

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

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

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

- $K_{F\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal.

Se calcula de la misma manera que $K_{H\alpha}$.

- La tensión normal máxima admisible por el material S_{FP} , se puede obtener de la siguiente manera:

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

- Tensión límite a fallo por flexión.

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

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

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

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

$$Y_{ST} = 2.1$$

- Y_{NT} : Coeficiente de duración por flexión.
 - $Y_{NT} = 1$
 - $Y_{NT} = 0,85$ en aplicaciones críticas.
- $Y_{\delta rT}$: Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo, considera las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el estudiado.
- **Y_{RrT} : Coeficiente de rugosidad relativa.** Considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de prueba y el que se calcula.
- **Y_x** : Coeficiente de tamaño. Es función del tipo de material y el módulo del engranaje.

3.6. RESUMEN DEL PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONADO.

El proceso de diseño habitual consta de las fases siguientes:

- 1.- Obtención de las posibles soluciones geométricas para los módulos normalizados de utilización preferente (punto 2.3.2)
- 2.- Selección de un material y una de las posibles soluciones geométricas.
- 3.- Para un coeficiente de seguridad dado X , se obtiene el ancho del engranaje necesario por fallo superficial.

$$X_H = X \leftrightarrow b_H$$

El objetivo del dimensionado resistente del engranaje es la obtención de coeficientes de seguridad que siendo superiores al mínimo exigido (X) cumplan

$$X_F > X_H \geq X$$

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

- 4.- Con ese ancho obtenido se calcula el coeficiente de seguridad que se tendría a flexión. Si $X_F < X$ volver al paso 2 y seleccionar una solución con

- 5.- Cuando se logre una solución que cumpla $X_F > X_H$.

Se realiza la siguiente comprobación

- $b > 2 \cdot d_1$ seleccionar un material con mejores características y volver a pto. 2
- $b \ll d_1$ seleccionar un material con peores características y volver a pto. 2

3.7. RESULTADO FINAL

3.7.1 DIÁMETROS DE PIÑÓN Y RUEDA (1ª y 2ª etapa)

Una vez que ya se ha explicado el procedimiento a seguir y se han detallado cada una de las variables y expresiones que debemos utilizar, se procede al cálculo de cada una de las etapas siguiendo los pasos mencionados anteriormente.

Los datos que se adjuntan a continuación, han sido calculados haciendo uso de la Hoja de Cálculo “Cálculo de engranajes v2.xls” .

Los resultados que se han obtenido son:

ETAPA	1	2
m_n (mm)	2,5	2,5
$Z_{\text{piñón}}$	18	20
Z_{rueda}	55	61
$d_{\text{piñón}}$ (mm)	46,62	51,8
d_{rueda} (mm)	142,45	158
$i_{\text{calculada}}$	3,056	3,05
i_{total}	9,32	

3.7.2. ANCHO DE LOS ENGRANAJES

Anchura a fallo superficial								
bH0	ϵ_{β}	Z ϵ	KH β	K $_A$ F $_t$ /b	Kv $_{\alpha}$	Kv β	Kv	bH
46,59	1,54	0,79	1,344	30,38	1,833	1,724	1,724	41,07
41,07	1,35	0,79	1,303	34,45	1,833	1,724	1,724	39,80
39,80	1,31	0,79	1,294	35,56	1,833	1,724	1,724	39,52
39,52	1,30	0,79	1,292	35,81	1,833	1,724	1,724	39,47
39,47	1,30	0,79	1,291	35,86	1,833	1,724	1,724	39,45
39,45	1,30	0,79	1,291	35,87	1,833	1,724	1,724	39,45
39,45	1,30	0,79	1,291	35,87	1,833	1,724	1,724	39,45
39,45	1,30	0,79	1,291	35,87	1,833	1,724	1,724	39,45
39,45	1,30	0,79	1,291	35,87	1,833	1,724	1,724	39,45
39,45	1,30	0,79	1,291	35,87	1,833	1,724	1,724	39,45
39,45	1,30	0,79	1,291	35,87	1,833	1,724	1,724	39,45
								39,45 O.K.
								PIÑON

Ancho de los engranajes de la primera etapa

A la hora de hacer los planos y de aquí en adelante el valor del ancho del engranaje de la primera etapa que se tomará como aproximación al valor de cálculo obtenido será de $b_1 = 40$ mm.

Anchura a fallo superficial								
bH0	ϵ_{β}	Z ϵ	KH β	K $_A$ F $_t$ /b	Kv $_{\alpha}$	Kv β	Kv	bH
51,76	1,71	0,78	1,312	73,81	1,279	1,240	1,240	59,39
59,39	1,96	0,78	1,371	64,33	1,279	1,240	1,240	62,05
62,05	2,04	0,78	1,393	61,58	1,279	1,240	1,240	63,06
63,06	2,08	0,78	1,402	60,59	1,279	1,240	1,240	63,45
63,45	2,09	0,78	1,405	60,22	1,279	1,240	1,240	63,61
63,61	2,10	0,78	1,406	60,07	1,279	1,240	1,240	63,67
63,67	2,10	0,78	1,407	60,01	1,279	1,240	1,240	63,70
63,70	2,10	0,78	1,407	59,99	1,279	1,240	1,240	63,71
63,71	2,10	0,78	1,407	59,98	1,279	1,240	1,240	63,71
63,71	2,10	0,78	1,407	59,97	1,279	1,240	1,240	63,71
								63,71 O.K.
								PIÑON

Ancho de los engranajes de la segunda etapa

Al igual que hicimos con los engranajes de la primera etapa, redondeamos el valor del ancho de los engranajes de la segunda etapa.

El resultado final obtenido es, pues :

PRIMERA ETAPA **b= 40 mm**

SEGUNDA ETAPA **b= 64 mm**

3.7.3 COEFICIENTES DE SEGURIDAD

Al igual que hicimos con la geometría de nuestros engranajes, procederemos a exponer el valor obtenido de nuestros coeficientes de seguridad, para nuestros engranajes. Mostraremos solamente el coeficiente de seguridad calculado a flexión, siendo este el más desfavorable, como ya hemos explicado anteriormente.

Coeficiente de seguridad a flexión					$X_{\text{deseado}} = 1,25$	
N_F	KF_{β}	Y_{β}	σ_F piñón	σ_F rueda	X_F	
0,8599	1,246	0,88	102,35	93,54	5,40	O.K.
			N/mm ²	N/mm ³	PIÑÓN	
		X_F	5,40	6,56		

Coeficiente de seguridad para la primera etapa

Coeficiente de seguridad a flexión					$X_{\text{deseado}} = 1,25$	
N_F	KF_{β}	Y_{β}	σ_F piñón	σ_F rueda	X_F	
0,9123	1,366	0,88	119,15	111,42	4,80	O.K.
			N/mm ²	N/mm ³	PIÑÓN	
		X_F	4,80	5,70		

Coeficiente de seguridad para la segunda etapa

4. DIMENSIONADO DE LOS EJES

4.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL

El material empleado para la fabricación de los ejes de nuestro reductor será un acero 4140, F-1252 de la norma UNE, normalizado, como se muestra en el anexo "TABLA N°4".

Las características de este acero son:

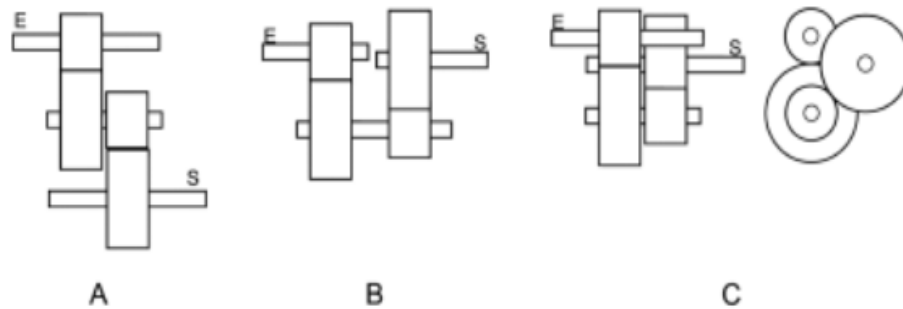
- $S_u = 1120 \text{ MPa}$
- $S_y = 1040 \text{ MPa}$
- Dureza HB = 321
- Módulo de Young: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad transversal: $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ Mpa}$

4.2. SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN

Una vez seleccionado el material de los ejes del reductor pasaremos a seleccionar la configuración según la cual se disponen estos en el espacio. En este proceso de selección se han tenido en cuenta criterios tales como:

- Lograr un diseño compacto.
- El diseño de la carcasa debe ser lo más sencillo posible.

En la siguiente figura se mostrarán las disposiciones más comunes para reductores y multiplicadores de dos etapas:



En nuestro caso nos conviene una configuración del tipo A.

4.3. CONSIDERACIONES SOBRE EL CÁLCULO

4.3.1. Cálculo a rigidez torsional

Se ha realizado el cálculo a rigidez torsional en el apartado 3.1.1.

4.3.2. Cálculo a fatiga

A continuación vamos a pasar a la comprobación de los ejes (o árboles) a fatiga. La fatiga sucede, como ya sabemos, cuando un elemento se ve sometido a un nivel de esfuerzos y tensiones alternante.

Se considera como un caso de fatiga de alto ciclo, por lo que se hace la hipótesis de que tensiones y deformaciones son proporcionales. Es decir, haremos un enfoque en tensiones.

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

En nuestro caso los árboles se calcularán para vida infinita.

4.3.2.1. Procedimiento de cálculo.

El procedimiento a seguir para el cálculo a fatiga de nuestros ejes se explica a continuación.

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

Previamente al cálculo de diseño de los ejes, se han seleccionado, para cada uno de ellos, unos rodamientos lo suficientemente grandes como para ser capaces de soportar la fuerza que ejercen sobre ellos los engranajes fácilmente. Así, conseguimos que cuando realicemos los cálculos de los ejes a fatiga, no habrá problema alguno, y posteriormente se podrán seleccionar rodamientos que se ajustan a nuestras especificaciones.

Una vez que hemos definido las dimensiones y secciones de nuestros ejes, procedemos al cálculo de la deflexión lateral, así como procederemos al cálculo de las fuerzas que aparecen sobre nuestras ruedas dentadas y que también tienen efecto en los árboles del reductor.

Cabe mencionar que es preciso calcular la deflexión en nuestros ejes tanto en el plano XY como en el plano XZ, ya que las fuerzas radiales, axiales y tangenciales no actúan en los mismos planos.

Una vez que ya hemos calculado los momentos generados en la deflexión de nuestros ejes causados por las fuerzas ya mencionadas, se realizarán los módulos de los mismos:

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

Posteriormente y partiendo de los datos estimados anteriormente (como el diámetro del eje), calcularemos el coeficiente de seguridad para los valores calculados en la deflexión de los ejes y nuestras fuerzas obtenidas en el cálculo de los engranajes, así como los momentos generados por estas.

Para esto, empleamos la expresión:

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

Siendo:

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

Unos valores del coeficiente de seguridad X, superiores a 1,5 se considerarán aceptables y podremos definir el valor del diámetro del eje y los momentos calculados como válidos.

4.3.2.2. Factores modificativos del límite de fatiga.

El límite de fatiga de un elemento se obtiene de la siguiente fórmula:

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

Siendo:

- **Ka**: Factor de superficie.

$$k_a = a S_{ut}^b$$

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

- **Kb:** Factor de tamaño.

- Si $2.79 \leq d \leq 51$ mm

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

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

$$k_b = 0.859 - 0.000837d$$

- **Ke:** Factor de confiabilidad.

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

- **Kf:** Factor de concentrador de tensiones.

Se estima con la expresión:

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

Siendo:

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

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

- α : constante del material. Depende del tipo de material utilizado,

Para un acero como el que vamos a utilizar nosotros (para temple y revenido), la constante “ α ” toma un valor de $\alpha=0,064$ mm

- ρ : radio de acuerdo.

:

4.3.3. Cálculo a deflexión lateral.

La deflexión lateral de los árboles deberá estar limitada y hay que comprobar que no supere dichos límites. En concreto, los siguientes:

En engranajes cilíndricos: buscaremos una pendiente menor de 0,0005 rad.

Para rodamientos rígidos de bolas: Pendiente menor de 0,002 rad.

Para rodamientos de rodillos cilíndricos: Pendiente menor de 0,001 rad

Por último, para rodamientos de rodillos cónicos: Pendiente menor de 0,0008 rad.

4.4. PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO A FATIGA

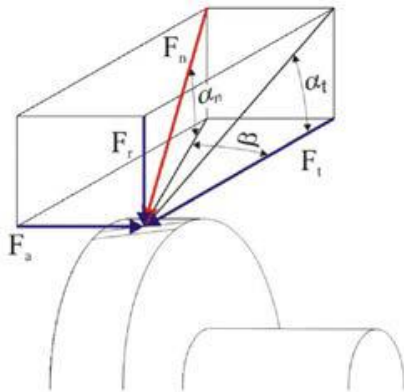
4.4.1. Determinación de fuerzas actuantes.

Los valores de cada una de las tres fuerzas que actúan sobre los ejes se obtienen mediante las expresiones siguientes :

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$



Siendo:

α = ángulo de presión

β = ángulo de hélice

Como resultados de las fuerzas que nuestros engranajes ejercen sobre los ejes obtenemos los siguientes:

ETAPA 1		
F tangencial	942,94	N
F radial	355,36	N
F axial	252,86	N
β	15	°
	0,26	rad
α	20	°
	0,35	rad

Una vez que hemos calculado las fuerzas de los engranajes sobre los ejes pasamos al cálculo por deflexión lateral.

4.4.2. Determinación de reacciones y momentos flectores.

El cálculo de reacciones y de esfuerzos se hacen en base a lo que sabemos de Resistencia de Materiales, y viene en este trabajo adjunto en el Excel “Eje XXX – Diseño a fatiga.xls”, para cada uno de los 3 ejes de nuestro reductor.

Para calcular los esfuerzos en los apoyos y calcular los coeficientes de seguridad, es necesario conocer las dimensiones de los ejes y realizar dos hipótesis de cálculo según el sentido de giro del motor. La única componente que permanece constante es la radial, sin embargo la tangencial y la axial para las mismas características de la transmisión, mantienen su valor, pero no la dirección.

La sección más crítica, en cuanto a resistencia, no tiene por qué coincidir con la correspondiente al máximo momento flector. En primer lugar hay que indicar que también hay que considerar simultáneamente la transmisión de momentos torsores y fuerzas axiales. La combinación de estos esfuerzos es la que determina la sección más crítica. Por otra parte, como los ejes y árboles no son de sección constante, las tensiones producidas en cada sección dependerán del diámetro de la misma. Además existirán concentradores de tensiones que aumentarán localmente la tensión en ciertas secciones. Todo esto implica que puede ser necesario analizar diferentes secciones para determinar cuál es la más crítica con respecto al fallo.

Por estos motivos el diseño de los ejes se realiza de forma iterativa, hasta encontrar el diseño óptimo, que cumple con todos los criterios de cálculo.

4.4.3. Cálculo de solicitaciones

Para el cálculo de las solicitaciones, a fin de evitar un sobredimensionado de los rodamientos, se diseñan los ejes con un extremo libre y otro fijo, tal y como se muestra en la siguiente figura.



Figura 2.2.2: Extremos fijo y libre en un eje

Para el cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos, se calcula como un eje isostático mediante las correspondientes ecuaciones de equilibrio.

$$\sum M = 0$$

$$\sum F = 0$$

Al aparecer fuerzas sobre los dientes de los engranajes en tres direcciones perpendiculares, es necesario llevar a cabo un análisis de momentos flectores considerando dos planos perpendiculares, obteniendo los momentos flectores totales a partir de su composición vectorial (ecuación 2.2.4).

$$M_{TOTAL} = \sqrt{(M_z)^2 + (M_y)^2}$$

GIRO ANTIHORARIO

GIRO HORARIO

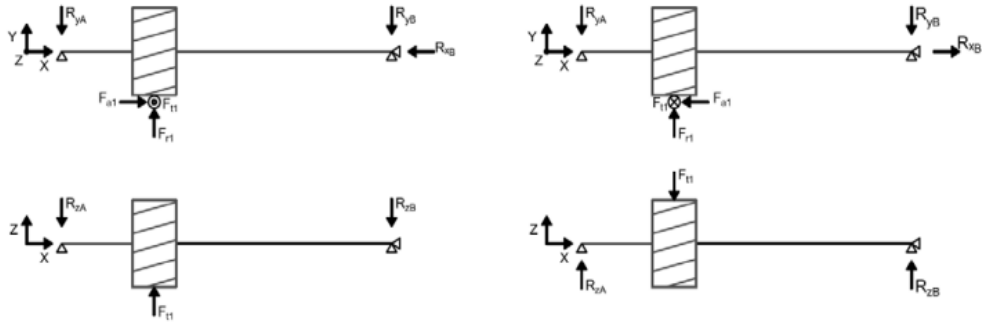


Figura 2.4.1: Solicitaciones del eje de entrada en los planos (x-y) e (x-z)

GIRO ANTIHORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-540,07	-236,6	-471,5	-471,5	486,19	527,5	0	-252,9

GIRO HORARIO MOTOR

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-236,6	-118,7	471,5	471,5	527,5	486,2	0	252,9

2.4.1.5 Solicitaciones eje intermedio

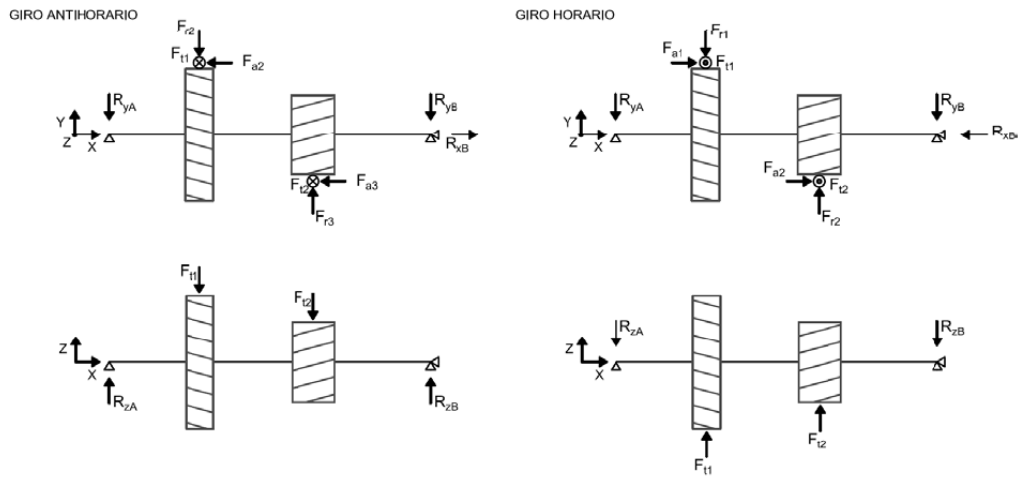


Figura 2.4.2: Solicitaciones del eje intermedio en los planos (x-y) e (x-z)

GIRO ANTIHORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-69,6	-544,6	-184,7	-1444,3	197,3	1543,5	0	-936,1

GIRO HORARIO MOTOR

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-69,6	-544,3	184,7	1444,3	197,3	1543,5	0	936,1

2.4.1.6 Solicitaciones eje de salida

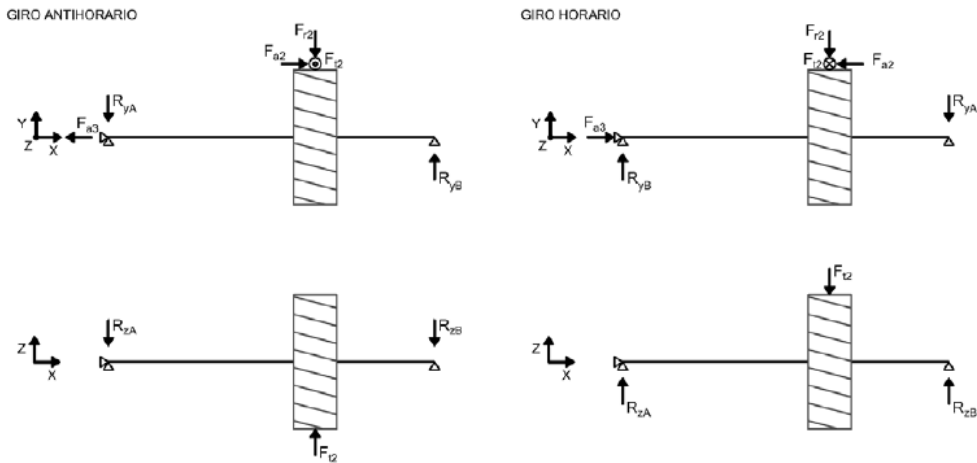


Figura 2.4.3: Solicitaciones del eje de salida en los planos (x-y) y (x-z)

GIRO ANTIHORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
836,9	2073,2	6028,6	-13750,6	6086,4	13906	0	-2070,8

GIRO HORARIO MOTOR

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
3706,9	-796,8	-6028,6	-1693,4	7077,1	1871,5	0	2070,8

4.5- CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL. RESULTADOS.

Debemos limitar la deflexión lateral del eje, ya que los componentes podrían estar funcionando bajo esfuerzos diferentes, dando lugar a un mal funcionamiento y, en consecuencia, a una reducción de la vida de los componentes. Se tomarán como referencia los siguientes valores estipulados por el D.I.M.M.:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación menor de $0.01 \cdot m_n$, siendo el módulo en mm, y la mitad de este valor si se trata de engranajes de dientes helicoidales.
- En engranajes cilíndricos la pendiente ha de ser menor de 0.0005 rad
- En rodamientos rígidos de bolas la pendiente ha de ser menor de 0.002 rad .
- En rodamientos de rodillos cilíndricos la pendiente ha de ser menor de 0.001 rad .
- En rodamientos de rodillos cónicos la pendiente ha de ser menor de 0.0008 rad .

Para evaluar la deflexión lateral de los ejes se empleara una hoja de cálculo de Excel a fin de agilizar el proceso de cálculo lo máximo posible. En los ejes de entrada y salida la dirección de la fuerza radial exterior será aquella que resulte más desfavorable.

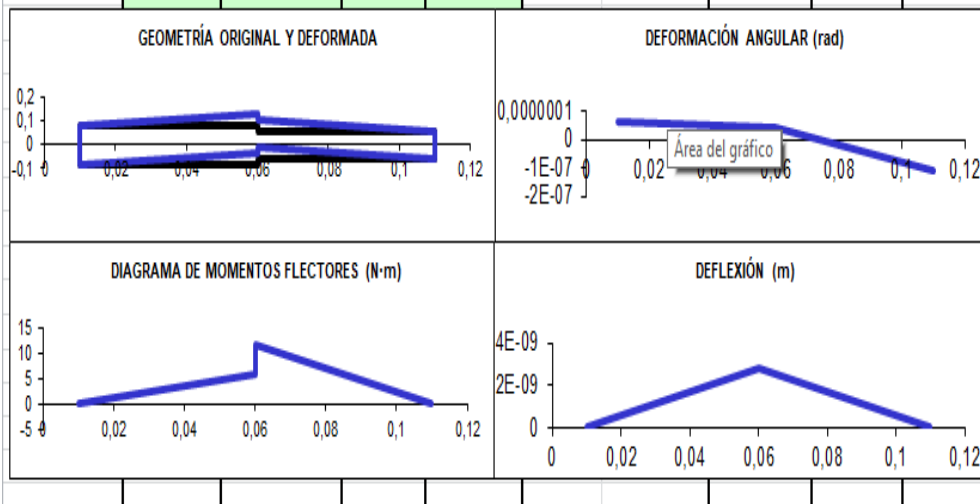
Las capturas de pantalla que se van a mostrar a continuación corresponde al cálculo estático que realiza nuestra hoja de cálculo automáticamente, al introducir los valores de la longitud de las secciones, y los esfuerzos en cada una de ellas (ya calculados antes).

EJE DE ENTRADA

EJE Y-X GIRO ANTIHORARIO

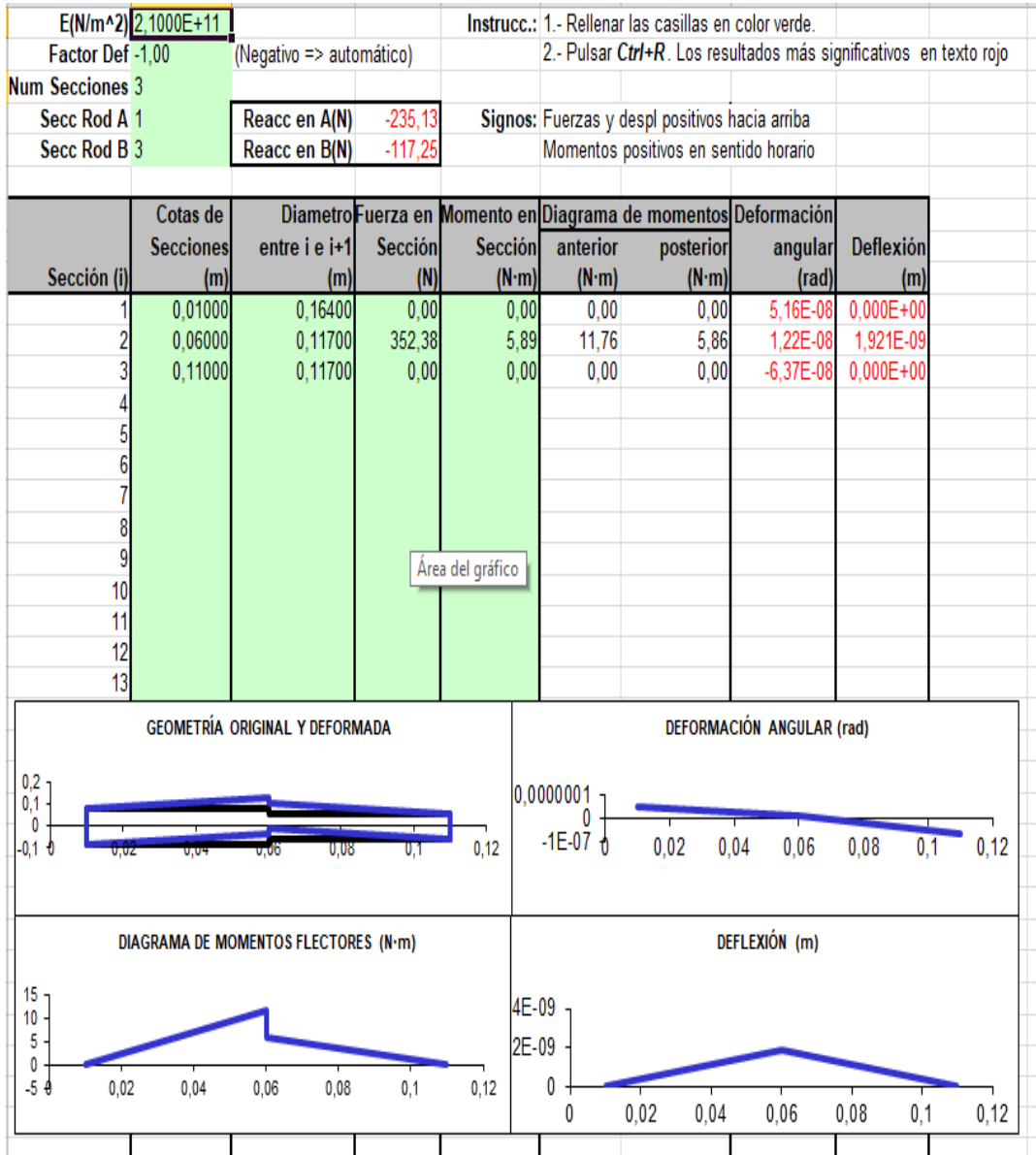
E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	3		
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	-117,25
Secc Rod B	3	Reacc en B(N)	-235,13
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,01000	0,16400	0,00	0,00	0,00	0,00	6,38E-08	0,000E+00
2	0,06000	0,11700	352,38	-5,89	5,86	11,76	4,42E-08	2,863E-09
3	0,11000	0,11700	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,08E-07	0,000E+00
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								



Para el primer estado de carga comprobamos que cumple con los requisitos establecidos. Ahora analizaremos el segundo caso:

EJE Y-X GIRO HORARIO

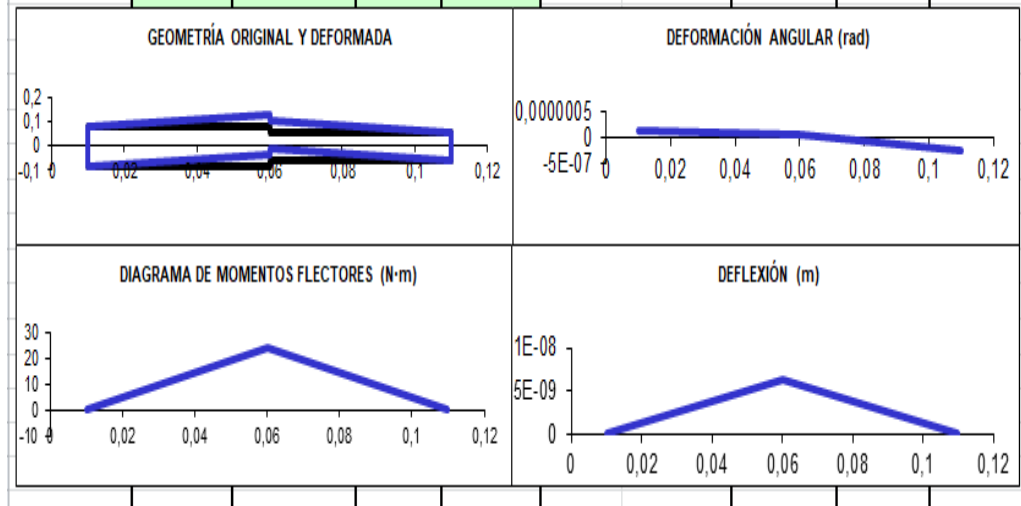


Podemos observar que el primer estado de carga es más desfavorable desde el punto de vista de momentos flectores. Una vez comprobado que no tenemos deformaciones excesivas, podemos realizar la comprobación a fatiga de las secciones críticas.

EJE Z-X GIRO ANTIHORARIO

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	3		
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	-471,45
Secc Rod B	3	Reacc en B(N)	-471,45
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,01000	0,16400	0,00	0,00	0,00	0,00	1,54E-07	0,000E+00
2	0,06000	0,11700	942,90	0,00	23,57	23,57	7,54E-08	6,402E-09
3	0,11000	0,11700	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,30E-07	0,000E+00
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								



EJE Z-X GIRO HORARIO

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			
Num Secciones	3				
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	471,45	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B	3	Reacc en B(N)	471,45	Momentos positivos en sentido horario	

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos (N-m)		Deformación	
					anterior	posterior	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,01000	0,16400	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,54E-07	0,000E+00
2	0,06000	0,11700	-942,90	0,00	-23,57	-23,57	-7,54E-08	-6,402E-09
3	0,11000	0,11700	0,00	0,00	0,00	0,00	2,30E-07	0,000E+00
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

EJE INTERMEDIO

EJE Y-X GIRO ANTIHORARIO

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	6			
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	-69,53	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	6	Reacc en B(N)	-544,37	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,01000	0,16000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,85E-02	0,000E+00
2	0,06000	0,04300	-350,80	17,78	3,48	-14,30	1,85E-02	9,258E-04
3	0,08000	0,11700	0,00	0,00	-5,90	-5,90	1,85E-02	1,296E-03
4	0,10000	0,00500	0,00	0,00	2,51	2,51	1,85E-02	1,667E-03
5	0,13200	0,02700	964,70	-17,79	15,96	33,75	-2,73E-02	1,704E-03
6	0,19400	0,13300	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,75E-02	0,000E+00
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								

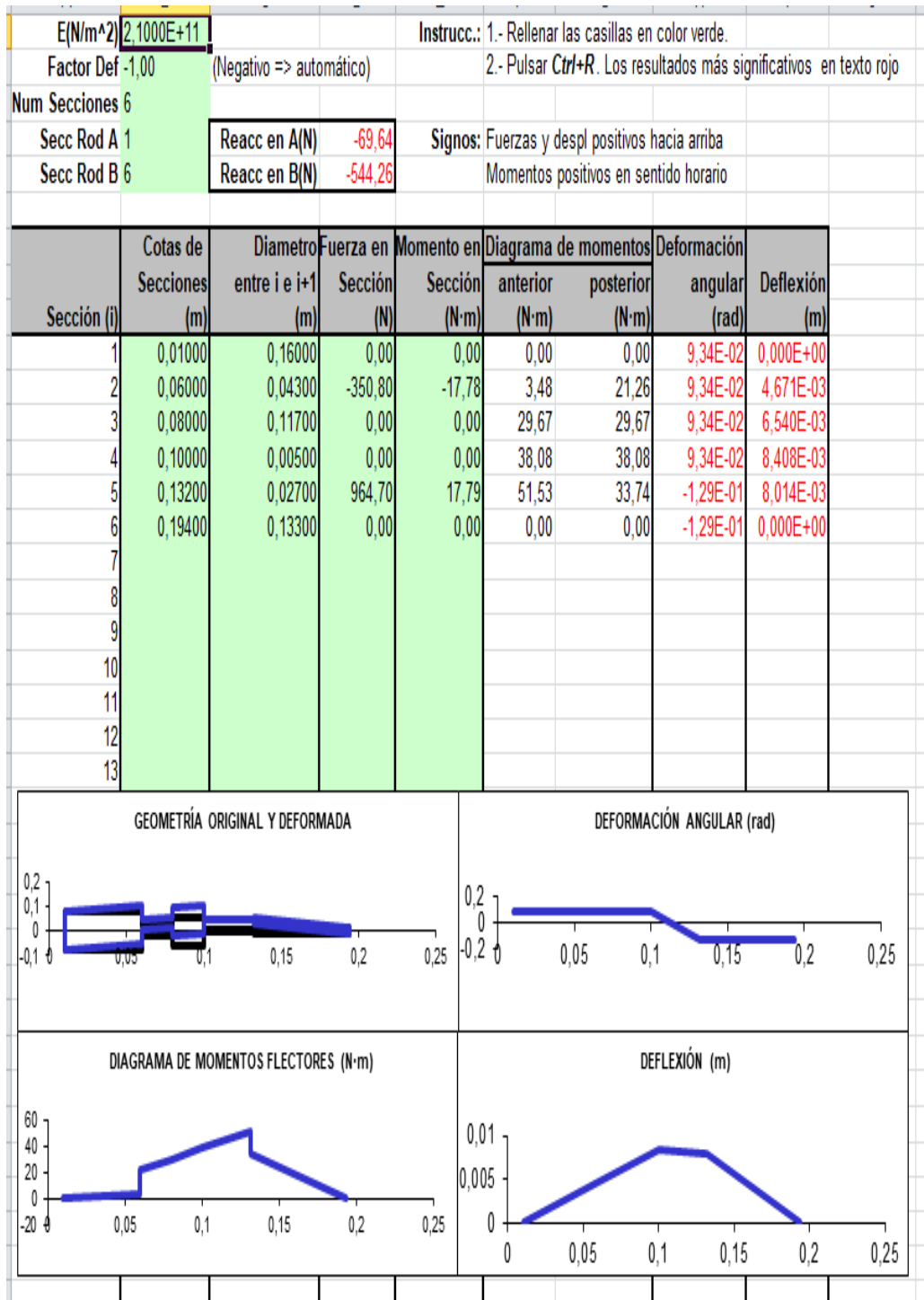
GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

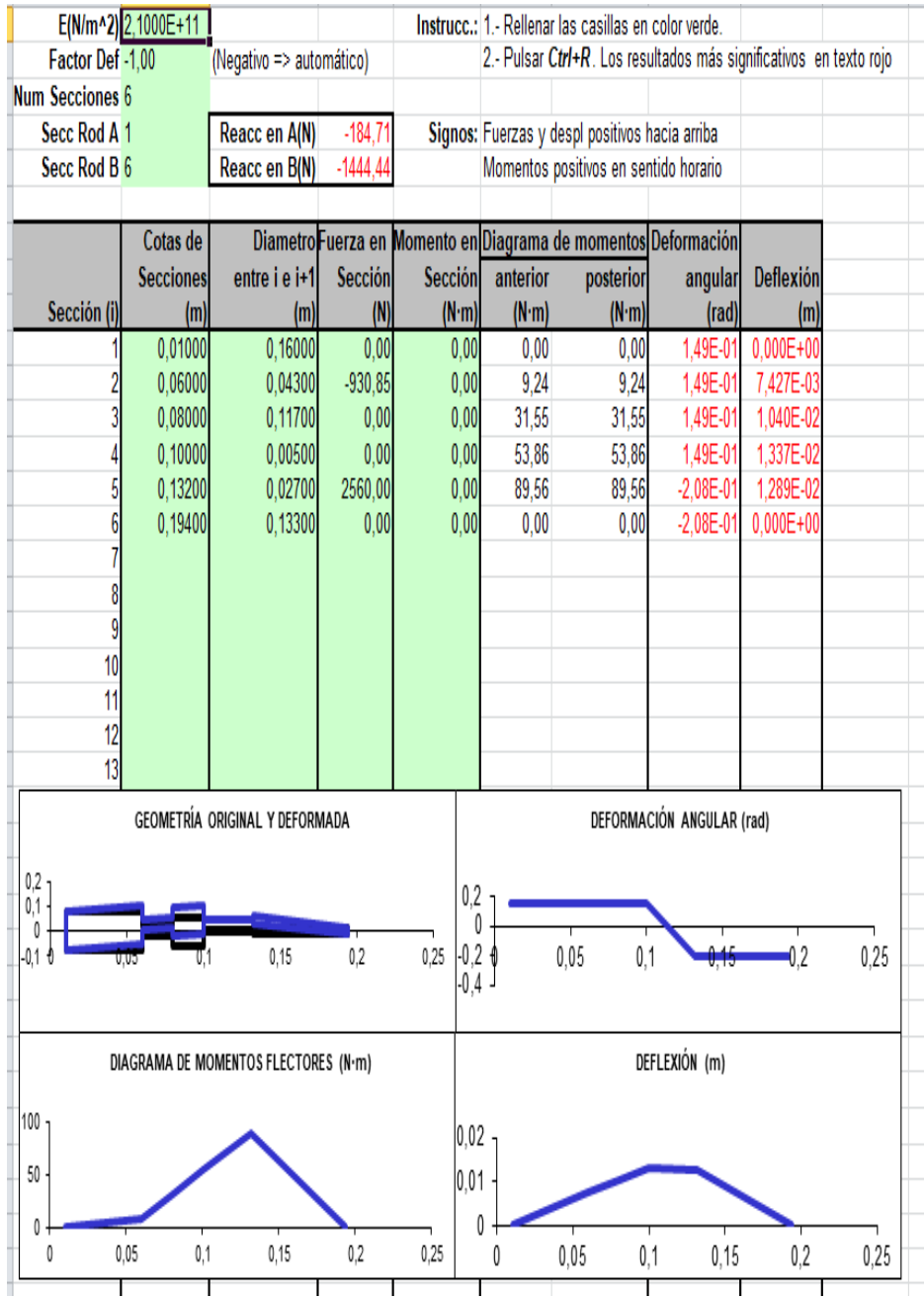
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

EJE Y-X GIRO HORARIO



EJE Z-X GIRO ANTIHORARIO



EJE Z-X GIRO HORARIO

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	6		
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	184,71
Secc Rod B	6	Reacc en B(N)	1444,44
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,01000	0,16000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,49E-01	0,000E+00
2	0,06000	0,04300	930,85	0,00	-9,24	-9,24	-1,49E-01	-7,427E-03
3	0,08000	0,11700	0,00	0,00	-31,55	-31,55	-1,49E-01	-1,040E-02
4	0,10000	0,00500	0,00	0,00	-53,86	-53,86	-1,49E-01	-1,337E-02
5	0,13200	0,02700	-2560,00	0,00	-89,56	-89,56	2,08E-01	-1,289E-02
6	0,19400	0,13300	0,00	0,00	0,00	0,00	2,08E-01	0,000E+00
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

EJE SALIDA

EJE Y-X GIRO ANTIHORARIO

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.	
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo	
Num Secciones	3			
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	305,49	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	3	Reacc en B(N)	2604,51	Momentos positivos en sentido horario

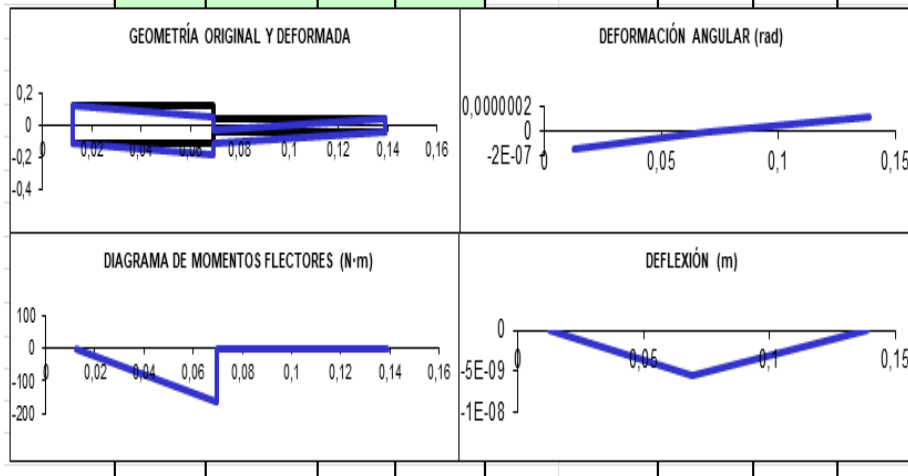
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,01250	0,23500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,37E-06	0,000E+00
2	0,06950	0,07700	-2910,00	163,60	-17,41	-181,01	-6,35E-06	-3,627E-07
3	0,13900	0,07700	0,00	0,00	0,00	0,00	1,10E-05	0,000E+00
4					0,00	0,00		
5					0,00	0,00		
6					0,00	0,00		
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								

<p>GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA</p>	<p>DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)</p>
<p>DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)</p>	<p>DEFLEXIÓN (m)</p>

EJE Y-X GIRO HORARIO

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	3		
Secc Rod A	Reacc en A(N) 2892,06	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	Reacc en B(N) 17,94		Momentos positivos en sentido horario

Sección (j)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,01250	0,23500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,48E-07	0,000E+00
2	0,06950	0,07700	-2910,00	-163,60	-164,85	-1,25	1,09E-09	-5,617E-09
3	0,13900	0,07700	0,00	0,00	0,00	0,00	1,21E-07	0,000E+00
4					0,00	0,00		
5					0,00	0,00		
6					0,00	0,00		
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								



EJE Z-X GIRO ANTIHORARIO

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)					
Num Secciones	3						
Secc Rod A 1			Reacc en A(N)	4242,52	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
Secc Rod B 3			Reacc en B(N)	3479,48	Momentos positivos en sentido horario		

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,01250	0,23500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,65E-06	0,000E+00
2	0,06950	0,07700	-7722,00	0,00	-241,82	-241,82	-8,43E-06	-4,887E-07
3	0,13900	0,07700	0,00	0,00	0,00	0,00	1,48E-05	0,000E+00
4					0,00	0,00		
5					0,00	0,00		
6					0,00	0,00		
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								

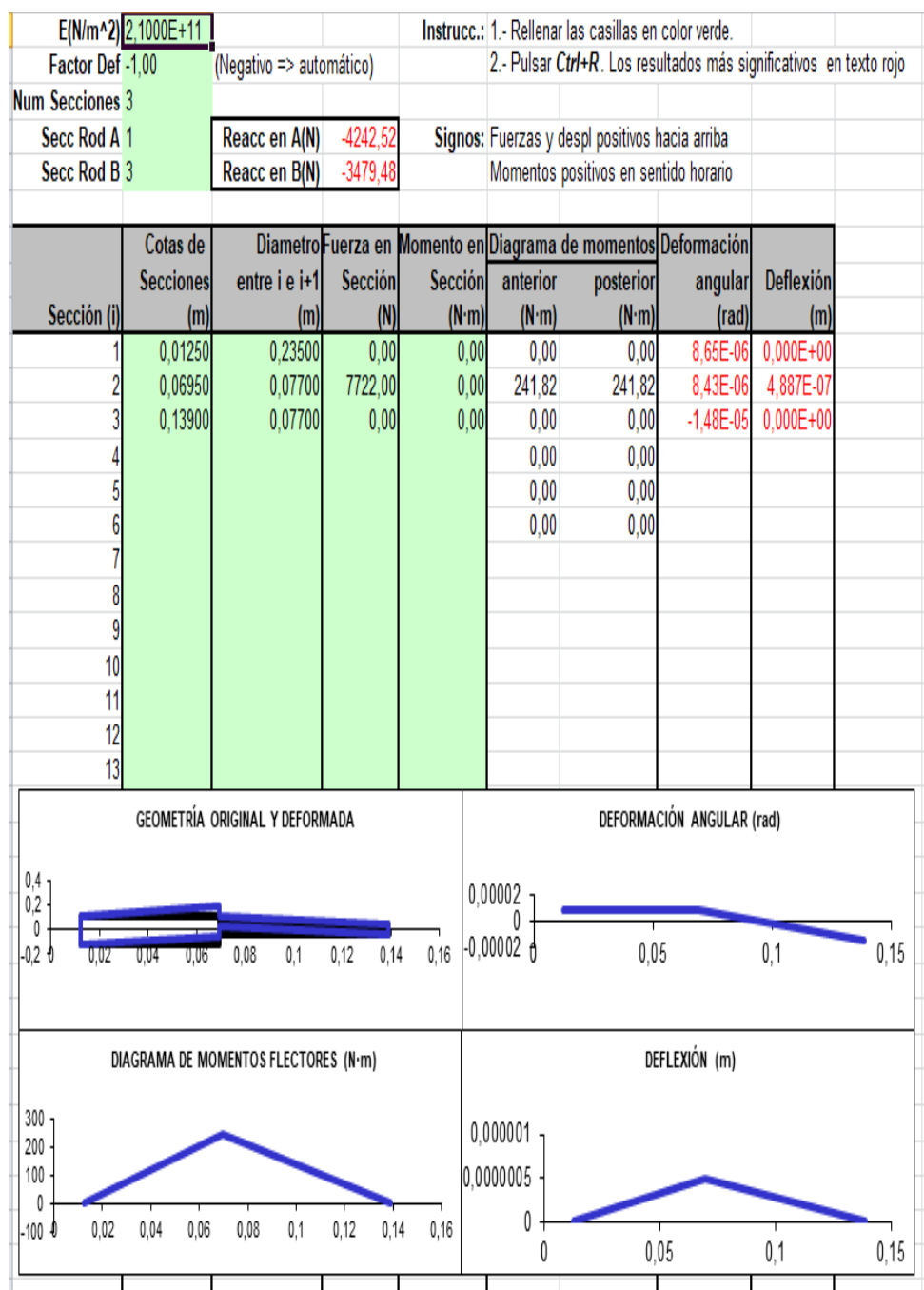
GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

EJE Z-X GIRO HORARIO



Una vez realizado todos los análisis a deflexión se puede comprobar que se cumplen los requerimientos.

4.6. RODAMIENTOS

Para obtener los datos característicos de los rodamientos se ha consultado el catálogo online de SKF.

4.6.1. Selección del tipo de rodamiento a utilizar

Se van a emplear rodamientos rígidos de bolas de la marca SKF. Los rodamientos de bolas de ranura profunda y de una sola hilera constituyen el tipo más común de rodamientos. El radio de las superficies de rodadura de los aros interior y exterior en estos rodamientos es ligeramente superior al de las bolas.

Las características principales de estos rodamientos se resumen en las siguientes:

- Pueden absorber carga radial y axial en ambas direcciones.
- El par torsor de fricción es muy bajo, lo cual los hace muy apropiados en aplicaciones en que se requiera alta velocidad de funcionamiento y rendimiento.
- Se puede alcanzar gran precisión geométrica al fabricar las bolas, lo cual hace que el nivel de ruido y vibraciones que producen sea muy bajo.
- Pueden suministrarse prelubricados y sellados, con protecciones laterales y con anillos exteriores.
- Así mismo también existen rodamientos de este tipo con dos hileras de bolas.

4.6.1.1. Capacidad de carga.

Lo primero que se calcula es la capacidad de carga, que es la carga máxima a la que pueden estar sometidos los rodamientos de nuestro reductor. Esta depende de las reacciones que hemos calculado ya en apartados anteriores y la fórmula que utilizaremos será:

$$F = X * Fr + Y * Fa$$

Siendo:

F es la carga equivalente en kN

Fr es la carga radial en kN

Fa es la carga axial en kN

X es el factor radial en kN

Y es el factor axial en kN

De las diapositivas de clase de la asignatura Diseño de máquinas II obtenemos X e Y, según la siguiente tabla:

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

Tabla 3.- Factores de carga radial equivalente para **rodamientos rígidos de bolas**.

Si $F_a/F_r \leq e$ $F_{eq} = F_r$

Si $F_a/F_r > e$ $F_{eq} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$

C_0 y f_0 del catálogo

4.6.1.2. Vida de los rodamientos

Como norma general para este tipo de aplicaciones se ha comprobado que un intervalo razonable en horas de vida de los rodamientos es de 20.000 a 40.000 horas.

Para hacer los cálculos y seleccionar de manera definitiva nuestros rodamientos tendremos que elegir la vida nominal. Cogemos un valor intermedio de 30.000 horas.

La siguiente tabla corrobora lo que acabamos de decir en el párrafo de arriba:

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 cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de poca 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

La duración de nuestros rodamientos se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$$

siendo:

L_{10} la vida nominal en horas sacada de la tabla anterior.

a_1 factor corrector por fiabilidad

a_{ISO} factor corrector por condiciones de trabajo del lubricante

4.6.1.3 Capacidad de carga dinámica.

La capacidad de carga dinámica la vamos a calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^q$$

\uparrow (h) \uparrow (r.p.m.)

Siendo:

L_{10} la vida nominal de nuestros rodamientos

C la capacidad de carga dinámica

F la carga equivalente en kN

n es un factor que depende del tipo de rodamientos a utilizar

Despejando en la ecuación anterior la capacidad de carga dinámica nos queda:

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

Para cada uno de los rodamientos que irán alojados en los respectivos ejes y para los dos sentidos de giro (horario y antihorario) seguiremos este proceso. Si la capacidad de carga calculada fuera muy inferior a la del rodamiento preseleccionado, simplemente seleccionamos otro con menor diámetro externo (incidir en que el rodamiento preseleccionado ha sido el de mayor diámetro externo de toda la gama de rodamientos cuyo diámetro interno es igual al del eje correspondiente), hasta que la capacidad de carga calculada sea menor a la del rodamiento a seleccionar y, por lo tanto, poder asegurar así que el rodamiento seleccionado vaya a resistir los esfuerzos a los que vaya a ser sometido.

4.6.2. Factores de corrección de vida

4.6.2.1 Por fiabilidad (a1)

Para este nuestro reductor vamos a suponer una probabilidad de fallo del 5%, por lo que la fiabilidad asciende al 95%, por lo que nuestro factor a1 de fiabilidad será para cada uno de los rodamientos de nuestro reductor de 0,64 como se puede ver en la tabla siguiente:

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

Tabla 2.5.1. Factor de fiabilidad a1

4.6.2.2. POR CONDICIONES DE TRABAJO (a_{iso})

Este factor corrector, viene expresado normalmente en función de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento P_u (fuerza que nunca ocasionaría el fallo si la lubricación es adecuada), de la contaminación del lubricante, de su viscosidad a la temperatura de trabajo y de las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

La norma ISO 281:2007 describe el proceso para calcular el coeficiente a_{iso}, según se detalla a continuación:

1. Primero se calcula la viscosidad relativa en función de las siguientes expresiones:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

Ecuación 2.5.2.

Para el eje de entrada se hará uso de la expresión de abajo, mientras que para el intermedio y para el de salida utilizaremos la de arriba, ya que la velocidad de cada uno de los ejes disminuye.

2. Se obtiene la viscosidad del aceite para la temperatura de funcionamiento del rodamiento. El lubricante utilizado para el reductor es ISO VG 320 y la temperatura de trabajo en ningún caso superará los 85°C. Para nuestro caso particular, vamos a suponer una temperatura de trabajo de 35°C.

La ecuación de Walther nos muestra la relación entre viscosidad y temperatura

$$\log(\log(v + 0,7)) = A - B \cdot \log(T)$$

Ecuación 2.5.2.1

A y B son constantes a determinar para cada lubricante a partir de los datos de viscosidad medidos a dos temperaturas distintas (T_a y T_b), quedando:

$$B = \frac{\log(\log(v_b + 0,7)) - \log(\log(v_a + 0,7))}{\log(T_a) - \log(T_b)}$$

Ecuación 2.5.2.2

$$A = \log(\log(v_b + 0,7)) + B \cdot \log(T_b)$$

Obteniéndose la viscosidad cinemática a cualquier temperatura como:

$$\nu = 10^{10(A-B \cdot \log(T)) - 0,7}$$

En la siguiente tabla se muestran las viscosidades del aceite para las temperaturas $T_A = 40^\circ\text{C}$ y $T_B = 100^\circ\text{C}$ y la temperatura de trabajo T .

4.7. Dimensionado de uniones a torsión.

Los engranajes estarán unidos al eje mediante chavetas.

Para asegurar que la chaveta es suficientemente grande se calcula su longitud como:

$$L \geq 1.25 \cdot d$$

Donde L es la longitud de la chaveta y d es el diámetro del eje.

4.7.1. CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA:

Para el eje de entrada la longitud de la chaveta será:

$$L = 1.25 \cdot 20 = 25 \text{ mm}$$

Por tanto la longitud que escogeremos será de 25 mm.

La dimensión de las chavetas serán 6 x 6 mm.

4.7.2. CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO:

Para el eje de entrada la longitud de la chaveta será:

$$L = 1.25 \cdot 25 = 31,25 \text{ mm}$$

Por tanto la longitud que escogeremos será de 32 mm.

La dimensión de las chavetas serán 8 x 7 mm.

4.7.3 - CHAVETA DEL EJE DE SALIDA:

Para el eje de entrada la longitud de la chaveta será:

$$L = 1.25 \cdot 35 = 43,75 \text{ mm}$$

Por tanto la longitud que escogeremos será de 44 mm.

La dimensión de las chavetas serán 10 x 8mm.

TRABAJO FIN DE GRADO



DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1

ANEXO Nº:2

TABLAS

ÍNDICE

TABLA Nº1: DATOS DE MATERIALES PARA ENGRANAJES.....	96
TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA.....	97
TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS.....	98
TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS.....	99
TABLA Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA.....	100
TABLA Nº6: DEFINICION DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS.....	100
TABLA Nº7: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD.....	100
TABLA Nº8: FACTOR DE CORRECCIÓN POR FIABILIDAD DE LA VIDA DEL RODAMIENTO (a1).....	101
TABLA Nº 9: FACTOR aISO PARA RODAMIENTOS RADIALES DE BOLAS.....	102
TABLA Nº10: ANILLOS DE EJE.....	103
TABLA Nº 11: RODAMIENTO EJE DE ENTRADA A.....	105
TABLA Nº 12: RODAMIENTO EJE DE ENTRADA B.....	106
TABLA Nº 13: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO A.....	107
TABLA Nº 14: RODAMIENTO EJE DE INTERMEDIO B.....	108
TABLA Nº 15: RODAMIENTO EJE DE SALIDA A.....	109
TABLA Nº 16: RODAMIENTO EJE DE SALIDA B.....	110
TABLA Nº 17: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA	111
TABLA Nº 18: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA.....	112
TABLA Nº19: TAPÓN DE LLENADO.....	113
TABLA Nº20: VISOR NIVEL DE ACEITE.....	114

TABLA Nº1: DATOS DE MATERIALES PARA ENGRANAJES

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²)	S_y (N/mm ²)	Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200	200 - 300	-	HB (150-230)
	GJL-250	250 - 350	-	HB (170-250)
	GJL-350	350 - 450	-	HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5	500 -	300 -	HB (165-215)
	GJMB-550-4	550 -	340 -	HB (180-230)
	GJMB-600-3	600 -	390 -	HB (195-245)
	GJMB-650-2	650 -	430 -	HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15	400 -	250 -	HB (150-180)
	GJS-600-3	600 -	380 -	HB (210-250)
	GJS-800-2	800 -	480 -	HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240	450 - 600	240 -	HB 140 - HV 152
	GE300	520 - 670	300 -	HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25	400	280	HB 140 - HV 141
	C35	580	380	HB 180 - HV 182
	C45	680	430	HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE-EN10083-2:2008	C25	570	430	HB 168 - HV 170
	C35	600 - 750	430 - 520	HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2	850	580	HB 255 - HV 267
	20MnCr5	980	735	HB 302 - HV 317
	34CrMo4	1000 - 1200	800	HB 310 - HV 326
	42CrMo4	1100 - 1300	950	HB 321 - HV 337
	34NiCrMo16	1230 - 1420	1030	HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4	750-980	650	HB 290 - HV 305
	G42CrMo4	800-1025	700	HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación. (Eh) UNE-EN10084:2010	20MnCr5	980	735	HV 720
	20NiCrMoS2-2 F1522	850	600	HV 600
	15 NiCr13 (F-1540)	950	750	HV 700
	14NiCrMo13 F 1560	1300	1100	HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45	1034	786	HB 525 - HV 560
	37Cr4 F-1201	1150		HV 550 - 610
	42CrMo4	1300	1200	HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nitruración(NT), acero templado de nitruración(NV), acero de nitruración (NT)UNE-EN10085:2001	42CrMo4	1450		HV 700
	24CrMo13-6 F 1711	1100	900	HV 700
	31CrMoV9 F 1721	1000	800	HV 850 - 950
	41 CrAlMo7-10 F 1741	950 - 1150	750	HV 850 - 950
	34CrAlNi7-10	900-1100	680	HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650

TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA

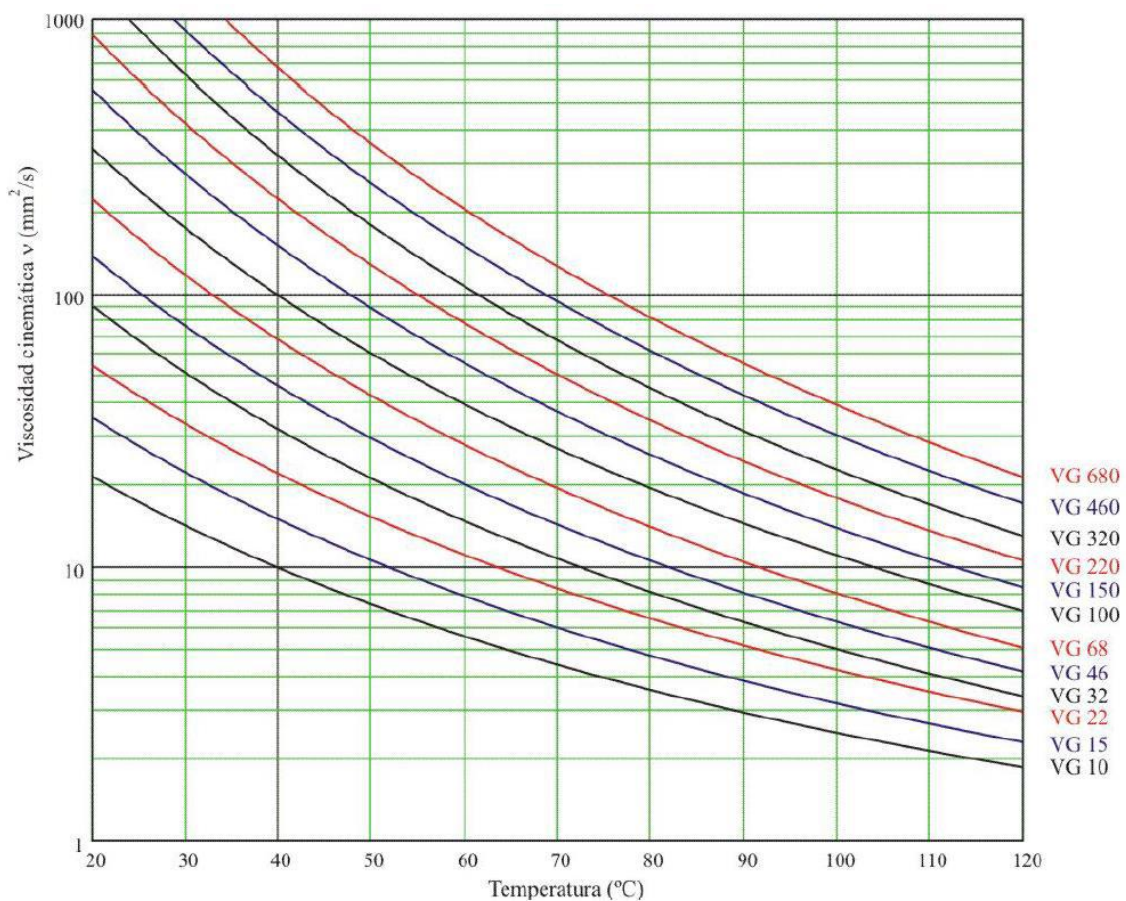


TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS

Diámetros del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Chavatero											
			Ancho <i>h</i>						Profundidad				Chañán <i>P₁</i>	
			Tolerancia						Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>			
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado						Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo
Libre		Normal		Ajustado										
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9							
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840	23 18	229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100	12 14	401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05		V 0.17		LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155	21	285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti				540	245	45	

. N normalizado, T templado, R revenido, Rec recocido, LF laminado forjado, C cementado.

TABLA Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A

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 Nº6: DEFINICION DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

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

TABLA Nº7: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

TABLA N°8: FACTOR DE CORRECCIÓN POR FIABILIDAD DE LA VIDA DEL RODAMIENTO (a₁)

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

TABLA N° 9: FACTOR a_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE BOLAS

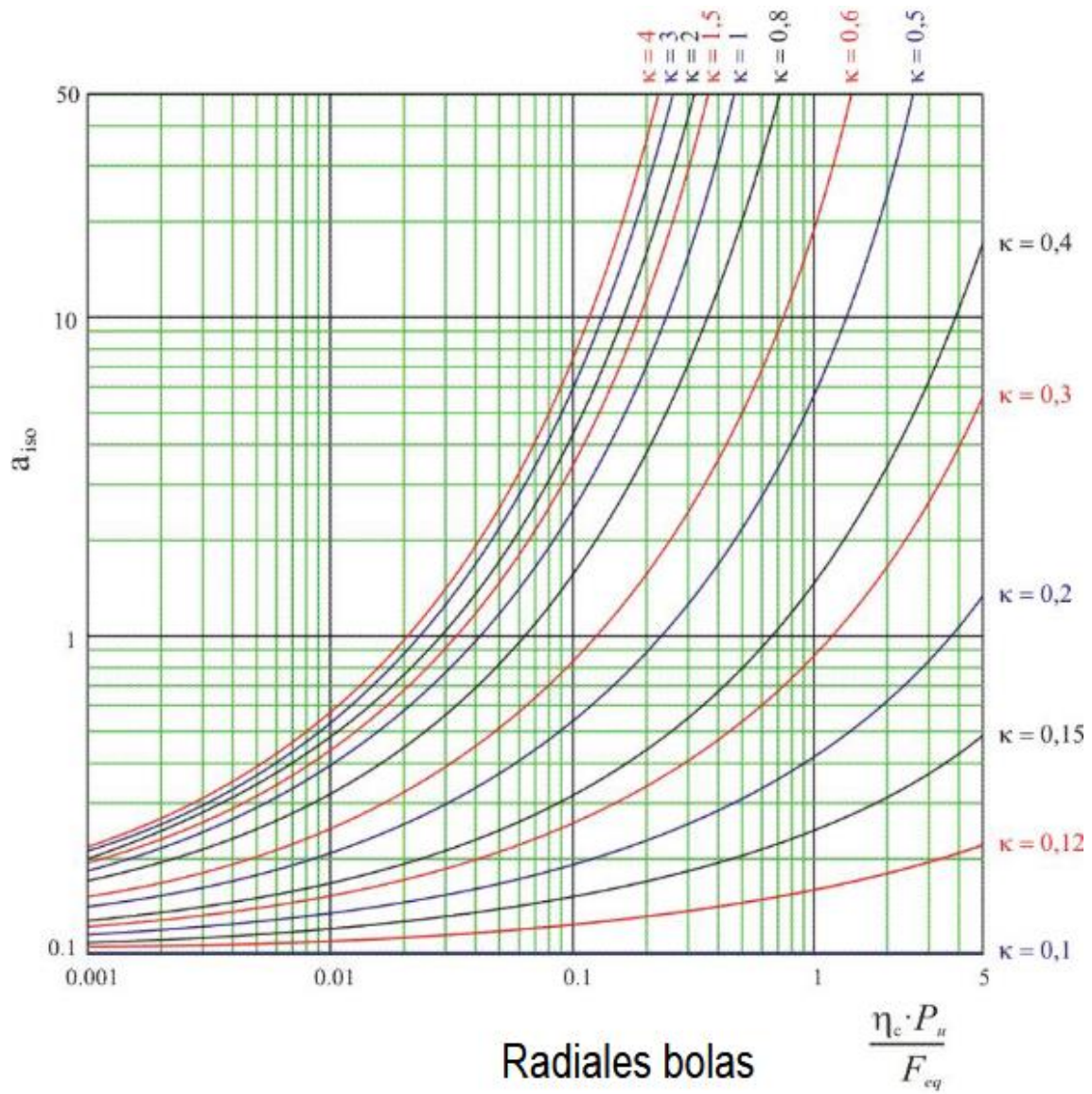
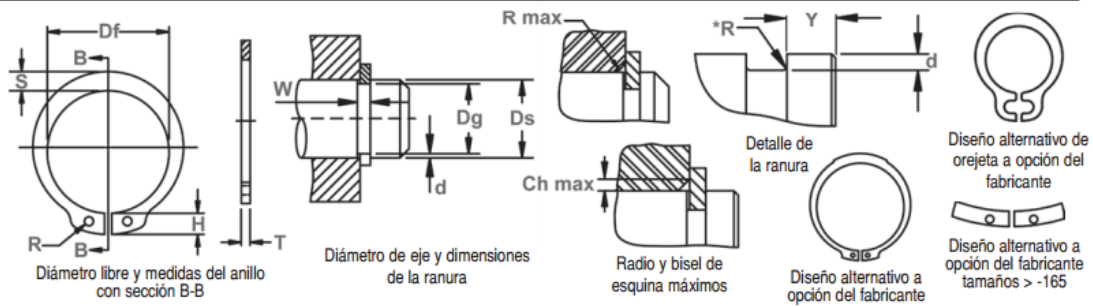


TABLA Nº 10: ANILLOS DE EJE

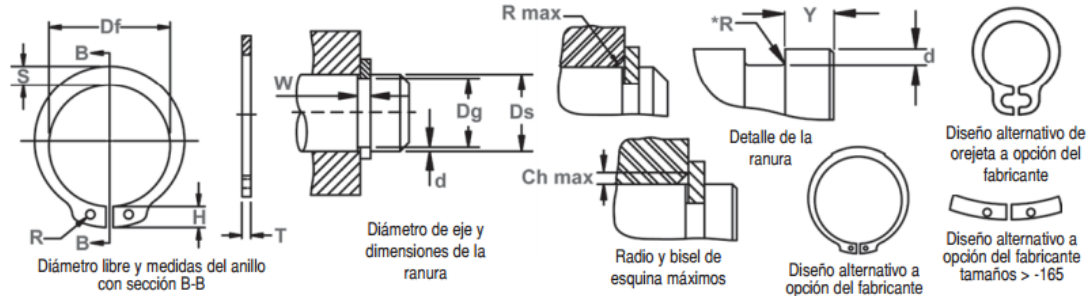


DSH Anillo de Eje
(DIN 471)

Montados Axialmente, Externos, Métricos
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") es un montaje en su lugar.



No. DE ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS				
	DIAMETR (mm)	TOL.	ANCHURA	PROFUN-DIDAD	ESPE-SOR ***	DIAMETRO LIBRE		AL-TURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM
						Ds	Dg										
DSH-3	3	2.8	0.50	0.10	0.40	2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000
DSH-4	4	3.8	0.50	0.10	0.40	3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000
DSH-5	5	4.8	0.70	0.10	0.60	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000
DSH-6	6	5.7	0.80	0.15	0.70	5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000
DSH-7	7	6.7	0.90	0.15	0.80	6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000
DSH-8	8	7.6	0.90	0.20	0.80	7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000
DSH-9	9	8.6	1.10	0.20	1.00	8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000
DSH-10	10	9.6	1.10	0.20	1.00	9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000
DSH-11	11	10.5	1.10	0.25	1.00	10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000
DSH-12	12	11.5	1.10	0.25	1.00	11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000
DSH-13	13	12.4	1.10	0.30	1.00	11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000
DSH-14	14	13.4	1.10	0.30	1.00	12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.840	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000
DSH-15	15	14.3	1.10	0.35	1.00	13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000
DSH-16	16	15.2	1.10	0.40	1.00	14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000
DSH-17	17	16.2	1.10	0.40	1.00	15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000
DSH-18	18	17.0	1.30	0.50	1.20	16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000
DSH-19	19	18.0	1.30	0.50	1.20	17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000
DSH-20	20	19.0	1.30	0.50	1.20	18.5	-0.06	4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000
DSH-21	21	20.0	1.30	0.50	1.20	19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000
DSH-22	22	21.0	1.30	0.50	1.20	20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000
DSH-23	23	22.0	1.30	0.50	1.20	21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9	1.30	0.55	1.20	22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9	1.30	0.55	1.20	23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9	1.30	0.55	1.20	24.2		4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	1.30	0.70	1.20	24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6	1.60	0.70	1.50	25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6	1.60	0.70	1.50	26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6	1.60	0.70	1.50	27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3	1.60	0.85	1.50	28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900
DSH-32	32	30.3	1.60	0.85	1.50	29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900
DSH-33	33	31.3	1.60	0.85	1.50	30.5	+0.25	5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400
DSH-34	34	32.3	1.60	0.85	1.50	31.5	-0.50	5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100
DSH-35	35	33.0	1.60	1.00	1.50	32.2		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500



No. de ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO					DATOS SUPLEMENTARIOS							
	DIAMETRO (mm)		DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga max. c/CH Max.	LIMITE DE RPM	
	Ds	Dg				TOL.	W Min.	d	T										Tol.
DSH-36	36	34.0	-0.25	1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	19.3	2.0	9.00	14500
DSH-37	37	35.0	-0.25	1.85	1.00	1.75		34.2	+0.25	5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	19.8	2.0	9.15	14100
DSH-38	38	36.0	-0.25	1.85	1.00	1.75		35.2	-0.50	5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0	-0.25	1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500
DSH-40	40	37.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300
DSH-41	41	38.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500
DSH-42	42	39.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		38.5	+0.39	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000
DSH-44	44	41.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		40.5	-0.90	6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800
DSH-45	45	42.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400
DSH-46	46	43.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10600
DSH-47	47	44.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000
DSH-48	48	45.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000
DSH-50	50	47.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000
DSH-55	55	52.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000
DSH-56	56	53.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000
DSH-57	57	54.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000
DSH-58	58	55.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000
DSH-60	60	57.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000
DSH-62	62	59.0	-0.25	2.15	1.50	2.00		57.8		7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000
DSH-63	63	60.0	-0.30	2.15	1.50	2.00		58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.60	7000
DSH-65	65	62.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18.20	4.5	135.0	49.8	2.5	22.70	7000
DSH-67	67	64.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		62.5	+0.46	7.9	6.4	3.0	20.30	4.5	136.0	51.3	2.5	23.00	7000
DSH-68	68	65.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		63.5	-1.10	8.0	6.5	3.0	21.80	4.5	135.0	52.2	2.5	23.10	7000
DSH-70	70	67.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22.00	4.5	134.0	53.8	2.5	23.00	7000
DSH-72	72	69.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22.50	4.5	131.0	55.3	2.5	22.80	6000
DSH-75	75	72.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24.60	4.5	130.0	57.6	2.5	22.80	6000
DSH-77	77	74.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25.70	4.5	131.0	59.3	3.0	19.70	6000
DSH-78	78	75.0	-0.30	2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26.20	4.5	131.0	60.0	3.0	19.70	5000
DSH-80	80	76.5	-0.30	2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27.30	5.3	126.0	71.6	3.0	19.50	6000
DSH-82	82	78.5	-0.30	2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	8.7	3.0	31.20	5.3	126.0	73.5	3.0	19.60	6000
DSH-85	85	81.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000

Rangos de dureza: anillos de acero inoxidable (DIN 1.4122 X39CrMo17)

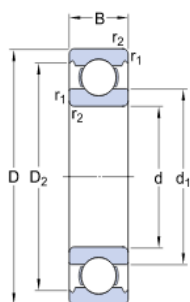
Tipo de Anillo	Tamaño del Rango	Dureza			
		HV	HRC	15N	30N
DSH	ALL	471-577	47-54	83.9-87.4	65.8-72

TABLA N° 11: RODAMIENTO EJE DE ENTRADA A

► 6004

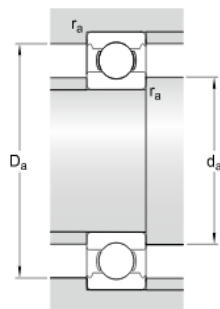
product_table_popular_item[76]
SKF Explorer

Dimensiones



d	20	mm
D	42	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 27.2	mm
D ₂	≈ 37.19	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 23.2	mm
D _a	max. 38.8	mm
r _a	max. 0.6	mm

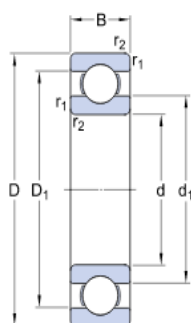
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	9.95	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	5	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.212	kN
Velocidad de referencia		38000	r/min
Velocidad límite		24000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

TABLA N° 12: RODAMIENTO EJE DE ENTRADA B

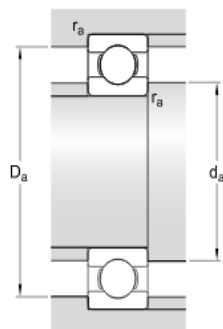
6204 ETN9

Dimensiones



d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 28.2	mm
D ₁	≈ 39.6	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 25.6	mm
D _a	max. 41.4	mm
r _a	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	15.6	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.65	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.325	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	12	

Masa

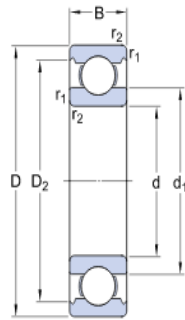
Rodamiento de masa		0.098	kg
--------------------	--	-------	----

TABLA Nº 13: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO A

► 6005

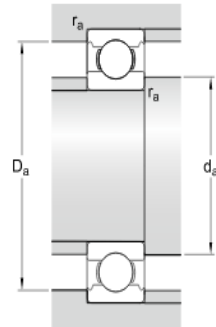
product_table_popular_item[76]
SKF Explorer

Dimensiones



d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 32	mm
D ₂	≈ 42.2	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 28.2	mm
D _a	max. 43.8	mm
r _a	max. 0.6	mm

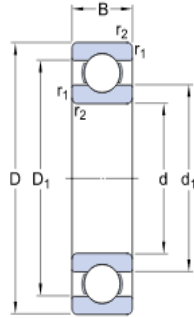
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	11.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.275	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

TABLA N° 14: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO B

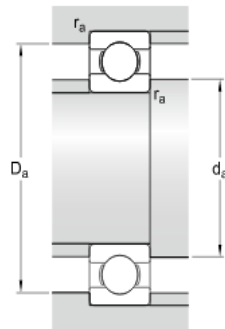
6405

Dimensiones



d	25	mm
D	80	mm
B	21	mm
d ₁	≈ 45.42	mm
D ₁	≈ 62.9	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 34	mm
D _a	max. 71	mm
r _a	max. 1.5	mm

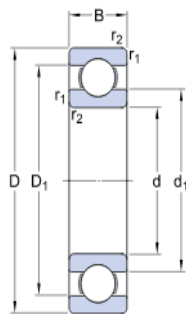
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	35.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	19.3	kN
Carga límite de fatiga	P _U	0.815	kN
Velocidad de referencia		20000	r/min
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	12.1	

TABLA N° 15: RODAMIENTO EJE DE SALIDA A

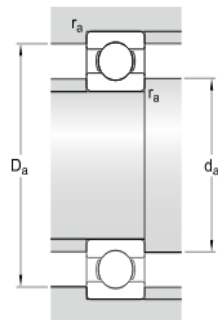
6407

Dimensiones



d	35	mm
D	100	mm
B	25	mm
d ₁	≈ 57.45	mm
D ₁	≈ 79.55	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 46	mm
D _a	max. 89	mm
r _a	max. 1.5	mm

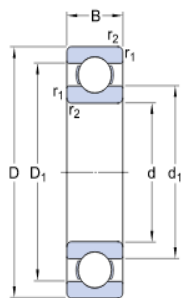
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	55.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	31	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.29	kN
Velocidad de referencia		16000	r/min
Velocidad límite		10000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	12.1	

TABLA N° 16: RODAMIENTO EJE DE SALIDA B

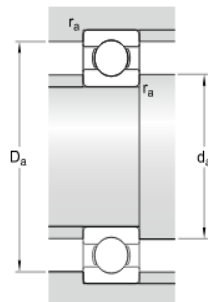
6407

Dimensiones



d	35	mm
D	100	mm
B	25	mm
d ₁	≈ 57.45	mm
D ₁	≈ 79.55	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 46	mm
D _a	max. 89	mm
r _a	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

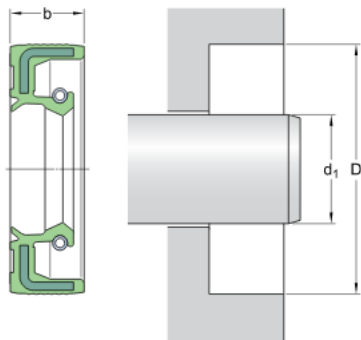
Capacidad de carga dinámica básica	C	55.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	31	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.29	kN
Velocidad de referencia		16000	r/min
Velocidad límite		10000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	12.1	

TABLA Nº 17: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA

20x35x8 HMSA10 V

Número de referencia para EE. UU.	563350
Diseño	HMSA10
Material del labio	V
Muelle tiroidal flexible de acero inoxidable	

Dimensiones



d_1	20	mm
D	35	mm
b	8	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

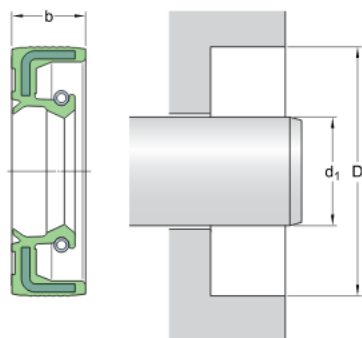
Diferencial de presión	max. 0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min. -40	°C
Temperatura de funcionamiento	max. 200	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max. 220	°C
Velocidad de giro	max. 13369	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 14	m/s

TABLA N° 18: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA

35x50x10 HMSA10 V

Diseño	HMSA10
Material del labio	V

Dimensiones



d_1	35	mm
D	50	mm
b	10	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

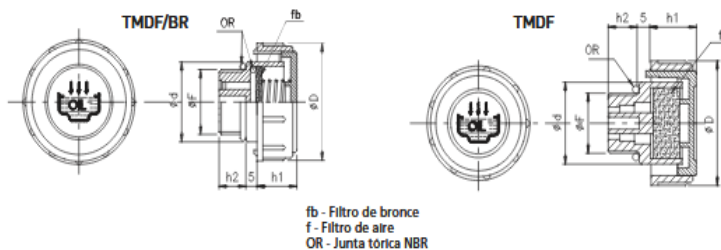
Diferencial de presión	max. 0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min. -40	°C
Temperatura de funcionamiento	max. 200	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max. 220	°C
Velocidad de giro	max. 7639	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 14	m/s

TABLA Nº 19: TAPÓN DE LLENADO

4853-4870 TAPÓN DESVAPORIZADOR TMD CON FILTRO



Código sin filtro	P(l/min) sin filtro	Código con filtro	P(l/min) con filtro	F	D	d	h1	h2
485309000	230	487003038	200	G 3/8"	36	23	17	11
485312000	260	487004012	230	G 1/2"	41	28	18	12
485319000	430	487006034	350	G 3/4"	47	33	17	12
485325000	430	487008001	400	G 1"	52	38	20	12
485331000	660	487010014	600	G 1 1/4"	63	49	23	13
485338000	660	487010112	600	G 1 1/2"	63	55	23	13,5
485316000	260	487016000	230	M 16x1,5	36	23	17	11
485318000	260	487018000	230	M 18x1,5	41	28	17,5	12
485320000	260	487020000	230	M 20x1,5	41	28	17,5	12
485322000	260	487022000	230	M 22x1,5	41	28	17,5	12



Tapón de llenado con respiradero de cabeza cilíndrica y nervios verticales para una mejor sujeción, fabricado en poliamida 6.6 garantizando una óptima resistencia mecánica a altas y bajas temperaturas.

Temperatura máx. de trabajo: 100 °C.

Fabricados en cuerpo de color negro y tapón rojo con el símbolo de carga y la inscripción OIL.

Junta tórica de retención de goma antiaceite 70 Shore.

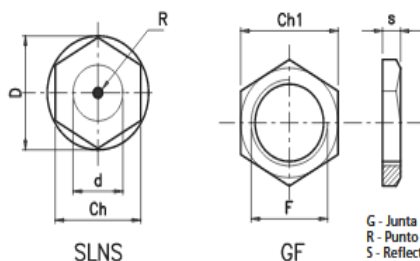
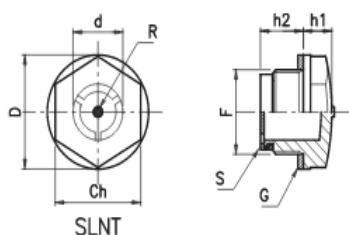
Estos tapones se caracterizan por permitir el paso de un gran volumen de aire y por tanto están recomendados para aplicaciones en centrales oleodinámicas o depósitos que contengan líquidos sujetos a rápidas variaciones de volumen, donde es necesaria una rápida salida y entrada de aire sin salida de aceite.

Incorporan un filtro de aire de espuma de poliuretano (grado de filtración indicativo 40 micrones). Este filtro puede desmontarse fácilmente.

El caudal de aire (P) indicado en la tabla se expresa en litros/min. con una presión de 50mbar.

TABLA Nº 20: VISOR NIVEL DE ACEITE

4821-4823 VISOR SIMPLEX SLN CON REFLECTOR Y SIN REFLECTOR



Código sin reflector	Código con reflector	Ch	F	D	d	h1	h2	P (Nm)	Ch1	s
482301014	-	17	G 1/4"	20,5	12	8	8,5	8	-	-
482303038	482103038	18	G 3/8"	22	12	6,5	12	12	19	5
482304012	482104012	24	G 1/2"	28	16	8	12	16	27	5
482305034	482105034	30	G 3/4"	36	21	8,5	13,5	21	32	6
482307001	482107001	36	G 1"	42	30	9	14	24	36	6
482309114	482109114	42	G 1 1/4"	51	32	10	17	-	46	6
482310112	482110112	50	G 1 1/2"	58	39	10	21	-	-	-
482311002	482111002	64	G 2"	74	48	12	20	-	-	-
482301415	-	17	M14x1,5	20	12	7,5	8	8	-	-
482301615	482116000	18	M16x1,5	22	12	6,5	12,5	12	-	-
482301815	482118000	21	M18x1,5	25,5	14	6	12,5	12	-	-
482302015	482120000	24	M20x1,5	28	16	7,5	12	16	-	-
482322000	482122000	24	M22x1,5	28	16	7,5	12,5	16	-	-
482326000	482126000	30	M26x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
482327000	482127000	30	M27x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
482340000	482140000	42	M40x1,5	51	32	10	17	-	-	-

Para el montaje en paredes de menos de 5 mm. de grosor, se necesita una tuerca de latón GF.

G - Junta de fibra
R - Punto rojo
S - Reflector

Material: Resina poliamídica de gran transparencia. Óptima resistencia mecánica a alta y baja temperatura, gran estabilidad dimensional y muy buena resistencia al aceite y gasolina. Evitar el contacto con alcohol, líquidos anticongelantes a altas temperaturas y agua a más de 80°C. El modelo con reflector mejora la visualización del nivel de aceite.

Arandela plana de retención en fibra exenta de amianto (sobre encargo se puede suministrar en goma sintética NBR 70).

Presión de trabajo hasta 1 bar. Temperatura máx. de trabajo: 100°C

Nm - Par de apriete max. para el montaje.

TRABAJO FIN DE GRADO



DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1

ANEXO N°:3

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1- INTRODUCCIÓN.....	122
1.1- OBJETIVO.....	122
1.2- DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PROYECTO	122
1.3.- RELACIÓN ENTRE LOS DOCUMENTOS	122
2.- PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	124
2.1.- MATERIALES	124
2.1.1.- Engranajes	124
2.1.2.- Árboles.....	125
2.1.3.- Cáster y tapas del reductor.....	126
2.2.- CONDICIONES DE EJECUCIÓN.....	126
2.2.1.- Descripción del proceso.....	126
2.2.1.1.- Piñón de la primera etapa.....	126
2.2.1.2.- Rueda de la primera etapa.....	127
2.2.1.3.- Piñón de la segunda etapa.....	128
2.2.1.4.- Rueda de la segunda etapa.....	129
2.2.1.5.- Árbol de entrada.....	130
2.2.1.6.- Árbol intermedio.....	131
2.2.1.7.- Árbol de salida.....	132
2.2.1.8.- Carcasa y tapa superior del reductor.....	133
2.2.1.9.- Tapa lateral del eje de entrada.....	133
2.2.1.10.- Tapa lateral del eje de salida.....	133

2.2.2. Control del producto.....	133
2.3.- PRUEBAS FINALES.....	134
2.4.- CONDICIONES DE EMBALAJE Y TRANSPORTE.....	134
3.- PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS	
3.1.- DERECHOS Y OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA.....	134
3.1.1.- Derechos.....	134
3.1.2.- Obligaciones.....	134
3.2.- FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....	135
3.3.- LIBRO DE ÓRDENES.....	135
3.4.- COMIENZO, RITMO, PLAZO Y CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS.....	135
3.4.1.- Comienzo.....	135
3.4.2.- Ritmo.....	136
3.4.3.- Plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos.....	136
3.4.3.1.- Período de fabricación.....	136
3.4.3.2.- Período de puesta a punto.....	136
3.4.3.3.- Período de puesta en marcha.....	137
3.5.-TRABAJOS DEFECTUOSOS Y MODIFICACIONES.....	137
3.6.- RECEPCIÓN PROVISIONAL.....	137
3.7.- PERÍODO DE GARANTÍA.....	138
3.8.- RECEPCIÓN DEFINITIVA.....	138

1. INTRODUCCIÓN

En este documento definiremos las exigencias de índole técnica y legal que han de regir para la ejecución del proyecto.

1.1- OBJETIVO

El objetivo principal del pliego de condiciones es exponer de forma clara todas aquellas exigencias técnicas, económicas y legales que deben quedar satisfechas en la ejecución del proyecto. Se tendrá en cuenta la normativa vigente a la hora de la realización del proyecto.

El proyectista se basará en esas normas a la hora de la elaboración del proyecto, limitando su responsabilidad, y por tanto no haciéndose cargo de los inconvenientes que puedan derivarse por el incumplimiento o modificación de alguna parte del proyecto sin consulta y aprobación previa.

1.2- DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PRODUCTO

El reductor de velocidad desarrollado en este proyecto viene definido por los siguientes documentos básicos:

- Memoria descriptiva
- Planos
- Pliego de condiciones
- Presupuesto

1.3- RELACIÓN ENTRE LOS DOCUMENTOS

En el caso de que se produzcan incompatibilidades entre los diferentes documentos de los que se compone el proyecto, se establecerá una serie de prioridades, que detallamos a continuación:

- El documento primero (Memoria descriptiva) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito de la fabricación y elección de los materiales.

- El documento segundo (Planos) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito del dimensionado de todos los elementos.
- El documento tercero (Pliego de condiciones) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito de la normativa y la calidad de fabricación del producto.
- El documento cuarto (Presupuesto) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito del coste de fabricación de los elementos que componen el reductor de velocidad.

En cualquier caso el documento primero tiene preferencia sobre el resto en caso de contradicción. Siendo este documento el eje principal del presente proyecto.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

En este apartado se regulan las características de cada uno de los componentes de nuestro reductor y los procesos de fabricación a los que deben ser sometidos. Sirve además de complemento a los apartados de memoria y planos.

2.1- MATERIALES

Se van a enumerar a continuación los diferentes materiales que se emplean para cada uno de los componentes a utilizar.

2.1.1- Engranajes

Para la fabricación de los engranajes, tanto para los piñones como para las ruedas, emplearemos un acero aleado, templado y revenido denominado 20MnCr5, con valor en la tabla ISO 6336-5 para engranajes de V. Este acero tiene las siguientes características según la norma UNE-EN 10083-3:2008:

- Resistencia a rotura (S_u): 980 MPa
- Resistencia a fluencia (S_y): 735 MPa
- Dureza superficial: HB 302 – HV 317

La composición química de este material es la siguiente:

C: 0.2 %

Mn: 1.25 %

Cr: 1.15 %

El control de calidad de este material se realizará mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo imprescindible las características relativas a su composición química, límite elástico, resistencia a tracción y dureza superficial.

2.1.2- Árboles

En la fabricación de los árboles (de los tres), emplearemos un acero aleado denominado 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2006 y 4140 F-1252 según la denominación AISI. Se trata de un acero templado 840 °C y revenido otros 540 °C. Así, las características mecánicas de nuestro acero son las siguientes:

- Resistencia a rotura (Su): 1120 MPa
- Resistencia a fluencia (Sy): 1040 MPa
- Dureza superficial: HB 321
- Elongación: 14 %

Y la composición química correspondiente será:

- C: 0.42%
- Mn: 0.75%
- Cr: 1.05%
- Mo: 0.22%

El control de calidad de este material se llevará a cabo mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo indispensable que figuren las características relativas a su composición química, límite elástico, resistencia a tracción, dureza superficial y alargamiento.

2.1.3- Cáster y tapas del reductor

En la fabricación del cárter y la tapa del reductor, emplearemos una fundición gris denominada EN-GJL-250 según la norma UNE-EN 1561:2011. Las características mecánicas de este material son las siguientes:

- Resistencia a tracción (Sut): 250 MPa
- Resistencia a compresión (Suc): 900 MPa
- Dureza superficial: HB 180

El control de calidad de este material se llevará a cabo mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo indispensable que figuren las características relativas a su resistencia a tracción, resistencia a compresión y dureza superficial.

2.2- CONDICIONES DE EJECUCION

2.2.1- Descripción del proceso

2.2.1.1- Piñón de la primera etapa

En la fabricación del piñón de entrada se empleará una pieza cilíndrica de 50 mm de diámetro y una longitud de 50 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, donde se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras, con el cambio de longitud necesario en esta pieza.

- Cilindrado interior de 20 mm.
- Cilindrado exterior de 47 mm.

Las operaciones de torneado se realizarán dos veces, primero una de desbaste y luego otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones utilizamos la fresadora. Con ella realizaremos los pasos siguientes :

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para dar cabida a la chaveta.

Con todas estas operaciones tendríamos listo para su montaje el piñón de la primera etapa.

2.2.1.2- Rueda de la primera etapa

En la fabricación de la rueda de la primera etapa se empleará una pieza cilíndrica de 150 mm de diámetro y una longitud de 50 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se siguen los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras, con el cambio de longitud necesario en esta pieza.
- Cilindrado interior de 25 mm.
- Cilindrado exterior de 143 mm.

Las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para dar cabida a la chaveta.

Con todo ello tendríamos la rueda de la primera etapa lista para su montaje.

2.2.1.3- Piñón de la segunda etapa

En la fabricación del piñón de la segunda etapa se empleará una pieza cilíndrica de 60 mm de diámetro y una longitud de 70 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado interior de 25 mm.
- Cilindrado exterior de 158 mm.

En las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para dar cabida a la chaveta.

Con todo ello tendríamos el piñón de la segunda etapa listo para su montaje.

2.2.1.4- Rueda de la segunda etapa

En la fabricación de la rueda de la segunda etapa se empleará una pieza cilíndrica de 170 mm de diámetro y una longitud de 70 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, donde se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras, con el cambio de longitud necesario en esta pieza.
- Cilindrado interior de 35 mm.
- Cilindrado exterior de 158 mm.

Las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para dar cabida a la chaveta.

Con ello tendríamos la rueda de la segunda etapa lista para su montaje.

2.2.1.5- Árbol de entrada

En la fabricación del árbol de entrada se empleará una pieza cilíndrica de 30 mm de diámetro y una longitud de 125 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial con diámetro de 15 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 20 mm de 66 mm de longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 15 mm de 16 mm de longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 7.5mm de diámetro con un espesor de 3.5 mm.
- Avellanado de los extremos.

Las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Ranurado del chavetero.

Con ello tendríamos el árbol de entrada listo para su montaje.

2.2.1.6- Árbol intermedio

En la fabricación del árbol intermedio se empleará una pieza cilíndrica de 40 mm de diámetro y una longitud de 240 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, donde se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial con diámetro de 20 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 25 mm de 62 mm de longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 30 mm de 21 mm de longitud por el lado opuesto.
- Cilindrado con un diámetro de 25 mm de 91 mm de longitud por el lado opuesto.
- Dos ranurados de 8 mm de diámetro con un espesor de 4 mm.
- Avellanado de los extremos.

Las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Ranurado de los dos chaveteros.

Con ello tendríamos el árbol intermedio listo para su montaje.

2.2.1.7- Árbol de salida

En la fabricación del árbol de salida se empleará una pieza cilíndrica de 45 mm de diámetro y una longitud de 200 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, donde se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial con diámetro de 30 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 35 mm de 120 mm de longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 30 mm de 27 mm de longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 10 mm de diámetro con un espesor de 5 mm.
- Avellanado de los extremos.

Las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Ranurado de los dos chaveteros.

Con ello tendríamos el árbol de salida listo para su montaje.

2.2.1.8- Carcasa y tapa superior del reductor

En la fabricación de la carcasa y la tapa superior del reductor de velocidad vamos a emplear el proceso de conformación de colada en molde de arena, y se emplearán dos moldes diferentes, una para cada pieza.

Una vez obtenidos las piezas, se procederá a realizar un planeado de las superficies que estarán en contacto de ambas partes. Se mecanizaran también los asientos de los rodamientos para asegurar un buen contacto.

Se realizarán los taladros para alojar las sujeciones de las partes y los alojamientos de los tapones de llenado, vaciado y visor de nivel. Por último se llevará a cabo el roscado de los alojamientos para los diferentes tapones mencionados anteriormente.

2.2.1.9- Tapa lateral del eje de entrada

En la fabricación de la tapa lateral del eje de entrada se empleará una pieza cilíndrica de mm de diámetro y una longitud de mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

2.2.2.- Control del producto

Para ello se realizarán todas las mediciones necesarias para verificar que los diferentes elementos de nuestro reductor cumplen con las dimensiones y las tolerancias establecidas en el presente documento.

2.3.- PRUEBAS FINALES

Con el fin de verificar que el conjunto funciona correctamente, verificaremos nuestro reductor realizando un montaje completo, comprobando cada componente por separado y de manera exhaustiva. También se comprobará que no haya holguras indeseadas y que todo encaja a la perfección. Una vez realizado la verificación final se procederá al envío del conjunto.

2.4.- CONDICIONES DEL EMBALAJE Y TRANSPORTE

Con el fin de garantizar la seguridad de las piezas durante su transporte se empaquetarán por separado, para que así, en el caso de golpear un embalaje pongamos en peligro una única pieza.

3.- PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

En este apartado se regulan las relaciones entre el contrato, la propiedad y la dirección del proyecto. Para ello se establecen una serie de derechos y obligaciones entre las partes.

3.1.- DERECHOS Y OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA

Las condiciones y derechos que debe cumplir el Contratista son:

3.1.1.- Derechos

El contratista tiene derecho a exigir un ejemplar completo del proyecto al cliente. También tendrá derecho a recibir solución técnica a los problemas no previstos que aparezcan durante la ejecución del proyecto y no sean imputables a una mala ejecución de este.

3.1.2.- Obligaciones

El contratista estará obligado a conocer las leyes y a cumplirlas, no pudiendo llevar a cabo el presente proyecto en caso de haber sido sancionado anteriormente por negligencia durante el ejercicio de la profesión. Además, conocerá el proyecto en todas sus partes.

El contratista no iniciará su labor sin la autorización de la Dirección. Una vez comience el proceso de fabricación, cumplirá con las especificaciones del presente proyecto.

El Contratista será el responsable de disponer de todos los medios necesarios para llevar a cabo el presente proyecto.

El Contratista deberá designar un Titulado Superior para que actúe como representante ante el cliente en calidad de Director de la Contrata.

El personal del Contratista deberá estar cualificado y acreditado, mediante los certificados correspondientes, para el trabajo que le haya sido asignado.

El Contratista debe revisar la labor del personal y su correcta ejecución.

3.2.- FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA

El cliente será el encargado de elegir la dirección técnica que crea conveniente para el proyecto. Al ser el máximo responsable de la ejecución del proyecto, la dirección técnica tendrá facultades para decidir sobre el comienzo, ritmo y calidad de los trabajos, debiendo velar por el cumplimiento de estos.

3.3.- LIBRO DE ÓRDENES

El libro de órdenes e incidencias es el documento donde se hayan todas y cada una de las órdenes y modificaciones que se dicten durante la ejecución del proyecto.

3.4.- COMIENZO, RITMO, PLAZO Y CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS

En este apartado se establecen todos los tiempos a cumplir durante la ejecución del proyecto.

3.4.1.- Comienzo

El proyecto empieza cuando todas las partes acepten cumplir con el proyecto, previamente aprobado por el cliente.

3.4.2.- Ritmo

El período que va desde la comunicación al contratista de su selección provisional para la realización del presente proyecto basado en el diseño del reductor, hasta que se den por finalizados tanto la fabricación de este como su montaje, será de 2 meses.

En caso de que se produjera un retraso en la elaboración del proyecto, el cliente tendrá el derecho de cancelar la selección provisional del contratista, que perderá la fianza y no tendrá posibilidad alguna de remuneración por los gastos ocasionados.

3.4.3.- Plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos

Para la realización del proyecto se seguirán los siguientes pasos:

- Período de fabricación
- Período de puesta a punto
- Período de puesta en marcha

Cualquier cambio a realizar acerca de los plazos del presente proyecto debe ser aprobado por la Dirección Técnica, debiendo quedar reflejado en el Libro de Órdenes.

3.4.3.1.- Período de fabricación

El período establecido para la fabricación del reductor es de 1 mes desde la comunicación al contratista de su selección provisional. Esta fase se dará por acabada cuando la Dirección Técnica así lo disponga.

3.4.3.2.- Período de puesta a punto

Una vez haya finalizado el período de fabricación, tendrá lugar el período de la puesta a punto. Este tendrá una duración máxima de 15 días.

Los gastos ocasionados en esta fase por las operaciones necesarias para la puesta en marcha del proyecto correrán a cargo del Contratista.

En esta fase se enumerarán también los diferentes puntos que deban ser observados en pruebas posteriores y/o deban ser estudio de modificaciones en el proyecto.

Este período, al igual que el del apartado anterior, se dará por concluido cuando la Dirección Técnica así lo estime oportuno.

3.4.3.3.- Período de puesta en marcha

Finalizado el período de puesta a punto, comenzarán las pruebas para determinar si el reductor cumple con los requerimientos de funcionamiento y de rendimiento establecidos en el proyecto.

Estas pruebas dispondrán de un período máximo de 15 días.

Las pruebas de funcionamiento y rendimiento tienen como propósito determinar la capacidad del mecanismo para que este funcione de manera correcta. Cualquier inconveniente que pueda surgir durante la puesta en marcha del proyecto implicará volver a iniciar el protocolo establecido por el Contratista.

Una vez que se verifique el buen funcionamiento del reductor se realizará la recepción provisional del mismo.

3.5.- TRABAJOS DEFECTUOSOS Y MODIFICACIONES

Es responsabilidad del contratista reponer a su costa todas las operaciones que a juicio de la Dirección Técnica no estén correctamente ejecutadas, achacándose incluso a los defectos no detectados a simple vista pero existentes en el proyecto (vicios ocultos).

El contratista está obligado a realizar las modificaciones oportunas, asumiendo el coste a quien corresponda, siempre que no sea imputable a efectos de ejecución.

3.6.- RECEPCIÓN PROVISIONAL

Tras finalizar el período de puesta en marcha de manera satisfactoria, se procederá a la recepción provisional del reductor.

En el caso de que por causas achacables al Contratista no fuera posible la recepción, la Dirección Técnica sería quién marcará los plazos para dar una solución adecuada a las posibles incidencias que se puedan generar durante la ejecución del proyecto. Si transcurrido este período no se han corregido los defectos ocasionados o solventados los problemas, el contrato se dará por finalizado.

Una vez realizada la recepción provisional se extenderá un Acta, dando inicio al período de garantía y realizando la liquidación provisional siguiendo el Reglamento General de Contratación.

3.7.- PERÍODO DE GARANTÍA

Tras el período de recepción provisional, comienza el periodo de garantía, que tiene una duración de un año y durante el cual el cliente puede reclamar cualquier fallo o problema que pudiera dar el reductor siempre que este no tenga que ver, ni con un uso incorrecto de este, ni con un mantenimiento deficiente por parte del usuario. El Contratista tendrá la obligación en este caso de reponer el producto lo antes posible asumiendo los costes que ello implica.

La sustitución o reparación del mecanismo amplía el periodo de garantía iniciado tras la recepción provisional, desde el fallo del mecanismo hasta su nueva puesta en marcha.

3.8.- RECEPCIÓN DEFINITIVA

La recepción definitiva se lleva a cabo tras el periodo de garantía. Antes de la recepción definitiva todas las incidencias que hayan surgido durante el periodo de garantía deberán haber sido resueltas.

TRABAJO FIN DE GRADO



DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1

ANEXO Nº: 4

PLANOS

ÍNDICE

1. CONJUNTO REDUCTOR.....	142
1.1. SUBCONJUNTO 1	
1.1.1. CUERPO SUPERIOR.....	143
1.1.2. EJE DE ENTRADA.....	144
1.1.3. CASQUILLO Ø20x8.....	145
1.1.4. PIÑÓN ETAPA 1.....	146
1.2. SUBCONJUNTO 2	
1.2.1. CUERPO INFERIOR.....	147
1.2.2. EJE INTERMEDIO.....	148
1.2.3. RUEDA ETAPA 1.....	149
1.2.4. PIÑÓN ETAPA 2.....	150
1.2.5. CASQUILLO Ø25x10.....	151
1.2.6. EJE DE SALIDA.....	152
1.2.7. RUEDA ETAPA 2.....	153
1.2.8. CASQUILLO Ø35x12.....	154

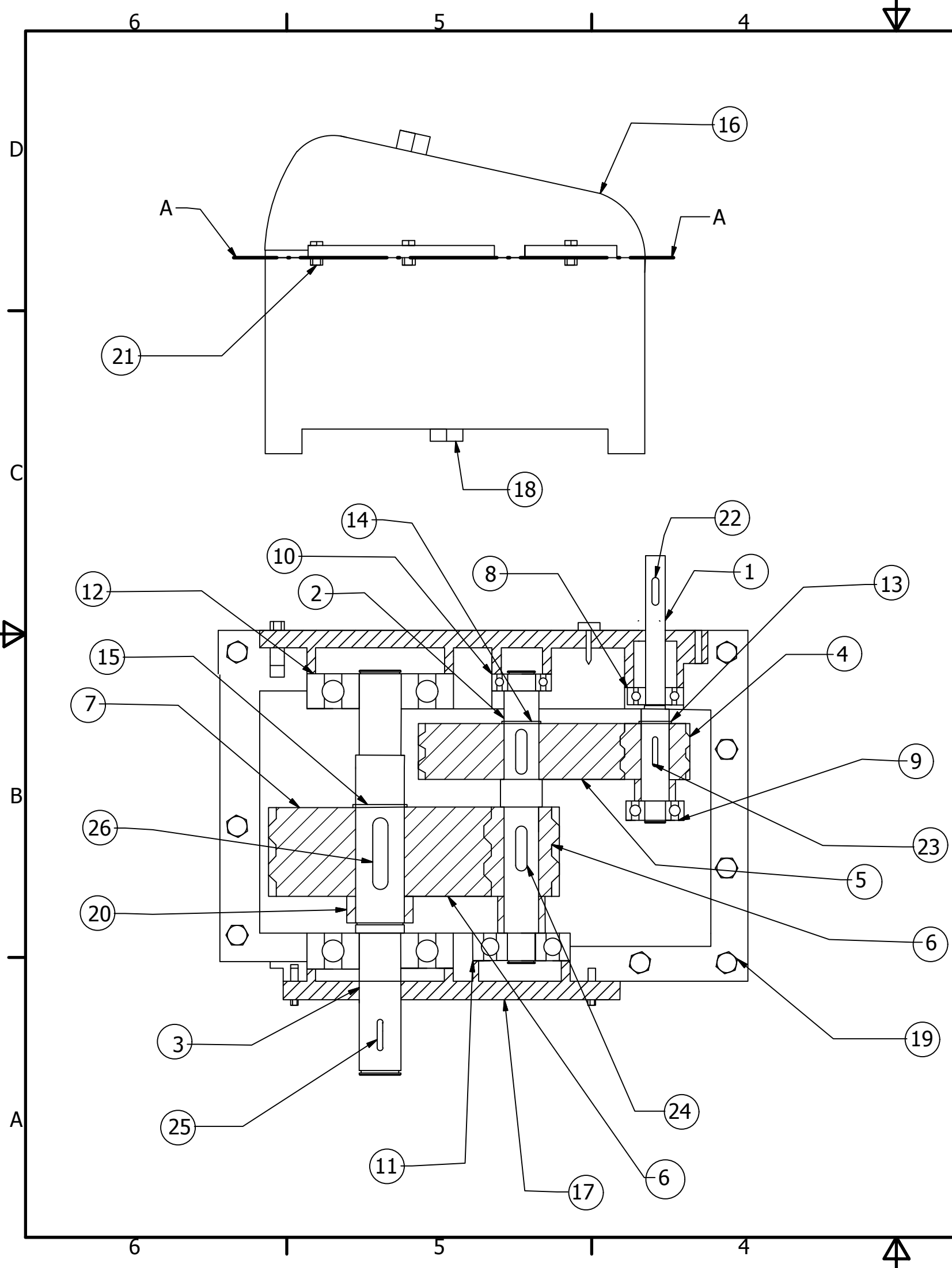
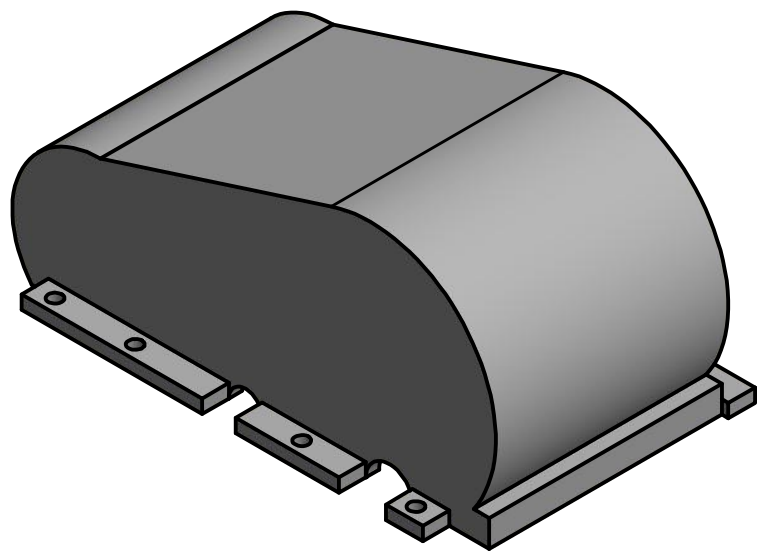
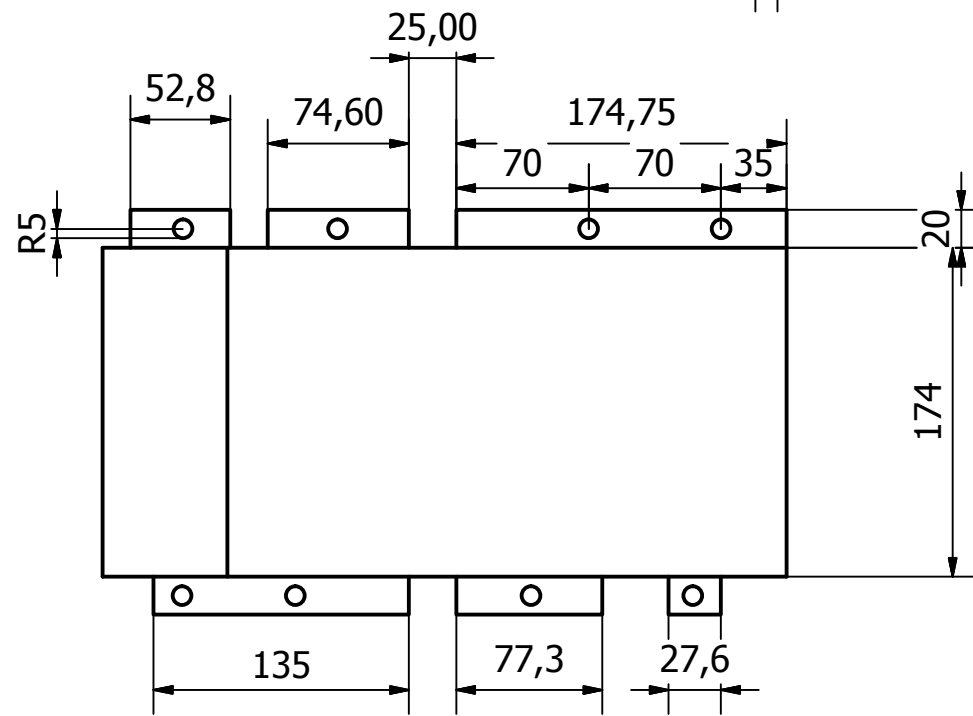
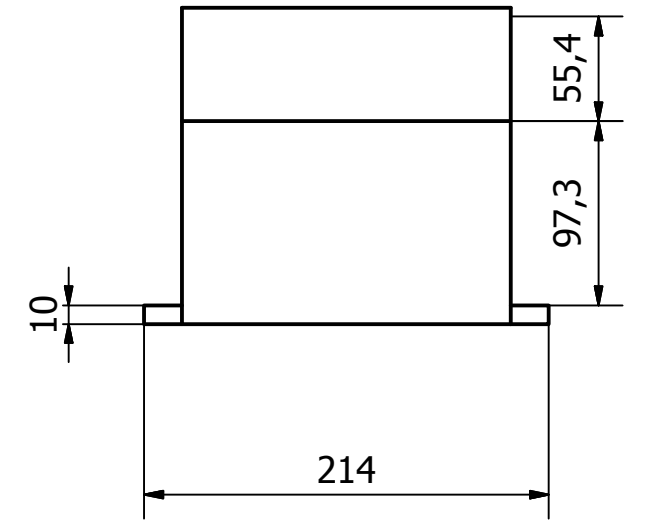
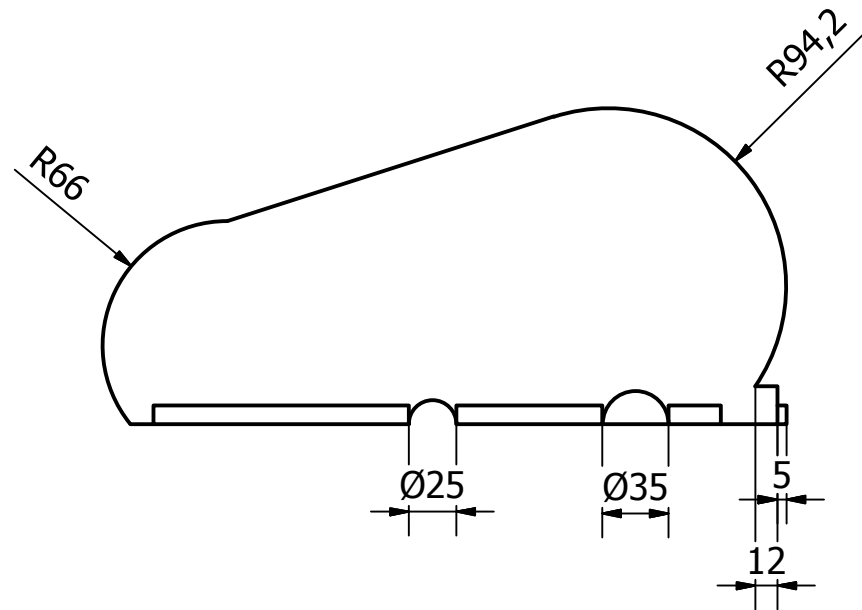
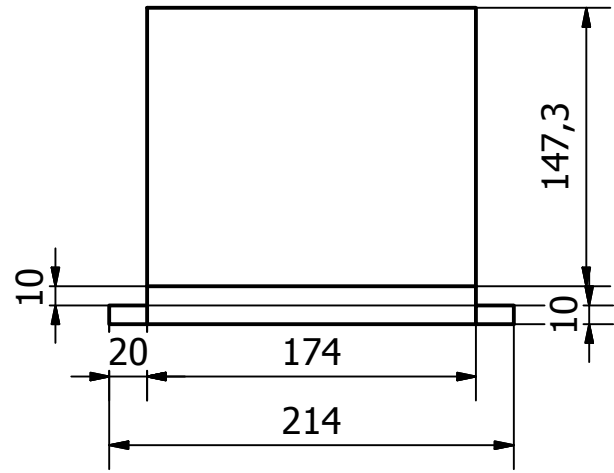
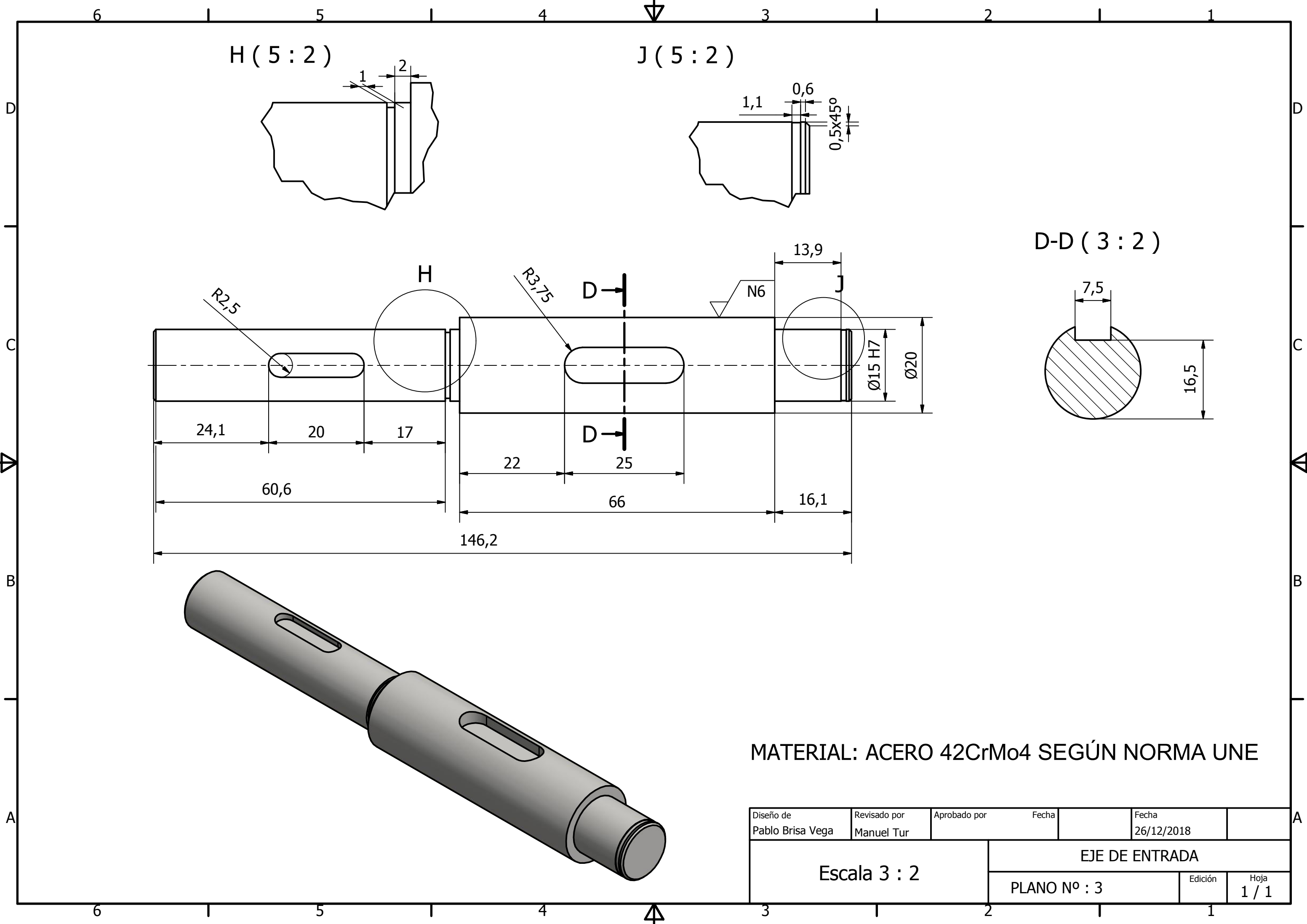


TABLA			
Columna 1	Columna 2	Columna 3	Columna 4
Nº PIEZA	CTDAD	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
1	1	EJE DE ENTRADA	EJE
2	1	EJE INTERMEDIO	EJE
3	1	EJE DE SALIDA	EJE
4	1	PIÑÓN ETAPA 1	ENGRANAJE
5	1	RUEDA ETAPA 1	ENGRANAJE
6	1	PIÑÓN ETAPA 2	ENGRANAJE
7	1	RUEDA ETAPA 2	ENGRANAJE
8	1	SKF 6004	RODAMIENTO EJE ENTRADA
9	1	6204 ETN9	RODAMIENTO EJE ENTRADA
10	1	6005	RODAMIENTO EJE INTERMEDIO
11	1	6405	RODAMIENTO EJE INTERMEDIO
12	2	6407	RODAMIENTO EJE SALIDA
13	1	Ø15x1	ANILLA DE RETENCIÓN EJE
14	1	Ø20x1	ANILLA DE RETENCIÓN EJE
15	1	Ø35x1	ANILLA DE RETENCIÓN EJE
16	1		CARCASA
17	1		TAPA
18	1		TAPÓN
19	10		TORNILLOS
20	3		CASQUILLOS
21	10		TUERCAS
22	1	Ø15 - ENTRADA	CHAVETA
23	1	Ø20 - ENTRADA	CHAVETA
24	2	Ø25 - INTERMEDIO	CHAVETA
25	1	Ø30 - SALIDA	CHAVETA
26	1	Ø35 - SALIDA	CHAVETA

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 06/05/2019	
ESCALA 1 : 3		CONJUNTO			
		PLANO Nº : 1		Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 05/05/2019
ESCALA 1 : 4		CARCASA : CUERPO SUPERIOR		
		CUERPO_SUPERIOR	Edición	Hoja 1 / 1



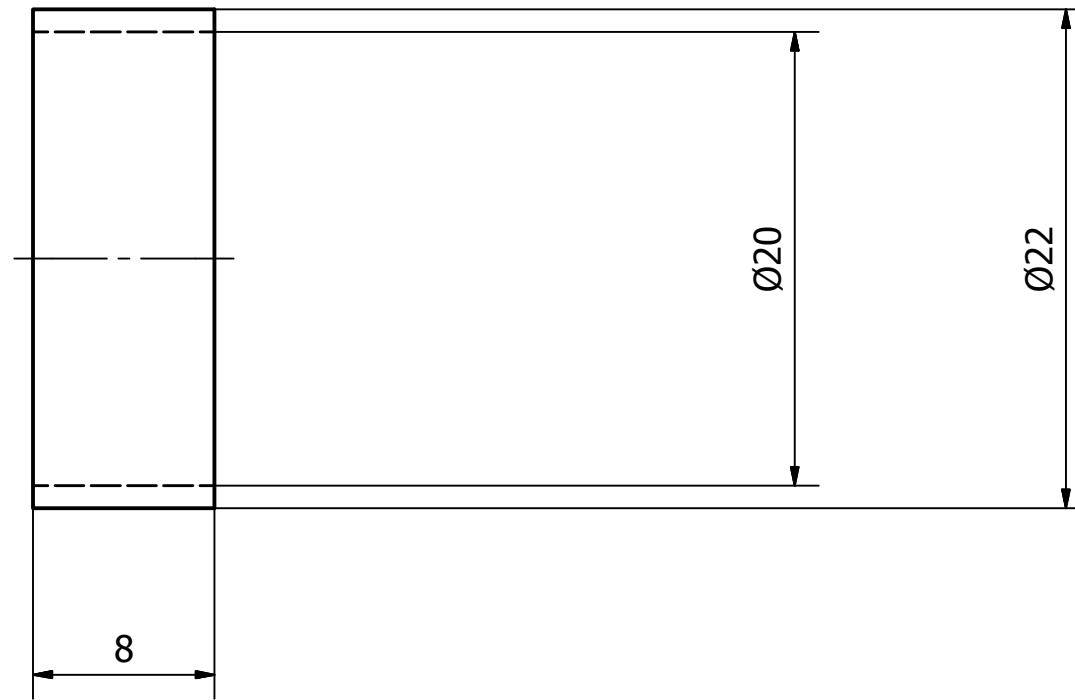
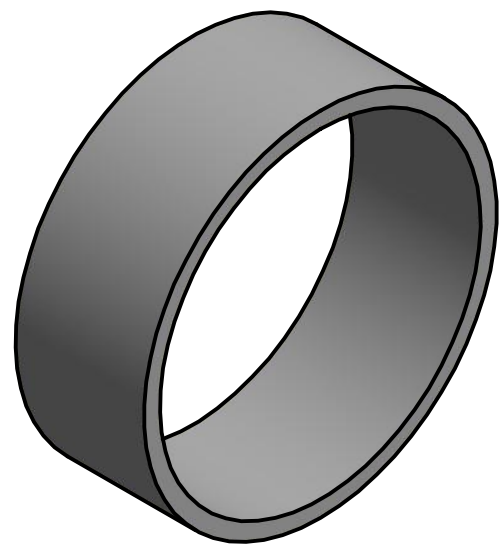
H (5 : 2)

J (5 : 2)

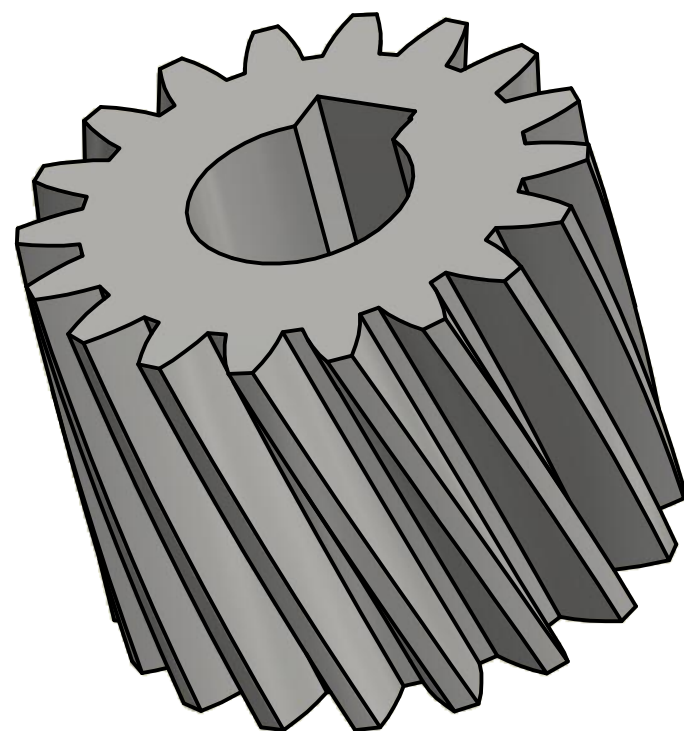
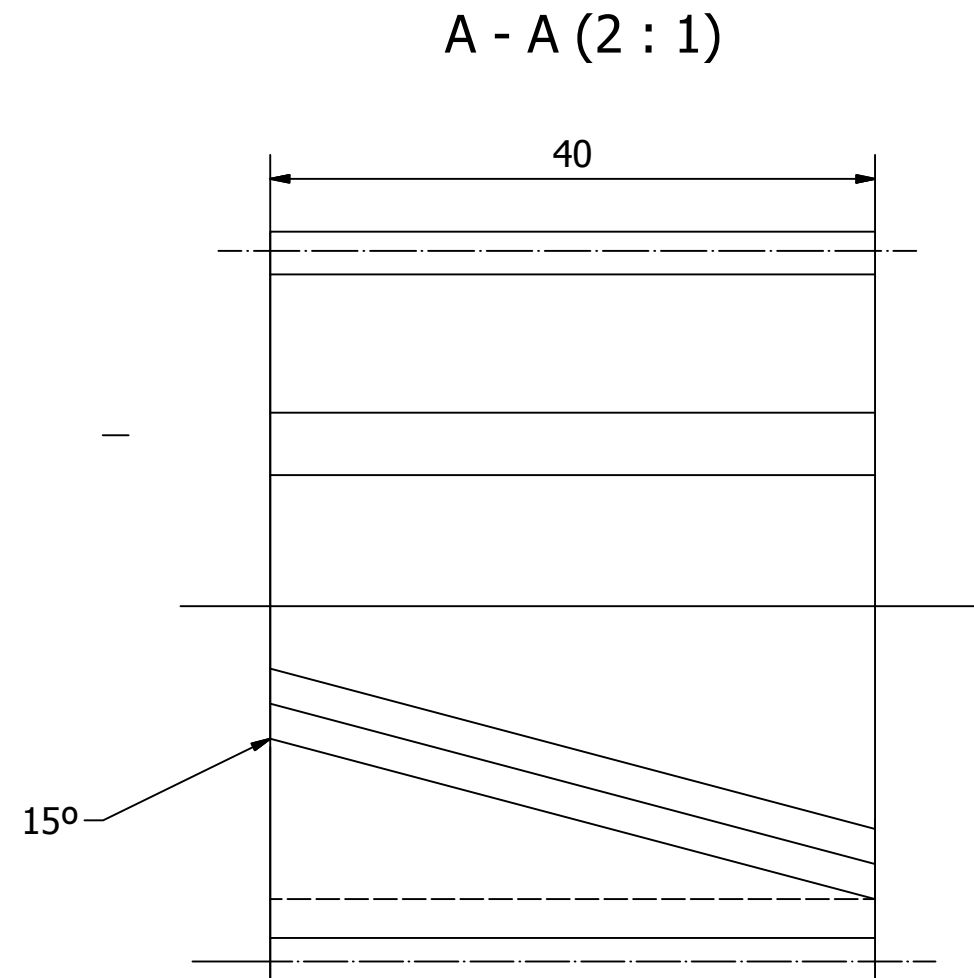
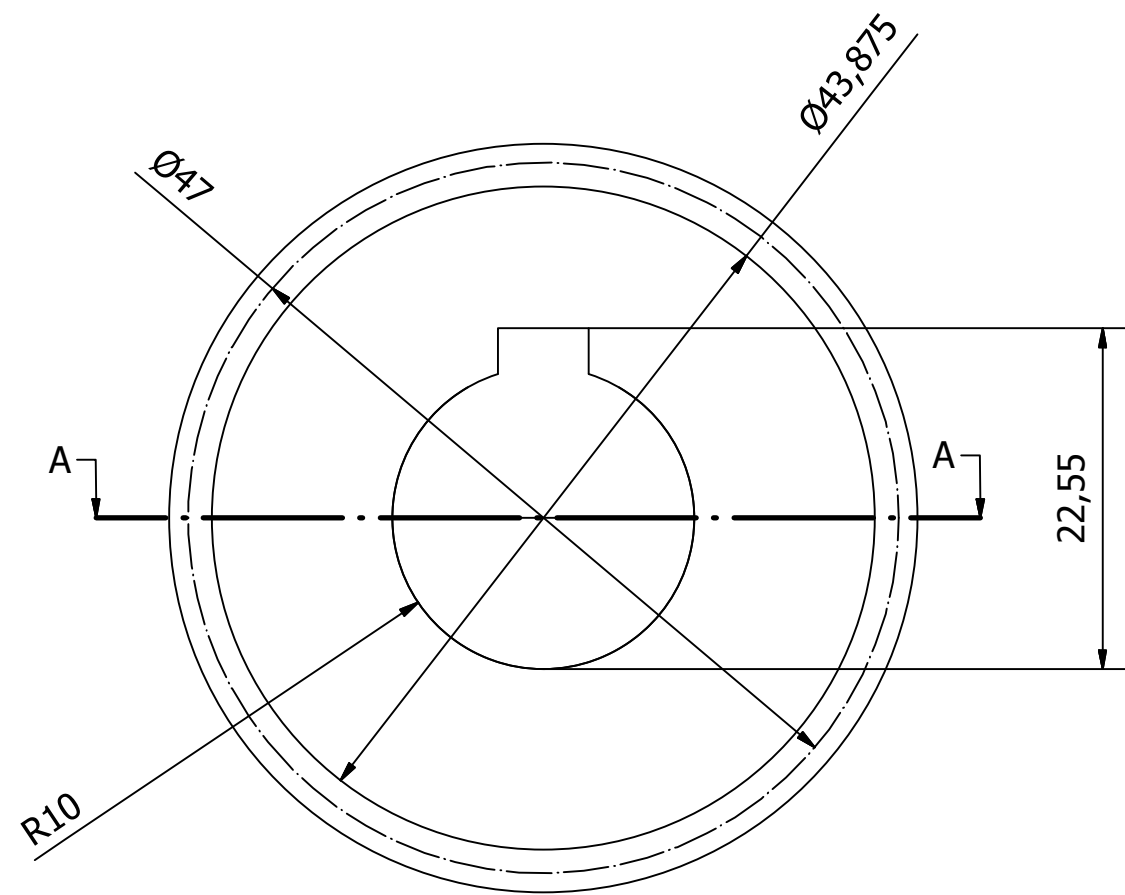
D-D (3 : 2)

MATERIAL: ACERO 42CrMo4 SEGÚN NORMA UNE

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por Manuel Tur	Aprobado por	Fecha	Fecha 26/12/2018
Escala 3 : 2		EJE DE ENTRADA		
		PLANO Nº : 3	Edición	Hoja 1 / 1

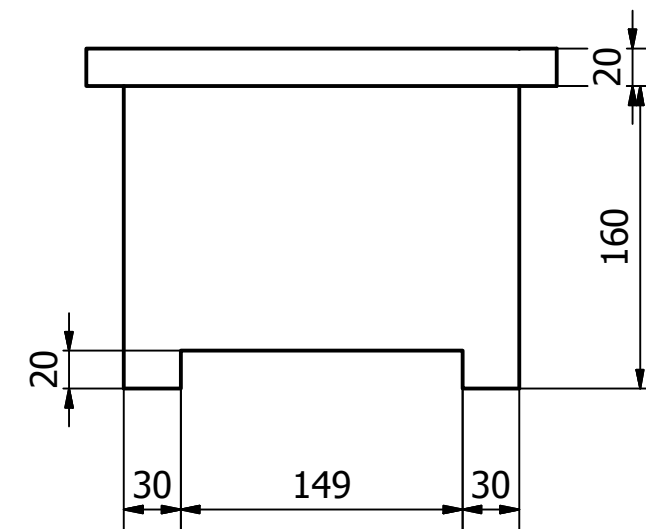
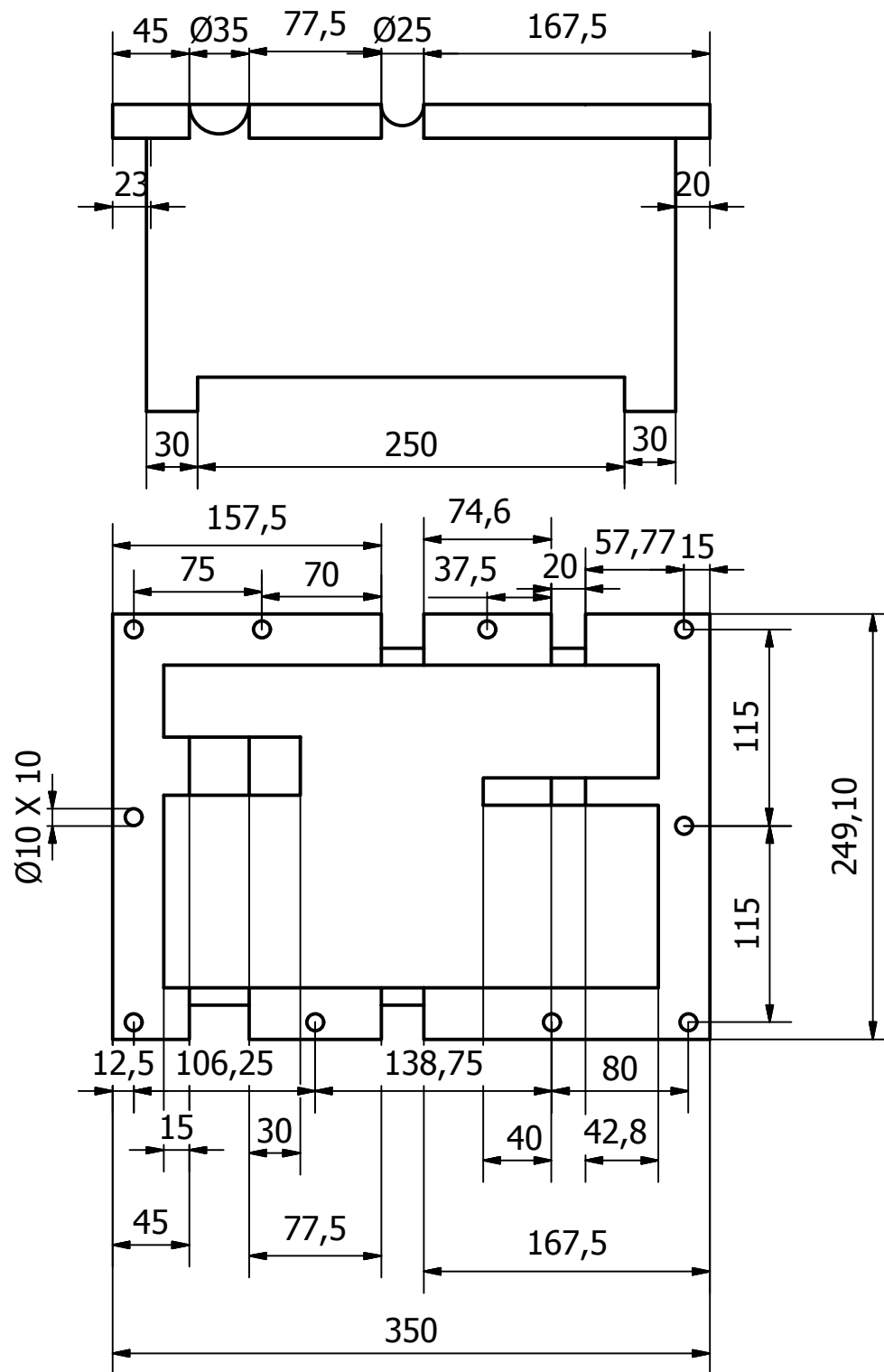
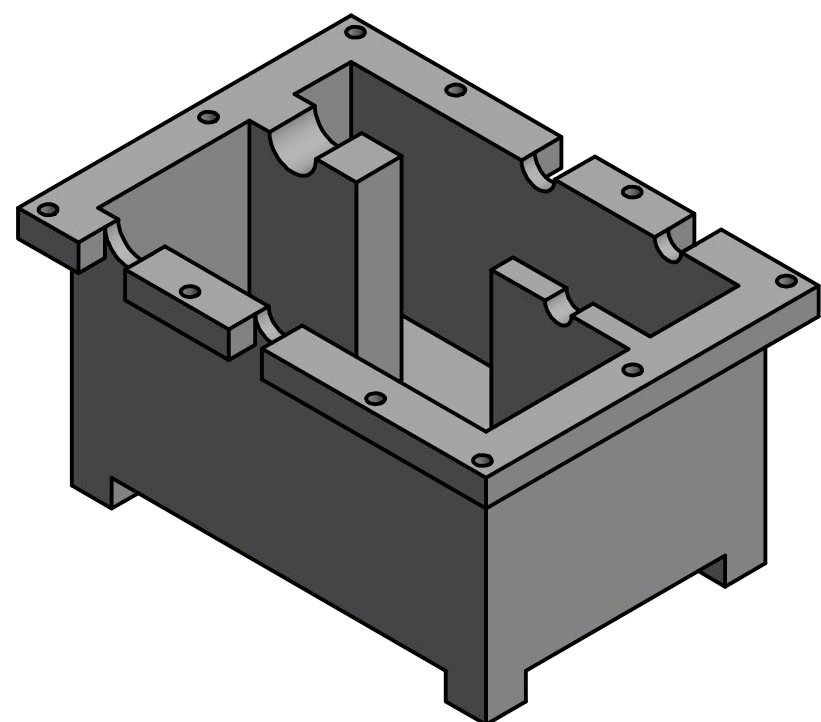


Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 09/04/2019
ESCALA 3 : 1			CASQUILLO $\text{Ø}20 \times 8$	
PLANO N° : 4			Edición	Hoja 1 / 1



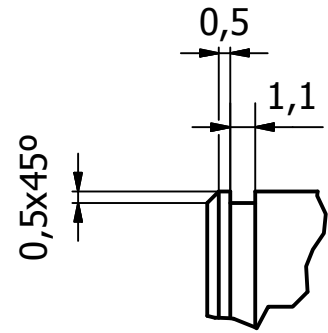
PARÁMETROS		
Columna 1	Columna 2	Columna 3
Diámetro primitivo	47	mm
Módulo	2,5	mm
Número de dientes	18	-
Ángulo de presión	20	o
Ángulo de hélice	15	o
Distancia entre centros	95	mm
Calidad ISO	6	-
Material	20MnCr5	-

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por Manuel Tur	Aprobado por	Fecha	Fecha 27/12/2018	
ESCALA 2 : 1		PIÑÓN ETAPA 1			
		PLANO Nº : 5		Edición	Hoja 1 / 1

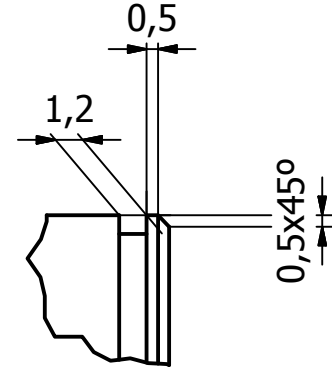


Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 05/05/2019
ESCALA 1 : 4		CARCASA : CUERPO INFERIOR		
PLANO Nº: 6			Edición	Hoja 1 / 1

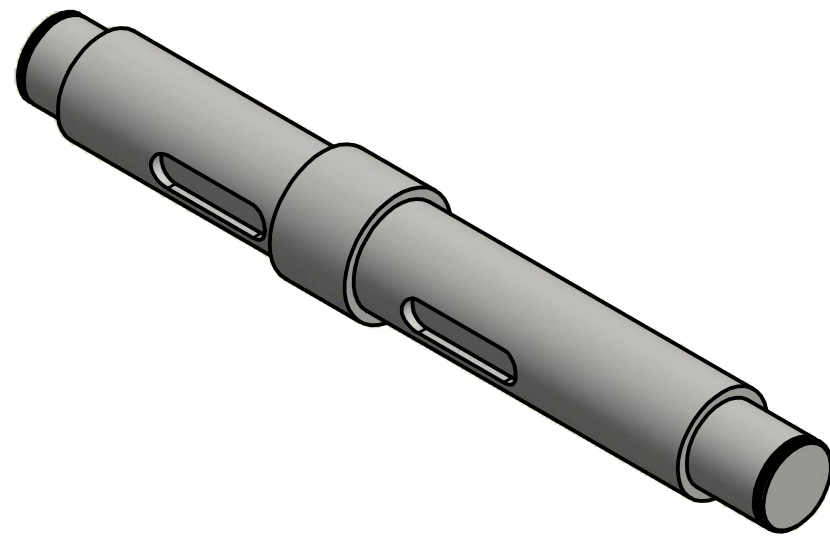
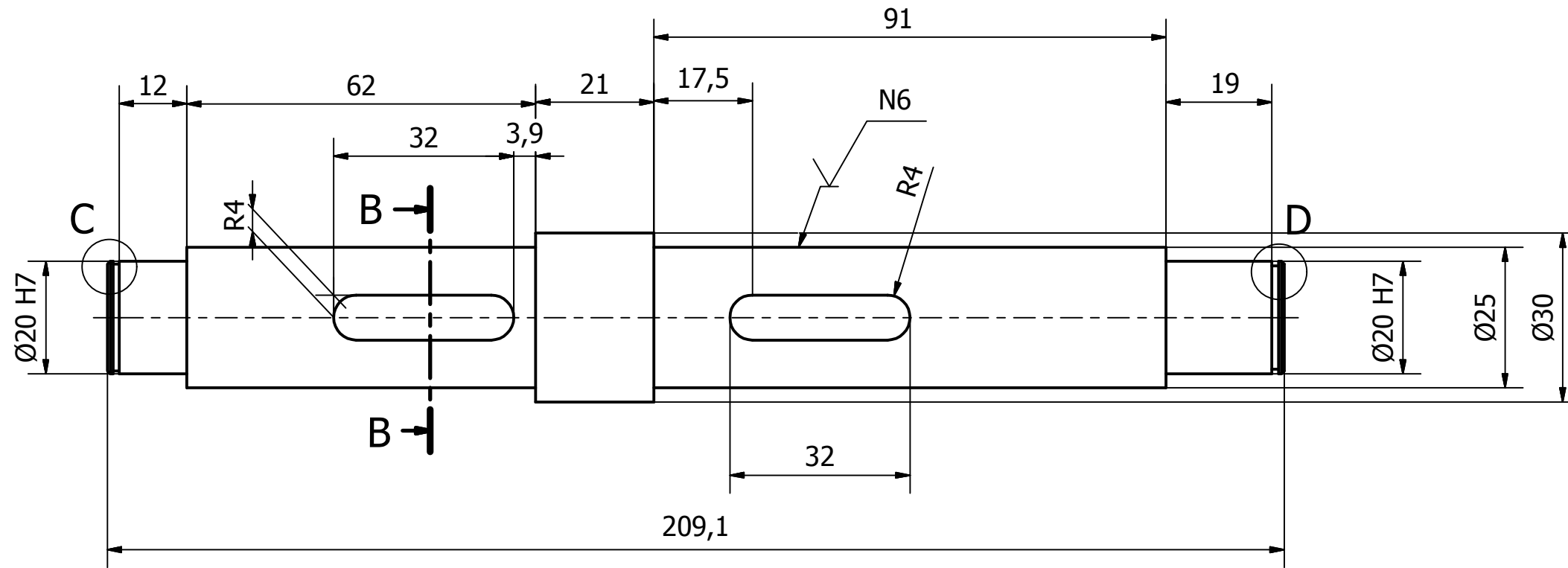
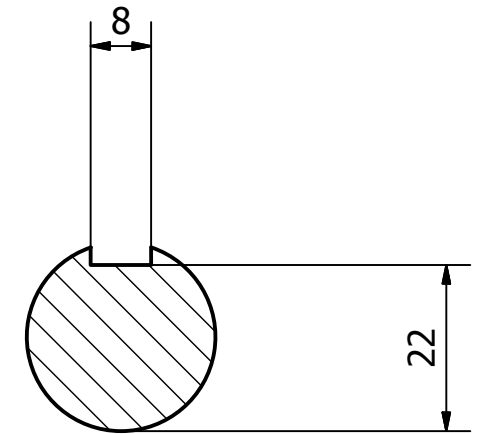
C (3 : 1)



D (3 : 1)

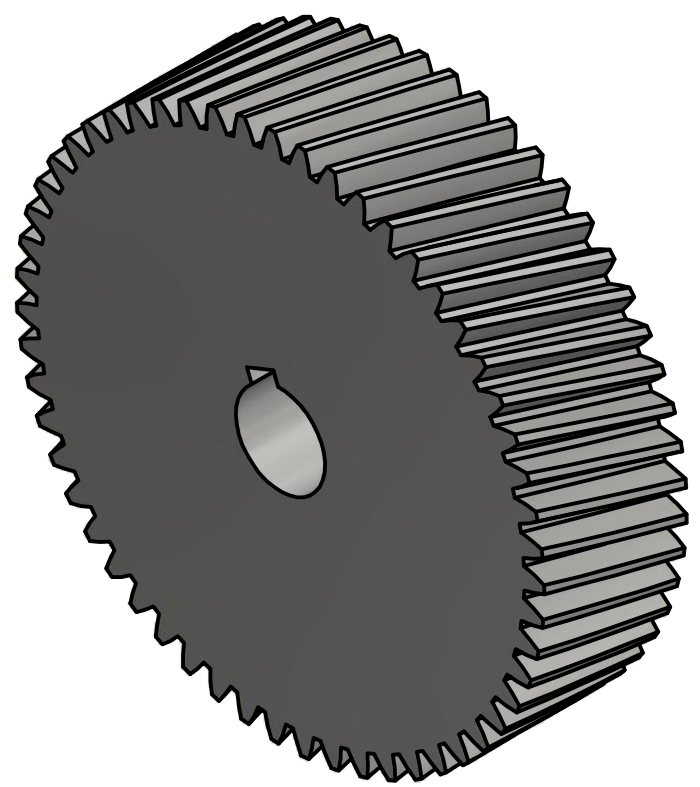
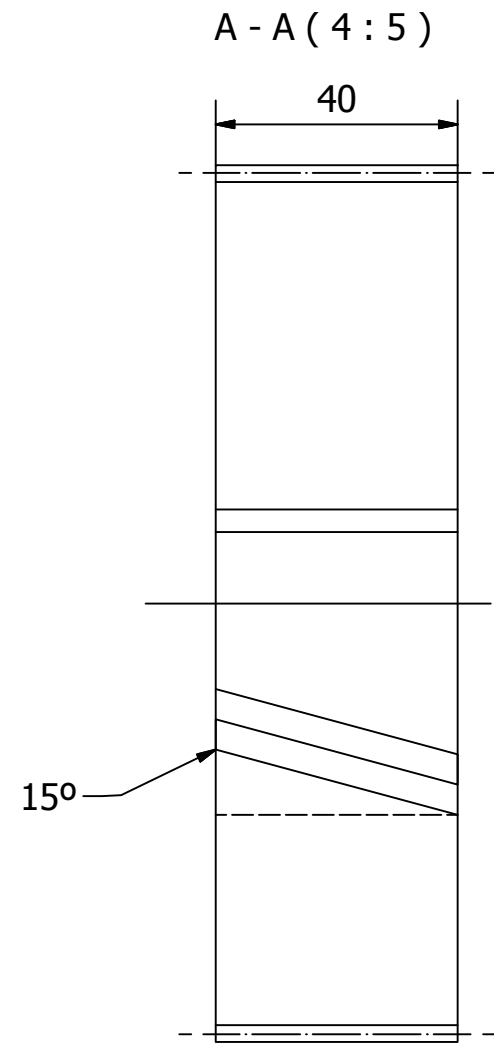
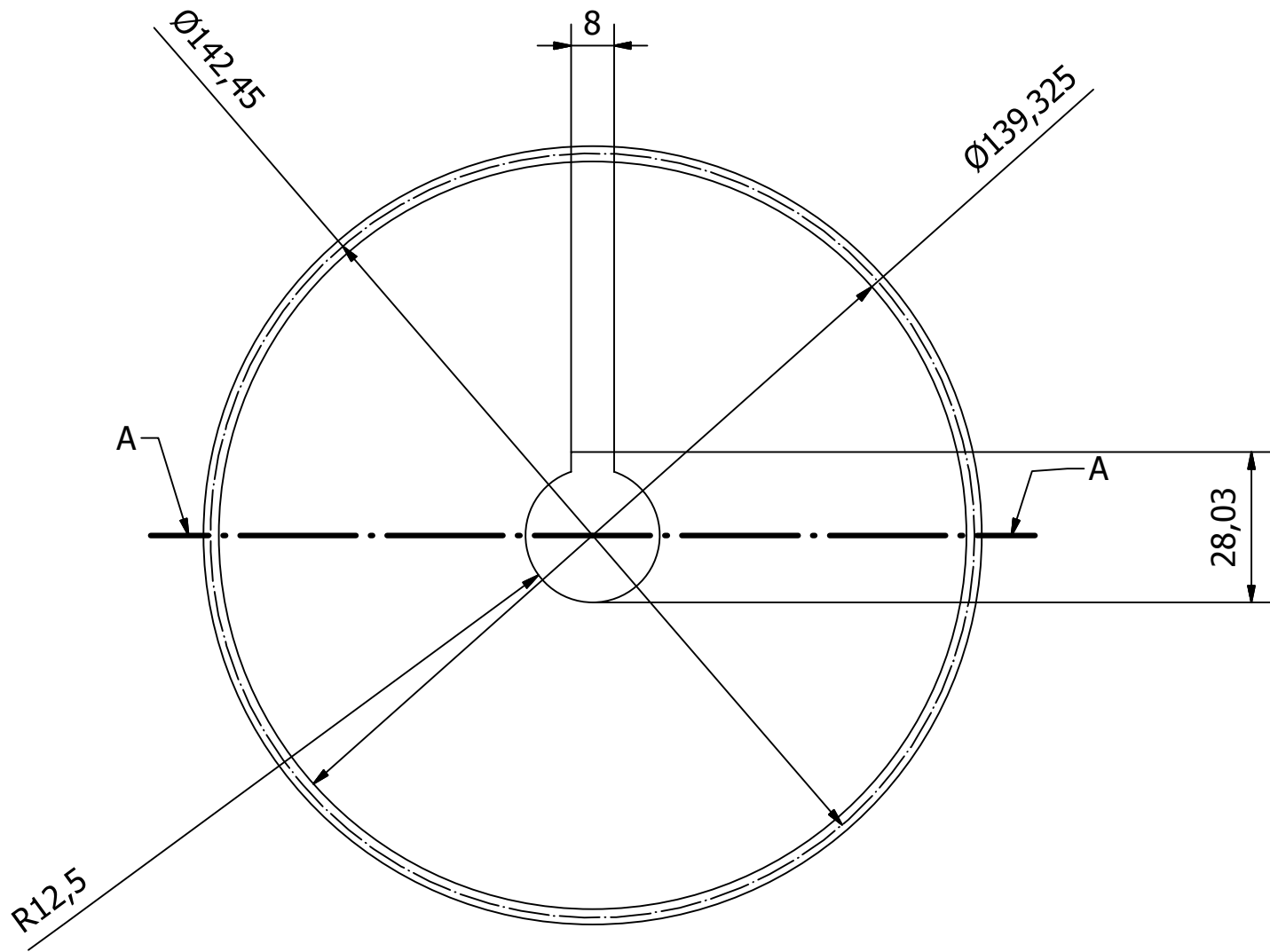


B-B (1 : 1)



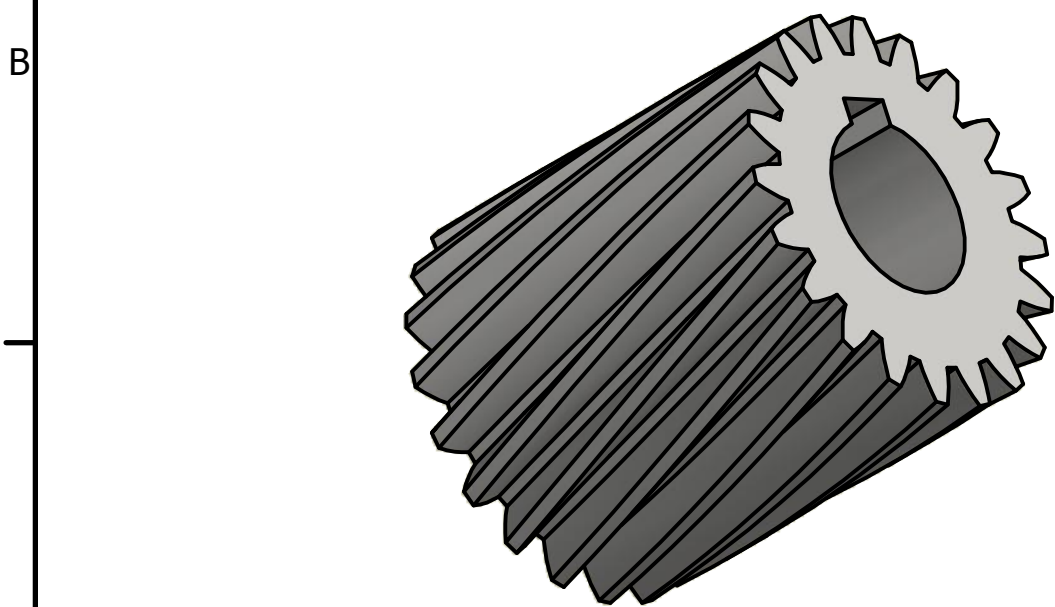
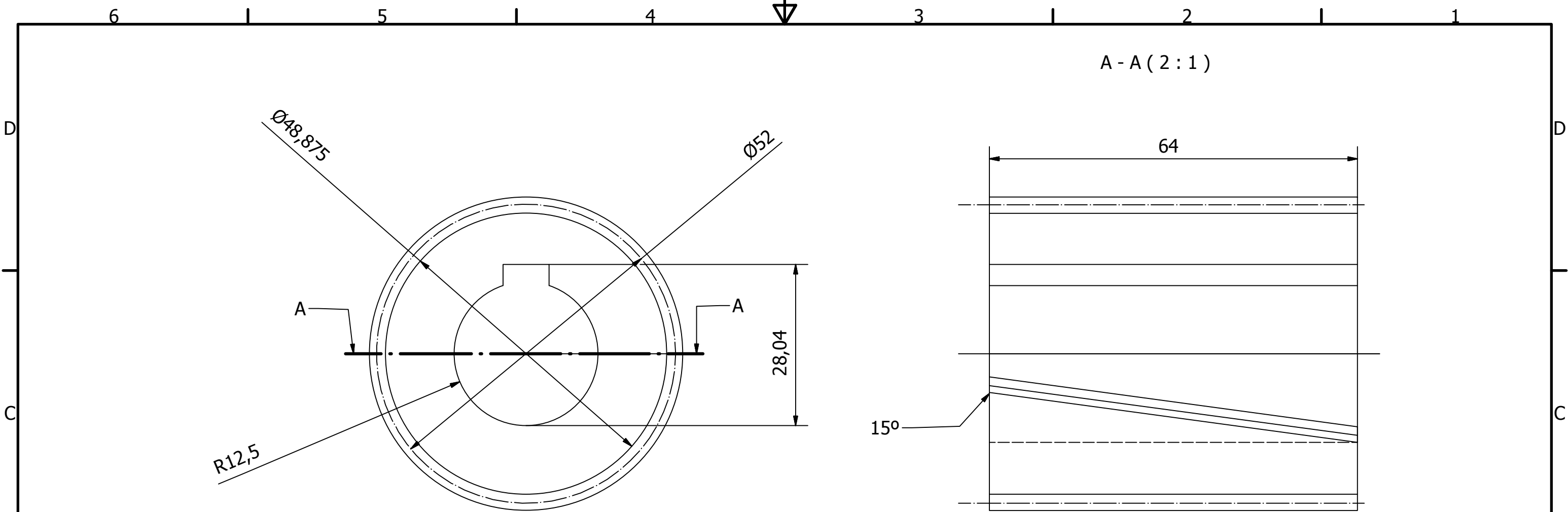
MATERIAL: ACERO 42CrMo4 SEGÚN NORMA UNE

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 13/12/2018
ESCALA 1:1		EJE INTERMEDIO		
PLANO Nº : 7			Edición	Hoja 1 / 1



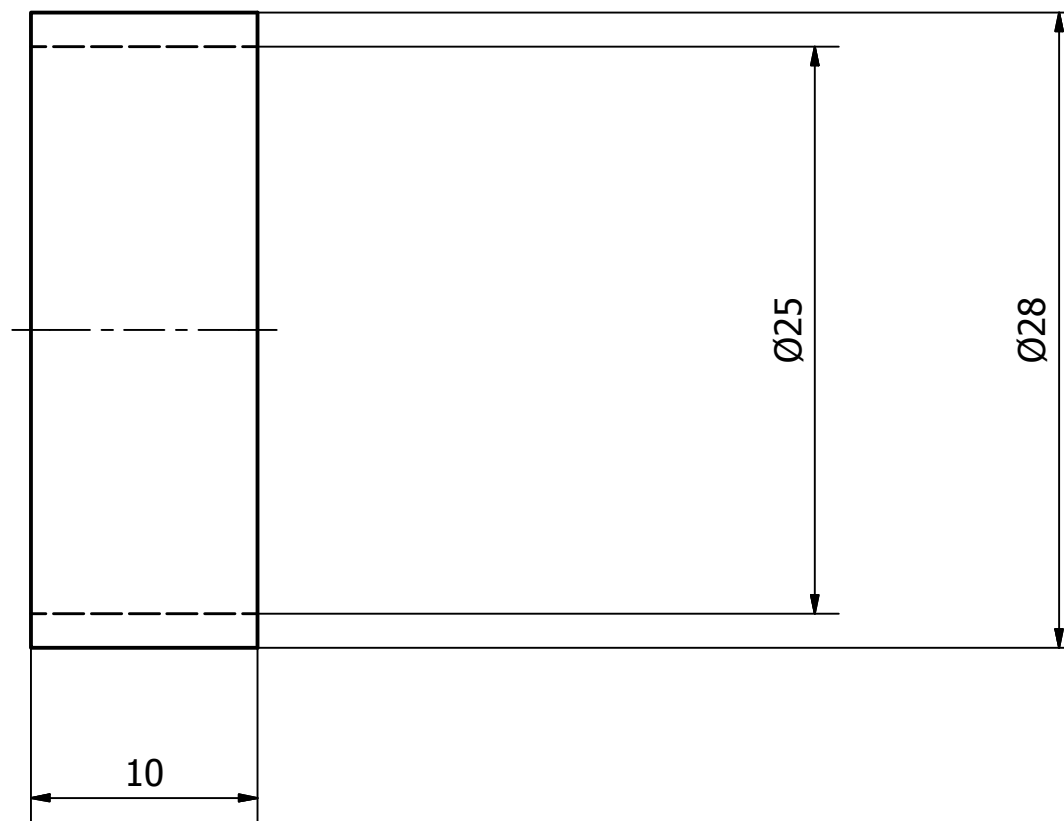
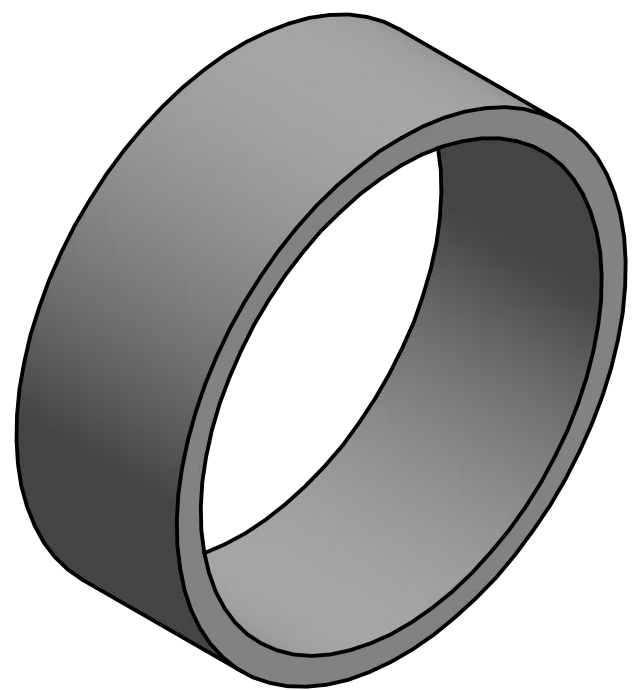
PARÁMETROS		
Columna 1	Columna 2	Columna 3
Diámetro primitivo	142,45	mm
Módulo	2,5	mm
Nº de dientes	55	-
Ángulo de presión	20	o
Ángulo de hélice	15	o
Distancia entre centros	95	mm
Calidad ISO	6	-
Material	20MnCr5	-

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por Manuel Tur	Aprobado por	Fecha	Fecha 27/12/2018
ESCALA 4 : 5		RUEDA ETAPA 1		
		PLANO Nº : 8	Edición	Hoja 1 / 1

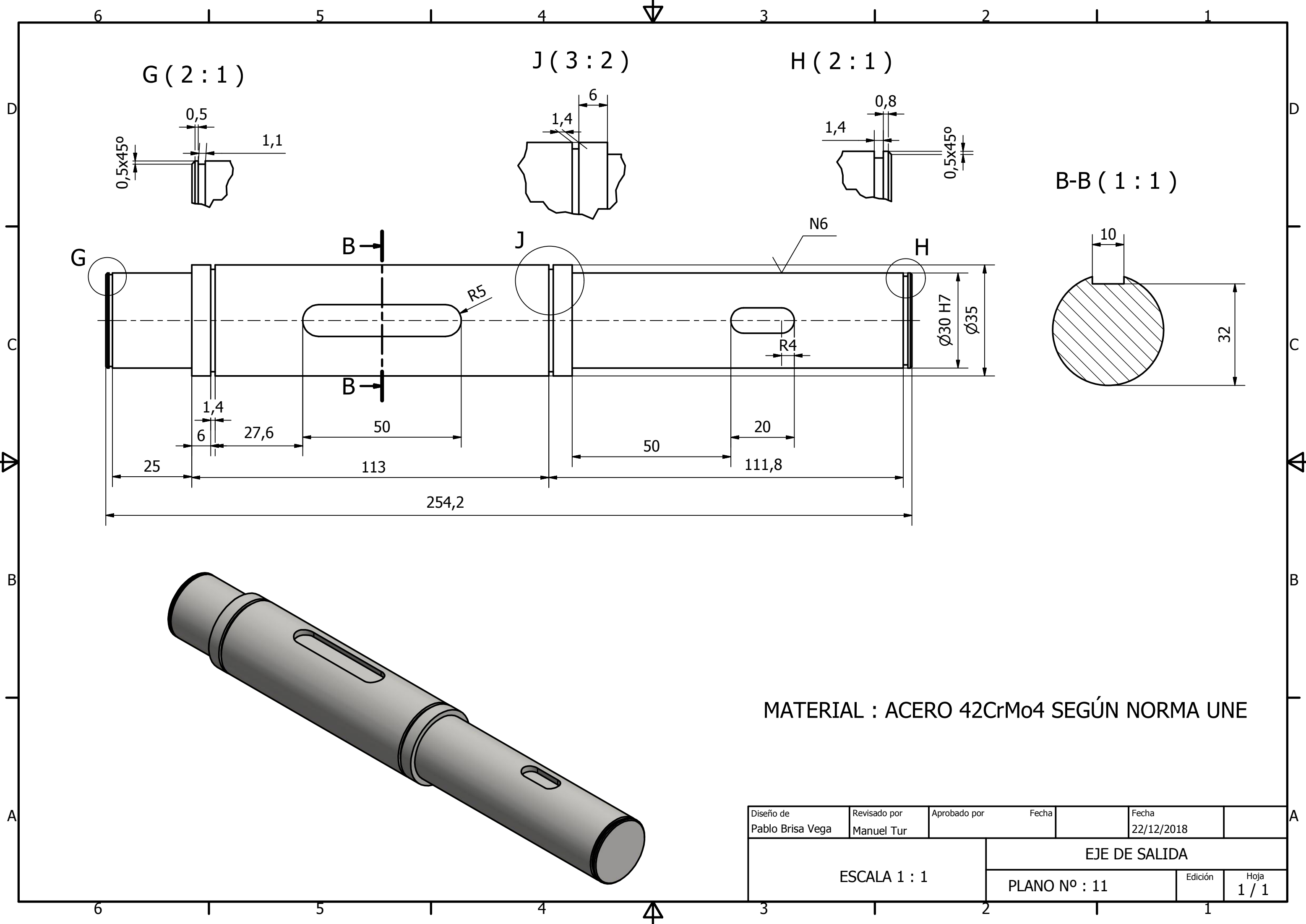


PARÁMETROS		
Columna 1	Columna 2	Columna 3
Diámetro primitivo	52	mm
Módulo	2,5	mm
Número de dientes	20	-
Ángulo de presión	20	o
Ángulo de hélice	15	o
Distancia entre centros	105	mm
Calidad ISO	7	-
Material	20MnCr5	-

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por Manuel Tur	Aprobado por	Fecha	Fecha 27/12/2018
ESCALA 3 : 2		PIÑÓN ETAPA 2		
		PLANO N° : 9	Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 09/04/2019
ESCALA 3 : 1			CASQUILLO $\text{Ø}25 \times 10$	
PLANO N° : 10			Edición	Hoja 1 / 1



G (2 : 1)

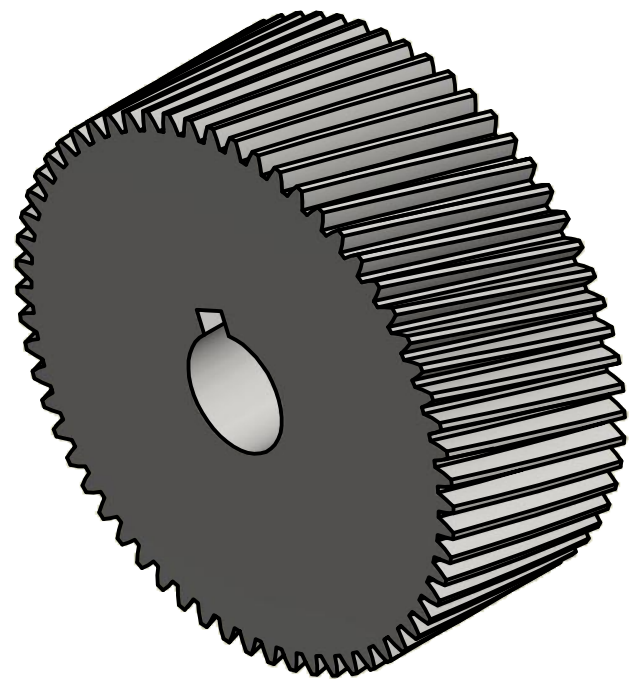
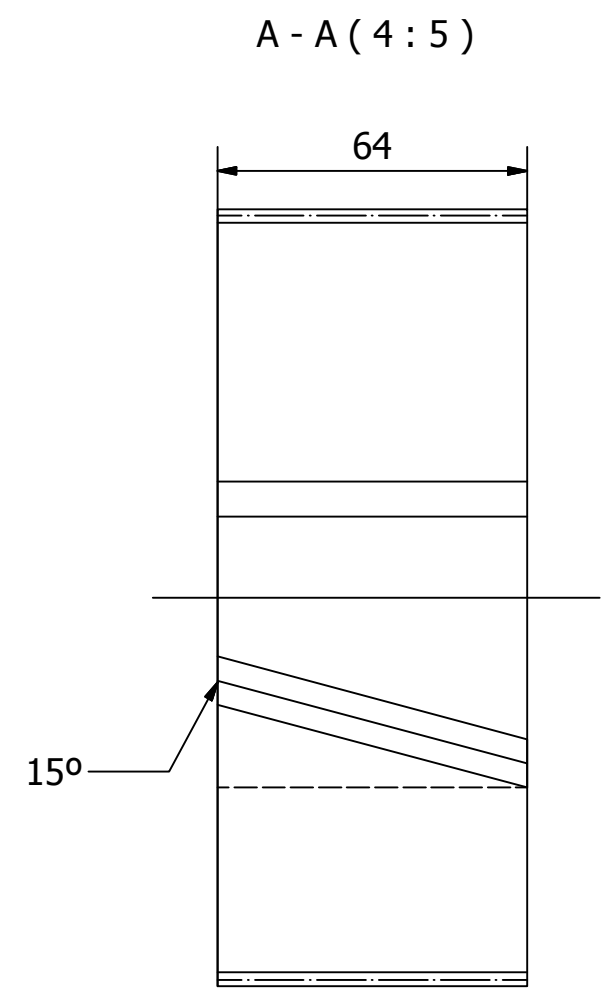
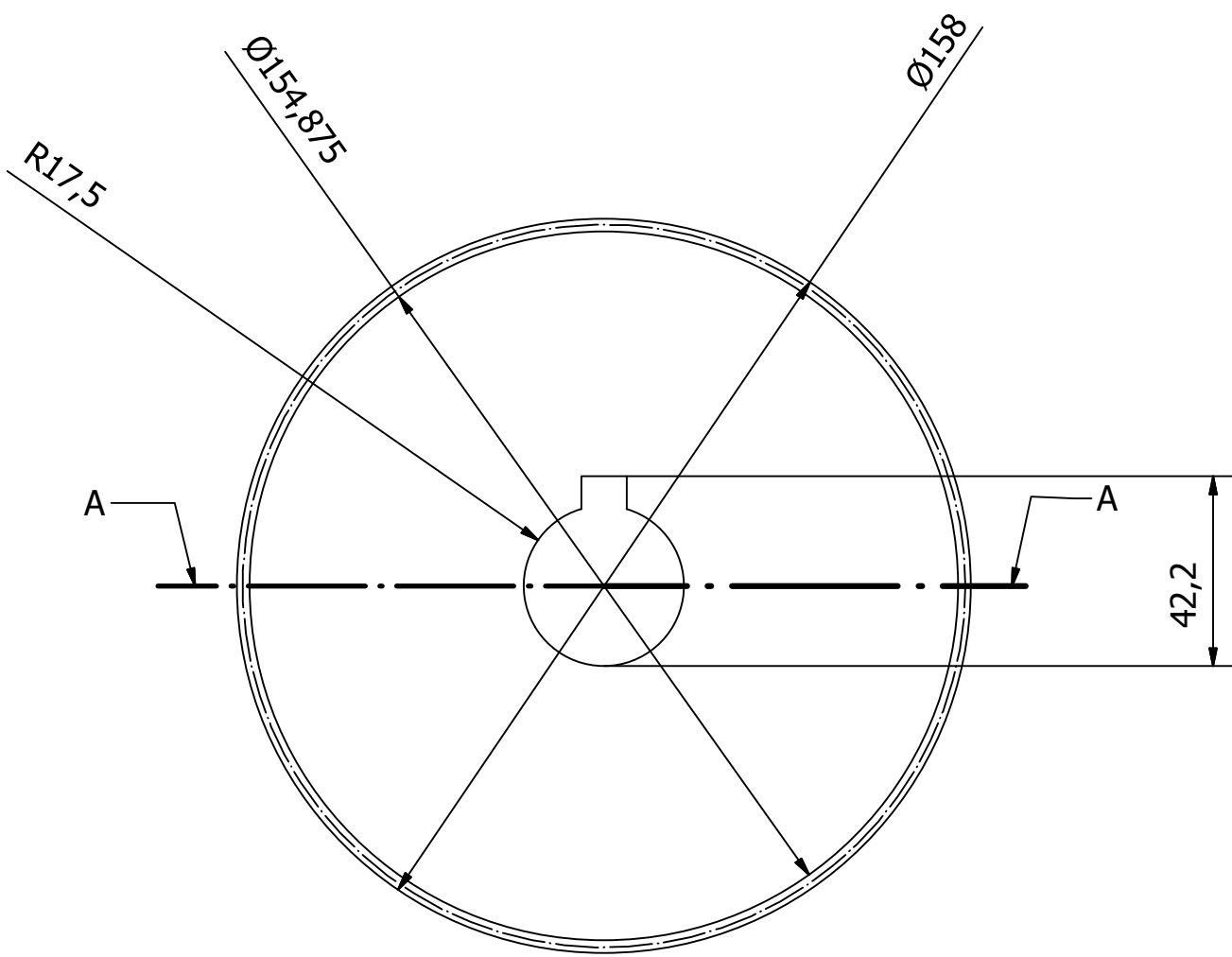
J (3 : 2)

H (2 : 1)

B-B (1 : 1)

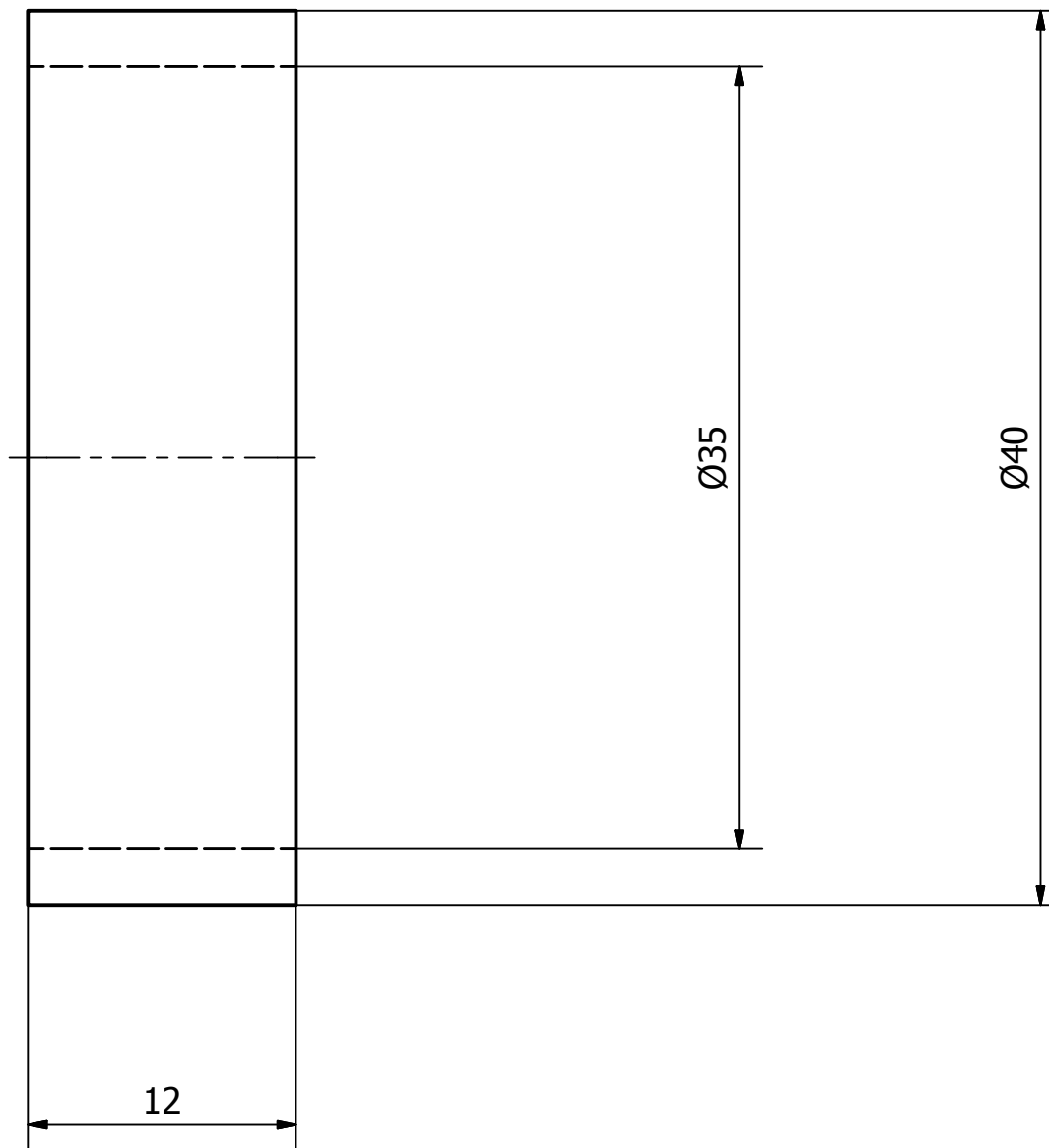
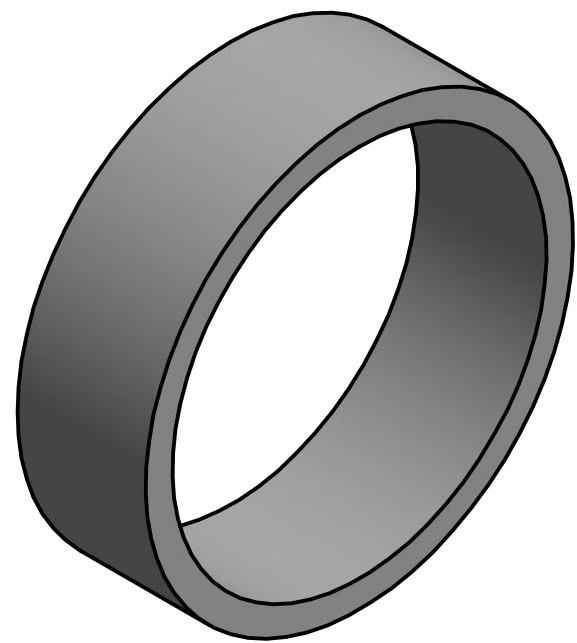
MATERIAL : ACERO 42CrMo4 SEGÚN NORMA UNE

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por Manuel Tur	Aprobado por	Fecha	Fecha 22/12/2018
ESCALA 1 : 1		EJE DE SALIDA		
		PLANO Nº : 11	Edición	Hoja 1 / 1



PARÁMETROS		
Columna 1	Columna 2	Columna 3
Diámetro primitivo	158	mm
Módulo	2,5	mm
Número de dientes	61	-
Ángulo de presión	20	°
Ángulo de hélice	15	°
Distancia entre centros	190	mm
Calidad ISO	5	-
Material	20MnCr5	-

Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por Manuel Tur	Aprobado por	Fecha	Fecha 27/12/2018
ESCALA 4 : 5		RUEDA ETAPA 2		
		PLANO N° : 12	Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de Pablo Brisa Vega	Revisado por	Aprobado por Manuel Tur Valiente	Fecha	Fecha 09/04/2019
ESCALA 3 : 1			CASQUILLO $\text{Ø}35 \times 12$	
PLANO Nº : 13			Edición	Hoja 1 / 1

TRABAJO FIN DE GRADO



DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 9.1

ANEXO N°:5

PRESUPUESTO

ÍNDICE

1.- INTRODUCCIÓN.....	161
2.- ENGRANAJES.....	162
2.1.- PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA.....	162
2.1.1.- Material.....	162
2.1.2.- Proceso de mecanizado.....	162
2.1.3.- Coste del piñón de la primera etapa.....	162
2.2.- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.....	163
2.2.1.- Material.....	163
2.2.2.- Proceso de mecanizado.....	163
2.2.3.- Coste de la rueda de la primera etapa.....	163
2.3.- PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.....	164
2.3.1.- Material.....	164
2.3.2.- Proceso de mecanizado.....	164
2.3.3.- Coste del piñón de la segunda etapa.....	164
2.4.- RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA.....	165
2.4.1.- Material.....	165
2.4.2.- Proceso de mecanizado.....	165
2.4.3.- Coste de la rueda de la segunda etapa.....	165
3.- ÁRBOLES.....	166
3.1.- ÁRBOL DE ENTRADA.....	166

3.1.1.- Material.....	166
3.1.2.- Proceso de mecanizado.....	166
3.1.3.- Coste del árbol de entrada.....	166
3.2.- ÁRBOL INTERMEDIO.....	167
3.2.1.- Material.....	167
3.2.2.- Proceso de mecanizado.....	167
3.2.3.- Coste del árbol intermedio.....	167
3.3.- ÁRBOL DE SALIDA.....	168
3.3.1.- Material.....	168
3.3.2.- Proceso de mecanizado.....	168
3.3.3.- Coste del árbol de salida.....	168
4.- CARCASA.....	169
4.1.- MATERIALES.....	169
4.2.- PROCESO DE CONFORMADO.....	169
4.3.- PROCESO DE MECANIZADO.....	169
4.4.- COSTE DE LA CARCASA.....	170
5.- TAPAS LATERALES.....	171
5.1.- TAPA LATERAL DEL EJE DE ENTRADA.....	171
5.1.1.- Material.....	171
5.1.2.- Proceso de mecanizado.....	171
5.1.3.- Coste de la tapa lateral del eje de entrada.....	171

5.2.- TAPA LATERAL DEL EJE DE SALIDA.....	172
5.2.1.-Material.....	172
5.2.2.- Proceso de mecanizado.....	172
5.2.3.- Coste de la tapa lateral del eje de salida.....	172
6.- ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	173
7.- COSTE NETO DEL PRODUCTO.....	174
8.- COSTE FINAL DE PRODUCTO.....	175

1. INTRODUCCIÓN.

En este documento vamos a definir los costes de los diferentes apartados que componen nuestro reductor de velocidades.

En cada apartado se van a definir los costes por material y los costes por procesos de mecanizado. Para los componentes que se adquieran manufacturados se hará una tabla con el precio de cada componente y el número de componentes adquiridos.

Por último, se van a mostrar los cuadros resúmenes con los precios de cada apartado y el precio final del reductor, incluyendo los impuestos que correspondan y el beneficio obtenido final.

2- ENGRANAJES

2.1- PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

2.1.1- Material

Material	Coste (€/kg)	kg	Total
20MnCr5	0,8	1,2	0,96 €

2.1.2.- Proceso de mecanizado

PROCESOS DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,5	10,00 €
Cilindrado Int.	20	0,25	5,00 €
Cilindrado Ext.	20	0,25	5,00 €
Fresado dientes	20	0,75	15,00 €
Fresado chavetero	20	0,25	5,00 €
		Total	40,00 €

2.1.3. Coste piñón de la primera etapa

COSTE PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

Piñón primera etapa	
Material	0,96 €
Conformado	40,00 €
Total	40,96 €

2.2.- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

2.2.1- Material

Material	Coste (€/kg)	kg	Total
20MnCr5	0,8	2,9	2,32 €

2.2.2.- Proceso de mecanizado

PROCESOS DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	2,5	50,00 €
Taladrado	13	0,33	4,29 €
Cilindrado Int.	20	0,2	4,00 €
Cilindrado Ext.	20	0,33	6,60 €
Fresado dientes	20	1,75	35,00 €
Fresado chavetero	20	0,25	5,00 €
Total			104,89 €

2.2.3. Coste rueda de la primera etapa

COSTE RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

Rueda primera etapa	
Material	2,32 €
Conformado	104,89 €
Total	107,21 €

2.3.- PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA

2.3.1- Material

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
20MnCr5	0,8	1,6	1,28 €

2.3.2.- Proceso de mecanizado

PROCESOS DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,25	5,00 €
Cilindrado interior	20	0,75	15,00 €
Cilindrado exterior	20	0,2	4,00 €
Fresado dientes	20	1,25	25,00 €
Fresado chavetero	20	0,2	4,00 €
		Total	53,00 €

2.3.3. Coste piñón de la segunda etapa

COSTE PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA

Piñón segunda etapa	
Material	1,28 €
Conformado	53,00 €
Total	54,28 €

2.4.- RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA

2.4.1- Material

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
20MnCr5	0,8	4,1	3,28 €

2.4.2.- Proceso de mecanizado

PROCESOS DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	5	100,00 €
Taladrado	13	0,25	3,25 €
Cilindrado int.	20	0,5	10,00 €
Cilindrado ext.	20	0,25	5,00 €
Fresado dientes	20	4	80,00 €
Fresado chavetero	20	0,2	4,00 €
		Total	202,25 €

2.4.3. Coste rueda de la segunda etapa

COSTE RUEDA SEGUNDA ETAPA

Rueda segunda etapa	
Material	3,28 €
Conformado	202,25 €
Total	205,53 €

3.- ÁRBOLES

3.1.- ÁRBOL DE ENTRADA

3.1.1- Material

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
42CrMo4	0,85	2	1,70 €

3.1.2.- Proceso de mecanizado

PROCESO DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,5	10,00 €
Cilindrado	20	2	40,00 €
ranurados	20	0,4	8,00 €
Fresado chavetero	20	0,25	5,00 €
		Total	63,00 €

3.1.3. Coste del árbol de entrada

COSTE ÁRBOL DE ENTRADA

Árbol de entrada	
Material	1,70 €
Conformado	63,00 €
Total	64,70 €

3.2.- ÁRBOL INTERMEDIO

3.2.1- Material

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
42crMo4	0,85	4,5	3,83 €

3.2.2.- Proceso de mecanizado

PROCESO DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,75	15,00 €
Cilindrado	20	2,75	55,00 €
ranurados	20	0,75	15,00 €
Fresado chavetero	20	0,5	10,00 €
	Total		95,00 €

3.2.3. Coste del árbol intermedio

COSTE ÁRBOL INTERMEDIO

Árbol intermedio	
Material	3,83 €
Conformado	95,00 €
Total	98,83 €

3.3.- ÁRBOL DE SALIDA

3.3.1- Material

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
42CrMo4	0,85	1,5	1,28 €

3.3.2.- Proceso de mecanizado

PROCESO DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,4	8,00 €
Cilindrado	20	1,25	25,00 €
ranurados	20	0,3	6,00 €
Fresado chavetero	20	0,1	2,00 €
		Total	41,00 €

3.3.3. Coste del árbol de salida

Árbol de salida	
Material	1,28 €
Conformado	41,00 €
Total	42,28 €

4.- CARCASA

4.1.- MATERIALES

MATERIAL

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
FG25	1,88	100	188,00 €

4.2.- PROCESO DE CONFORMADO

PROCESO DE CONFORMADO

Incluye el precio de la mano de obra

Proceso	Coste (€/ud)
Fabricación del molde	2.450,00 €
Desmoldado y desbarbado	70,00 €
Total	2.520,00 €

4.3.- PROCESO DE MECANIZADO

PROCESO DE MECANIZADO

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Fresado	20	2	40,00 €
Taladrado	13	1	13,00 €
Roscado	7	0,6	4,20 €
		Total	57,20 €

4.4.- COSTE DE LA CARCASA

COSTE DE LA CARCASA

Caracasa	
Material	188,00 €
Conformado	2.520,00 €
Mecanizado	57,20 €
Total	2.765,20 €

5.- TAPAS LATERALES

5.1.- TAPA LATERAL DEL EJE DE ENTRADA

5.1.1.- Material

MATERIAL

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
FG25	1,88	0,8	1,50 €

5.1.2.- Proceso de mecanizado

PROCESO DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,1	2,00 €
Cilindrado interior	20	0,4	8,00 €
Cilindrado exterior	20	0,1	2,00 €
Taladrado	13	0,1	1,30 €
		Total	13,30 €

5.1.3.- Coste de la tapa lateral del eje de entrada

COSTE TAPA LATERAL EJE DE ENTRADA

Tapa lateral eje entrada	
Material	1,50 €
Conformado	13,30 €
Total	14,80 €

5.2.- TAPA LATERAL DEL EJE DE SALIDA

5.2.1.- Material

MATERIAL

Material	Coste(€/kg)	kg	Total
FG25	1,88	8	15,04 €

5.2.2.- Proceso de mecanizado

PROCESO DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	20	0,1	2,00 €
Cilindrado interior	20	0,5	10,00 €
Cilindrado exterior	20	0,15	3,00 €
Taladrado	13	0,25	3,25 €
		Total	18,25 €

5.2.3.- Coste de la tapa lateral del eje de salida

COSTE TAPA LATERAL EJE DE SALIDA	
Material	15,04 €
Conformado	18,25 €
Total	33,29 €

6.- ELEMENTOS NORMALIZADOS

ELEMENTOS NORMALIZADOS

Designación	Referencia	Precio ud.	Ud.	Total
Rodamiento	SKF 6004	6,20 €	1	6,20 €
Rodamiento	SKF 6204 - ETN9	19,00 €	1	19,00 €
Rodamiento	SKF 6005	7,52 €	1	7,52 €
Rodamiento	SKF 6405	11,69 €	1	11,69 €
Rodamiento	SKF 6407	39,86 €	1	39,86 €
Rodamiento	SKF 6407	39,86 €	1	39,86 €
Retén	20 x 35 x 8	3,04 €	1	3,04 €
Retén	35 x 50 x 10	8,40 €	1	8,40 €
Anillo elástico	DSH -20	0,23 €	1	0,23 €
Anillo elástico	DSH - 20	0,23 €	1	0,23 €
Anillo elástico	DSH - 25	0,27 €	1	0,27 €
Anillo elástico	DSH -25	0,27 €	1	0,27 €
Anillo elástico	DSH -35	0,30 €	1	0,30 €
Anillo elástico	DSH - 35	0,30 €	1	0,30 €
Chaveta	25 x 8	1,29 €	1	1,29 €
Chaveta	32 x10	1,85 €	2	3,70 €
Chaveta	44 x12	2,45 €	1	2,45 €
Casquillo	Dint. 22 y L.20 mm	1,05 €	1	1,05 €
Casquillo	Dint. 28 y L.25 mm	1,20 €	1	1,20 €
Casquillo	Dint.40 y L.40 mm	1,35 €	1	1,35 €
Tornillo	M6 x 35	0,12 €	16	1,92 €
Tornillo	M8 x 45	0,19 €	30	5,70 €
Argolla	M20 x 20	2,50 €	1	2,50 €
Arandela	M8	0,11 €	30	3,30 €
Tuerca	M8	0,18 €	30	5,40 €
Tapón llenado	487016000	2,20 €	1	2,20 €
Tapón vaciado	TM - 1415	1,70 €	1	1,70 €
Visor	482116000	1,95 €	1	1,95 €
Aceite	VG - 320	1,89 €	20	37,80 €
Pintura		4,80 €	4	19,20 €
			TOTAL	229,88 €

NOTA: Las unidades del aceite y de la pintura van en litros

7.- COSTE NETO DEL PRODUCTO

COSTE NETO DEL PRODUCTO

Elemento	Coste
Eje de entrada	64,70 €
Eje intermedio	98,83 €
Eje de salida	41,00 €
Piñón primera etapa	40,96 €
Rueda primera etapa	107,21 €
Piñón segunda etapa	54,28 €
Rueda segunda etapa	205,53 €
Carcasa	2.765,20 €
Tapas laterales	48,09 €
Componentes normalizados	229,88 €
Total	3.655,68 €

8.- COSTE FINAL DEL PRODUCTO

Concepto	Precio
Coste neto del producto	3.655,68 €
Beneficio industrial (20%)	731,14 €
Honorarios proyectista (5%)	182,78 €
Gastos generales (15%)	548,35 €
Subtotal	5.117,95 €
I.V.A	1.074,77 €
Precio de venta	6.192,72 €

PRECIO FINAL: 6.192, 72 €

El precio final de nuestro reductor asciende a un valor de seis mil ciento noventa y dos con setenta y dos céntimos de euro.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1] Apuntes de la asignatura Diseño de Máquinas II. “Rodamientos”.
“Transmisiones mecánicas”. Departamento de Ingeniería Mecánica y de
Materiales (DIIM). ETSID.UPV. Valencia.
- [2] Apuntes de Diseño de Máquinas I. “Diseño de árboles a fatiga”.
Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIIM). ETSID. UPV.
Valencia.
- [3] UNE – EN 10027 -1:2017. Sistemas de designación de aceros. Parte 1 :
Designación simbólica.
- [4] Norma ISO – 63365. Normativa para la selección de material para
engranajes.
- [5] *Diseño y cálculo de un reductor de velocidad*. Departamento de Ingeniería
Mecánica y de Materiales. Noviembre 2015. Valencia.
- [6] *Diseño de reductor para Máquina Extrusora con una potencia de 11 kW*.
Autor : Jose Romero. Director : Manuel Tur Valiente.