



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



TRABAJO FIN DE GRADO

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

***DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN
12 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2500 NM***

Presentado por

Eduardo HUERGA CATALÁ

Dirigido por

José Enrique TARANCÓN CARO





ÍNDICE GENERAL

- *DOCUMENTO N^o 1. MEMORIA*
- *DOCUMENTO N^o 2. CÁLCULOS*
- *DOCUMENTO N^o 3. TABLAS*
- *DOCUMENTO N^o 4. PLIEGO DE CONDICIONES.*
- *DOCUMENTO N^o 5. PRESUPUESTO*
- *DOCUMENTO N^o 6. BIBLIOGRAFÍA*
- *DOCUMENTO N^o 7. PLANOS*





DOCUMENTO Nº 1

MEMORIA DEL PROYECTO





ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.- OBJETO DEL PROYECTO	5
2.- NECESIDADES Y CONDICIONES	5
2.1.- <i>NECESIDADES DE PAR.....</i>	<i>5</i>
2.2.- <i>NECESIDADES DE VELOCIDAD.....</i>	<i>5</i>
2.3.- <i>CONDICIONES DE GEOMETRIA.....</i>	<i>6</i>
2.4.- <i>CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN.....</i>	<i>6</i>
2.5.- <i>CONDICIONES AMBIENALES</i>	<i>6</i>
3.- SOLUCIONES ALTERNATIVAS	6
3.1.- <i>TRANSMISION POR ROZAMIENTO.....</i>	<i>7</i>
3.1.1.- <i>Correas planas</i>	<i>8</i>
3.1.2.- <i>Correas trapezoidales.....</i>	<i>8</i>
3.2.- <i>TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE.....</i>	<i>8</i>
3.2.1.- <i>Transmisión por cadenas.....</i>	<i>8</i>
3.2.2.- <i>Transmisión por correas dentadas.....</i>	<i>9</i>
3.3.- <i>TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES</i>	<i>10</i>
3.3.1.- <i>Transmisiones por engranajes cilíndricos</i>	<i>11</i>
3.3.2.- <i>Engranajes cónicos</i>	<i>11</i>
3.3.3.- <i>Transmisiones por engranajes cónicos desplazados.....</i>	<i>11</i>
3.3.4.- <i>Transmisiones por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados.....</i>	<i>11</i>
3.3.5.- <i>Tornillo sin fin.....</i>	<i>12</i>



4.- SOLUCION ADOPTADA.....	12
5.- DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	12
5.1.- ENGRANAJES.....	12
5.1.1.- Primera etapa.....	13
5.1.2.- Segunda etapa.....	14
5.2.- DESCRIPCIÓN DEL LUBRICANTE.....	15
5.3.- DESCRIPCIÓN DE LOS ARBOLES.....	16
5.3.1.- Árbol de entrada.....	17
5.3.2.- Árbol intermedio.....	17
5.3.3.- Árbol de salida.....	17
5.4.- DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS.....	17
5.5.- DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	18



1.- OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del proyecto es el diseño y construcción de un reductor de velocidad de dos etapas que cumpla con las siguientes especificaciones:

- Velocidad del motor eléctrico: 1400 r.p.m.
- Par máximo a la salida: 2500 Nm
- Relación de transmisión total: 12

La finalidad del reductor de velocidad es disminuir la velocidad a la salida del mismo, para aumentar el par de giro, para de este modo poder conectarse de manera directa al motor que se encuentra a la salida del reductor.

2.- NECESIDADES Y CONDICIONES

2.1.- NECESIDADES DE PAR

La función de este reductor es conseguir transformar un bajo par a la entrada del mismo y conseguir a la salida un máximo de 2500 Nm para arrastrar un mecanismo con posibles choques moderados durante su funcionamiento.

El par necesario a la entrada del mecanismo será aproximadamente de 208 Nm para satisfacer las características de trabajo.

2.2.- NECESIDADES DE VELOCIDAD

El objetivo del reductor es proporcionar al motor que se encuentra a la salida del reductor una velocidad óptima para su funcionamiento cuando la velocidad de la maquina motriz es superior. Esta disminución de la velocidad va unida de un aumento del par.



El reductor se ha diseñado para una velocidad de entrada de 1400 rpm cuando se entrega el par máximo en la salida indicado en el apartado anterior. Teniendo en cuenta la relación de transmisión, debemos tener una velocidad a la salida aproximadamente de 116 r.p.m.

2.3.- CONDICIONES DE GEOMETRIA

Dado que se trata de un mecanismo que va conectado a otros elementos de maquinaria, cuanto más reducido y compacto sea su geometría y tamaño, mejores ventajas ofrecerá al consumidor. Además, una reducción de las dimensiones conlleva que será más sencilla su fabricación, abaratando los costes y evitando complicaciones innecesarias.

2.4.- CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

Este reductor trabajará de forma continua, por lo que cada 45.000 horas serán revisados y sustituidos los rodamientos que se estipulen. Es aconsejable revisar periódicamente el nivel de aceite en el cárter cada 3000 horas.

2.5.- CONDICIONES AMBIENALES

Debido a que el reductor estará ubicado en una nave industrial, no tendrá condiciones ambientales agresivas. Por lo que se espera que el reductor trabaje a una temperatura media ambiental de 25 °C.

3.- SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Los requerimientos de velocidad y par de la maquinaria a emplear no se suelen obtener directamente de los motores, por lo que es necesario adecuar las condiciones de estos mediante mecanismos de transmisión. Por ello se realizará una descripción de aquellas soluciones por las que se podría haber optado para esta adecuación.

3.1.- TRANSMISION POR ROZAMIENTO

El elemento característico de este tipo de transmisiones es la correa, este tipo de transmisiones se realizan mediante fricción y debido a que la unión entre ejes no es rígida, sino flexible, se producen pérdidas por deformación. Su relación de velocidades no es exacta y es dependiente de la potencia transmitida debido al deslizamiento producido entre la correa y las poleas. Su rendimiento se encuentra comprendido entre un 85 y un 98%.

Las ventajas de las correas son:

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Capacidad de absorción elástica de choques, y protección contra sobrecargas.

Sus principales desventajas son:

- La relación de transmisión no es exacta y depende de la carga, existe un deslizamiento comprendido entre el 1 y el 3 %.
- Sobrecargan los cojinetes de los árboles debido a la necesidad de tensión previa.
- Duración limitada.
- Sensibilidad al ambiente.

Existen dos tipos mayoritarios de correas referenciadas a la transmisión: correas planas y correas trapezoidales.

3.1.1.- Correas planas

Por un lado, las correas planas se emplean entre árboles paralelos y árboles cruzados, estando las relaciones de transmisión en $i \leq 6$ en accionamientos abiertos y $i \leq 15$ en accionamientos con rodillos tensores. Su uso se aplica principalmente en requerimientos de velocidad elevada y uno de los inconvenientes es que debido a su deslizamiento el rendimiento oscila alrededor del 85%.

3.1.2.- Correas trapezoidales

Por el otro lado, las correas trapezoidales aseguran una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas para una misma fuerza de presión, arrancando además con mayor suavidad y no teniendo prácticamente deslizamiento.

Su uso suele limitarse a ejes paralelos con relaciones de transmisión $i \leq 10$ y su rango de velocidades se encuentra entre 2 y 50 m/s. El rendimiento que suelen alcanzar estas correas es muy alto, cerca del 98% pero disminuirá fácilmente si no se comprueba periódicamente la tensión de la misma.

Para este proyecto se desestimó el uso de este mecanismo debido a la necesidad de optimización de los espacios y a la necesidad de una mayor precisión.

3.2.- TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

3.2.1.- Transmisión por cadenas

Este tipo de transmisión se emplea entre árboles paralelos ya que puede transmitir mayores fuerzas que las correas pero con menor distancia entre ejes. Su relación de transmisión suele estar comprendida en unos valores de $i \leq 7$, pero cuando se trata de velocidades pequeñas, puede llegar a alcanzar valores de $i=10$.

En cuanto a temas de rendimiento, este tipo de transmisiones se encuentra alternando entre un 97 y 98%.

Sus principales ventajas son:

- Coste reducido frente a los engranajes.
- Mantienen la relación de transmisión constante.
- Se pueden utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.
- Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena.

Sus principales desventajas son:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- Requerimientos de espacio elevados.
- Necesidad de lubricación y de protección frente el polvo.
- No trabajan elásticamente.
- Son más caras que las correas correspondientes.

Se desestima este tipo de transmisiones debido a la vida limitada que tienen y a los requerimientos de espacio, ya que en este caso se va a optar por optimizar el espacio que ocupe el reductor.

3.2.2.- Transmisión por correas dentadas

Con las correas dentadas se puede conseguir unas ventajas similares a las de las cadenas pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores (hasta 60 m/s). Como inconveniente estas transmisiones necesitan mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena. También son más ruidosas que el resto de correas.



No se optó finalmente por esta elección debido a que se maximizan los problemas de optimización de espacio, al igual que en los anteriores métodos.

3.3.- TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES

Este tipo de transmisión es el más utilizado, puesto que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia. Sirven para árboles paralelos, cruzados y que se corten.

Sus principales ventajas son:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Elevada fiabilidad y larga duración.
- Dimensiones reducidas.
- Elevado rendimiento.
- Mantenimiento reducido.
- Capacidad para soportar sobrecargas.

Sus principales inconvenientes son:

- Coste elevado.
- Generación de ruidos durante el funcionamiento.
- Transmisión muy rígida, se requiere en la mayoría de aplicaciones un acoplamiento elástico para la absorción de choques y vibraciones.

Los tipos más habituales de este tipo de transmisiones son:

3.3.1.- Transmisiones por engranajes cilíndricos

Se utilizan únicamente para ejes paralelos, admitiendo relaciones de transmisión en cada etapa de $i=8$. Su rendimiento en cada una de las etapas oscila entre el 96% y el 99%. Existen dos tipos de engranajes cilíndricos, los rectos y los helicoidales, de los cuales vamos a explicar sus principales diferencias. Los engranajes de dientes helicoidales tienen la ventaja de no generar choques entre los dientes, por lo resultan más silencioso y no se producen vibraciones. En cambio, los dientes rectos son bastante más económicos y con una geometría más simple. La mayor diferencia entre ambos es el ángulo β , que es el que forma el dentado con el eje axial.

3.3.2.- Engranajes cónicos

Empleados entre ejes que se cruzan, consiguen relaciones de transmisión hasta $i=15$. Su tipo de dentado puede ser espiral o helicoidal.

3.3.3.- Transmisiones por engranajes cónicos desplazados

Este tipo de engranajes se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es reducida, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento de este tipo de transmisión es inferior a la de engranajes cónicos debido al mayor deslizamiento.

3.3.4.- Transmisiones por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados

Se utilizan entre árboles cruzados con distancias pequeñas. Solo se utilizan para pares reducidos y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

3.3.5.- Tornillo sin fin

Esta transmisión se utiliza para transmitir grandes esfuerzos en ejes cruzados, generalmente a 90°. Su relación de transmisión va desde 1 a más de 100 por etapa, con rendimientos que varían entre el 97 y el 45%. Solo pueden trabajar en un sentido de giro.

4.- SOLUCIÓN ADOPTADA

Una vez estudiadas todas las opciones mostradas anteriormente para el reductor de velocidad, se ha optado por elegir el engranaje mediante dientes helicoidales. De este modo se obtendrá una relación de transmisión constante, una fiabilidad alta y un volumen compacto, necesario según el funcionamiento que va a tener.

La elección de los dientes helicoidales se debe a que se quiere evitar que se produzcan ruidos y vibraciones, a pesar de que tendrán un coste más elevado, pero asegurará una vida mayor.

Independientemente de la solución adoptada, el reductor estará compuesto por dos etapas que incluirán 4 engranajes, con dos piñones y dos ruedas, y 3 ejes, con una relación de transmisión de 3.46.

5.- DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

El cálculo de los diferentes elementos que se presentan en el siguiente apartado se encuentra en el Anexo de cálculos. A continuación se presenta la solución obtenida para formar los diferentes grupos que componen el reductor de velocidad.

5.1.- ENGRANAJES

El diseño de los engranajes se basa principalmente en la relación de transmisión que es necesario obtener en cada una de las etapas, así como el diámetro mínimo de los ejes.



Para el diámetro de los mismos será obteniendo primero el diámetro primitivo de los piñones, y multiplicando este por la relación de transmisión se obtendrá el diámetro de las ruedas.

En cuanto al ancho de cada uno de los engranajes, este mismo dependerá del diámetro de los mismos además de realizarse mediante dos métodos de estudio, fallo superficial y fallo por flexión. Esto evitará que exista una rotura en momentos inesperados que puedan interrumpir el funcionamiento necesario del reductor.

El material utilizado para los engranes se trata de un acero templado y revenido, 34CrMo16 con las siguientes características:

- Límite de rotura S_u : 1230 - 1420 MPa
- Límite de fluencia S_y : 1030 MPa
- Dureza superficial: HB 352
- Módulo de elasticidad ϵ : 206000N/mm²

Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho, y que la relación de transmisión para cada etapa $i=3.4667$.

5.1.1.- Primera etapa

En la primera etapa del reductor encontraremos el piñón en el eje de entrada, y la rueda estará situada en el intermedio. Esta etapa contará con una relación de transmisión de $i = 3.4667$ con un módulo normal igual a 4 mm.

Las características que describen el engranaje son las siguientes:

Piñón:

- Módulo normal: 4 mm
- Número de dientes: 15
- Módulo tangencial: 4.257 mm
- Ángulo de presión α : 20°
- Ángulo de inclinación del diente β : 20°
- Diámetro primitivo: 63.85 mm
- Anchura b: 47 mm

Rueda:

- Módulo normal: 4 mm
- Número de dientes: 52
- Módulo tangencial: 4.257 mm
- Ángulo de presión α : 20°
- Ángulo de inclinación del diente β : 20°
- Diámetro primitivo: 221.35 mm
- Anchura b: 47 mm

5.1.2.- Segunda etapa

La segunda etapa del reductor estará formado por el piñón, situado en el eje intermedio, y la rueda, que estará situada en el eje de salida. Esta segunda etapa tendrá una relación de transmisión de $i = 3.4667$ con un módulo normal igual a 6 mm.



Las características que describen el engranaje son las siguientes:

Piñón:

- Módulo normal: 6 mm
- Número de dientes: 15
- Módulo tangencial: 6.385 mm
- Ángulo de presión α : 20°
- Ángulo de inclinación del diente β : 20°
- Diámetro primitivo: 95.78 mm
- Anchura b: 72 mm

Rueda:

- Modulo normal: 6 mm
- Numero de dientes: 52
- Modulo tangencial: 4.257 mm
- Ángulo de presión α : 20°
- Ángulo de inclinación del diente β : 20°
- Diámetro primitivo: 332.02 mm
- Anchura b: 72 mm

5.2.- DESCRIPCIÓN DEL LUBRICANTE

Para lubricar todos los elementos de nuestro reductor se selecciona el aceite mineral ISO VG 680 con temperaturas ambientes entre 10° C y 40° C. El aceite seleccionado tiene una viscosidad cinemática de 680 mm²/s a 40° C. En el “Documento: Cálculos” se puede comprobar cómo su uso es válido. Las ventajas que encontramos en este lubricante son las siguientes:

- Índice de viscosidad muy elevado (>200).
- Buen coeficiente de fricción.
- Bajo punto de congelación.
- Muy alta estabilidad térmica.

5.3.- DESCRIPCIÓN DE LOS ÁRBOLES

Nuestro reductor estará formado por tres ejes, uno de entrada, uno intermedio y otro de salida. Para determinar el diseño de los árboles y que se haga de manera correcta, haremos que cumplan los siguientes criterios:

- Rigidez torsional: se comprobará que no supere $1.5^\circ/m$ y para una longitud de 20 veces el diámetro, la deflexión no supere 1° .
- Deflexión lateral: Comprobaremos que los esfuerzos, que calculamos en el “Documento Cálculos”, no deforman en exceso la geometría produciéndose funcionamientos erróneos o provocando el fallo de los componentes que forma el reductor.
- Fatiga: En este caso comprobaremos mediante el coeficiente de seguridad que los ejes no fallen a fatiga, dicho coeficiente será: $X = 2.5$.

El material utilizado para la fabricación de los arboles es un acero F-1252, con características:

- Resistencia a rotura: $S_u = 950 \text{ Mpa}$
- Resistencia a fluencia: $S_y = 560 \text{ Mpa}$
- Dureza superficial Brinell: HB 277
- Alargamiento a rotura = 19%
- Módulo de Young (E) = $2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

- Módulo de elasticidad transversal (G) = $8.1 \cdot 10^5$ MPa

5.3.1.- **Árbol de entrada**

En el eje de entrada, dicho eje funciona a la velocidad de la máquina motriz que en este caso es de 1400 rpm, siendo su par de 208.02 Nm. El diámetro del eje es de 35 mm que es el que cumple todas las condiciones.

5.3.2.- **Árbol intermedio**

El eje de intermedio tiene una velocidad de 403.84 rpm, siendo su par de 721.15 Nm. El diámetro del eje es de 50 mm que es el que cumple todas las condiciones exigidas.

5.3.3.- **Árbol de salida**

El eje de salida funciona a la velocidad de la máquina arrastrada que en este caso es de 16.49 rpm, siendo su par de 2500 Nm. El diámetro del eje es de 75 mm que es el que cumple todas las condiciones exigidas. Todos los datos de los estudios para llegar a estas conclusiones los podremos encontrar y comprobar en el “Documento Cálculos”.

5.4.- **DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS**

Las chavetas encargadas de unir los engranajes con sus respectivos ejes serán chavetas normalizadas según la norma UNE 17102-1:1967. La longitud de estas chavetas será de aproximadamente 1,25 veces el diámetro del eje. El material del que estarán fabricadas es un acero F-1140.

Las dimensiones finales de las chavetas empleadas son:

- Eje de entrada: 40 mm de longitud, 8 x 10 mm de sección.
- Eje intermedio: 60 mm de longitud, 9 x 14 mm de sección.

- Eje de salida: 90 mm de longitud, 12 x 20 mm de sección.

Este material utilizado para dichas chavetas presentarán las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 640 N/mm²
- Resistencia a rotura: 850 N/mm²
- Dureza Brinell: HB 248
- Elongación máxima: 14%

Estas características se pueden encontrar en el “Documento: Tabla 4”.

5.5.- DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para reducir la fricción entre el árbol y la carcasa se utilizaran rodamientos. En nuestro caso los rodamientos elegidos son cónicos de una hilera, debido a las sollicitaciones axiales producidas por los engranajes cilíndricos con dientes helicoidales.

Todos los rodamientos empleados han sido seleccionados del catálogo de fabricante SKF. Los elementos seleccionados corresponden a la familia de los rodamientos cilíndricos cónicos.

Los cálculos realizados para la comprobación de que dichos rodamientos cumplen con nuestros requisitos de vida se pueden consultar en el “Documento: Cálculos”.

Los rodamientos escogidos para el eje de entrada tanto a la izquierda como a la derecha serán: SKF 30307 R

Los rodamientos escogidos en el eje intermedio son: SKF JM 205149/110 A



Y por último los dos elegidos para el eje de salida serán: SKF JH 415647/610

Podemos encontrar todas las características técnicas y toda la información relativa a los rodamientos en el “Documento: Tablas 13, Tabla 14 y Tabla 15”.





DOCUMENTO Nº 2

CÁLCULOS DEL PROYECTO





INDICE DE CÁLCULOS

1.- INTRODUCCIÓN	5
2.- DATOS INICIALES	5
3.- DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD	5
4.- CÁLCULO DE ENGRANAJES	6
4.1.- <i>CÁLCULO DE DIÁMETROS DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL</i>	6
4.2.- <i>VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE</i>	7
4.3.- <i>DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES</i>	8
4.3.1.- <i>Datos de partida para el cálculo del diámetro de los engranajes</i>	8
4.3.2.- <i>Procedimiento de los posibles módulos a utilizar</i>	8
4.3.3.- <i>Resultados</i>	11
4.3.4.- <i>Acciones entre dientes</i>	11
4.3.5.- <i>Anchura de los engranajes</i>	12
4.3.6.- <i>Cálculo a presión superficial</i>	13
4.3.7.- <i>Cálculo a flexión</i>	17
4.4.- <i>MÉTODO UNITED PARA LA SELECCIÓN DEL LUBRICANTE</i>	19
4.5.- <i>RESULTADOS OBTENIDOS PARA CADA ETAPA</i>	21
5.- DISEÑO DE LOS EJES	23
5.1.- <i>DATOS GENERALES</i>	23
5.2.- <i>DISPOSICIÓN DE LOS EJES</i>	23



5.3.- CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LOS EJES.....	24
5.4.- DISEÑO DEL EJE DE ENTRADA.....	24
5.5.- DISEÑO DEL EJE INTERMEDIO.....	30
5.6.- DISEÑO DEL EJE DE SALIDA.....	35
5.7.- CÁLCULO A FATIGA.....	40
5.8.- EJE DE ENTRADA.....	43
5.9.- EJE INTERMEDIO.....	46
5.10.- EJE DE SALIDA.....	48
5.11.- INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	51
5.12.- DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS.....	51
5.13.- CÁLCULO DE LA FUERZA EQUIVALENTE.....	52
5.14.- CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO.....	53
5.15.- RESULTADOS.....	54
5.15.1.- Eje de entrada.....	54
5.15.2.- Eje intermedio.....	56
5.15.3.- Eje de salida.....	58
5.15.4.- Interpretación de resultados.....	59

1.- INTRODUCCIÓN

Este proyecto tiene como fin el diseño y cálculo de un reductor de velocidad con unas condiciones de funcionamiento determinadas.

2.- DATOS INICIALES

Las características que debe cumplir el reductor de velocidad son las siguientes:

- Relación de transmisión: 12
- Par máximo a la salida del reductor: 2500
- Número de etapas: 2
- Velocidad del eje a la entrada del reductor: 1400 r.p.m.
- Tipo de engranajes: Cilindros de dientes helicoidales

3.- DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Como estimación inicial se seleccionan las siguientes relaciones de transmisión:

- $i_1 = 3.4667$
- $i_2 = 3.4667$

La potencia máxima del motor se puede obtener con la siguiente expresión:

$$P_{\max} = \omega_s \cdot T_{\max}$$

En primer lugar se calculará la velocidad del eje a la salida del reductor, determinada por el cociente entre la velocidad del eje de entrada y la relación de transmisión total:

$$\omega_s = \frac{\omega_e}{i} = \frac{1400}{12} = 116.49 \text{ r.p.m.}$$

Una vez conocida la velocidad a la salida se procederá a la obtención de la potencia máxima de operación del reductor. Bajo las condiciones establecidas, se obtendrá mediante el producto de la velocidad a la salida del reductor y el par máximo:

$$P_{\max} = 116.49 \cdot 2500 \cdot \frac{2\pi}{60} = 30497.49 \text{ W} = 30.5 \text{ kW}$$

Ahora ya podemos calcular la velocidad y el par torsor en cada eje empleando la ecuación y la relación de transmisión:

Eje	ω (rpm)	T (N·m)
Entrada	1400	208,02
Intermedio	403,84	721,15
Salida	116,49	2500

Tabla 1. Velocidad y par torsor de cada eje.

4.- CÁLCULO DE ENGRANAJES

4.1.- CÁLCULO DE DIÁMETROS DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL

El diseño de los ejes en los reductores de velocidad se realiza con el objetivo de transmitir la potencia de manera uniforme, por lo que una baja rigidez torsional puede provocar fallos en los engranajes debidos a vibraciones torsionales.

El giro que provocará el momento torsor al que se ve sometido el eje, teniendo en cuenta que se trata de una sección circular se podrá cuantificar mediante la siguiente fórmula:

$$\theta = \frac{32TL}{\pi d^4 G}$$

Dado que el factor que determina el diámetro de los ejes en los lugares en que se localizan los engranajes es la rigidez torsional, vamos a calcular el diámetro mínimo para dos condiciones distintas. La primera es que cumplan una deflexión torsional máxima de $1,5 \text{ }^\circ/\text{m}$ y la segunda condición es que la deformación sea inferior a 1° en $L=20 \cdot d$. La expresión a utilizar para la estimación del diámetro inicial es:

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

Donde G, el módulo de rigidez torsional del acero, con un valor de $8.1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$.

La tabla siguiente muestra los resultados obtenidos en cada condición y el diámetro mínimo elegido en cada eje.

Eje	d para 1,5 (mm)	d para 1 (mm)	d min (mm)
entrada	31,616	31,064	32,00
intermedio	43,141	47,014	48,00
salida	58,867	71,155	72,00

Tabla 2. Diámetro por deflexión de cada eje.

4.2.- VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE

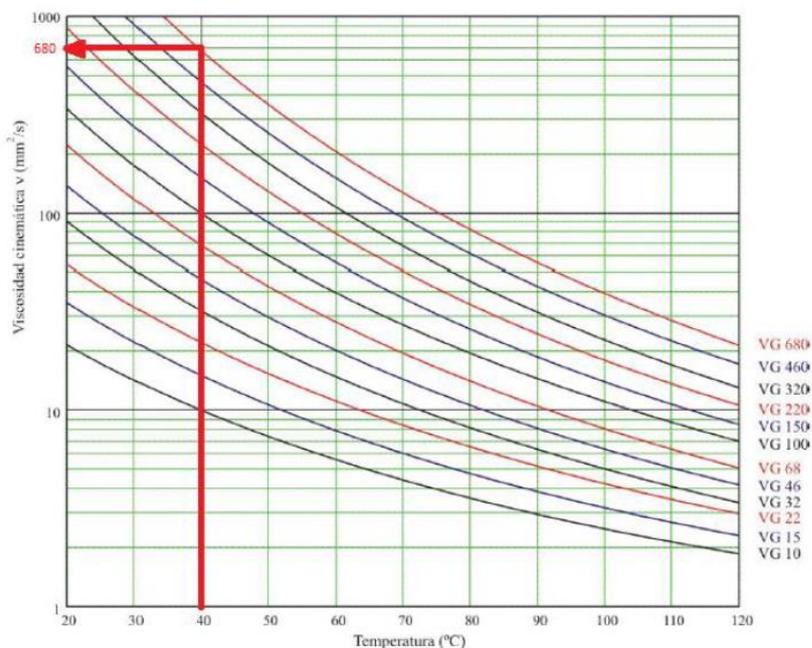


Ilustración 1. Viscosidad cinemática

Para determinar la anchura de los engranajes es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a una temperatura de 40° C. Por esa razón se selecciona el aceite mineral ISO VG 680 con temperaturas ambientes entre 10° C y 40° C, pudiendo ser reemplazado una vez determinada la anchura del dentado si este aceite no fuera el adecuado. El aceite seleccionado tiene una viscosidad cinemática de 680 mm²/s a 40° C.

4.3.- DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES

4.3.1.- Datos de partida para el cálculo del diámetro de los engranajes

El diámetro de los engranajes está determinado por el diámetro del eje donde va montado el piñón, por el tamaño de la chaveta que se utiliza para transmitir el par torsor y por la distancia entre el fondo del chavetero y la circunferencia base del diente que se considere adecuada, siendo en nuestro caso igual a 2 veces el tamaño del módulo utilizado en el engranaje. A continuación, se muestra una tabla donde aparecen las dimensiones de las chavetas de cada uno de los engranajes.

- Etapa 1:

	Piñón	Rueda
φ eje	32	48
longitud	40,0	60,0
altura	8	9
anchura	10	14
Profundidad en cubo	3,3	3,8
Profundidad en eje	5	5,5

Tabla 3. Dimensiones chavetas etapa 1.

- Etapa 2:

	Piñón	Rueda
φ eje	48	72
longitud	60,0	90
altura	9	12
anchura	14	20
Profundidad en cubo	3,8	4,9
Profundidad en eje	5,5	7,5

Tabla 4. Dimensiones chavetas etapa2.

4.3.2.- Procedimiento de los posibles módulos a utilizar

La tabla siguiente muestra los módulos estandarizados de engranajes utilizados en el tallado, de los cuáles se elegirá el adecuado para el reductor.

Módulos	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 5. Módulos estandarizados.

En primer lugar, se deberá conocer el tipo de engranajes a utilizar para de este modo obtener el módulo adecuado. En este caso se ha optado por el uso de engranajes helicoidales.

Como el reductor es de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales hay que diferenciar el módulo normal m_n y el módulo aparente m_t . Si consideramos que el engranaje se fabrica mediante fresado, el módulo normal es el que se encuentra entre los normalizados. Por tanto, para calcular el módulo aparente se utiliza la siguiente expresión:

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

El diámetro mínimo de cada uno de los piñones para evitar que la circunferencia base quede demasiado próxima al fondo del chavetero lo calculamos con la siguiente expresión:

Donde vamos a considerar que $S_R = 2 \cdot m_n$

$$d_1 = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 2 \cdot S_R + 2 \cdot 1.25 \cdot m_n$$

Una vez calculado el diámetro mínimo del piñón se calcula el número de dientes del piñón mediante la siguiente expresión:

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

El resultado de esta ecuación lo redondeamos a un número entero.

El siguiente paso es calcular el número de dientes de la rueda mediante la relación de transmisión:

$$z_2 = z_1 \cdot i$$

El valor obtenido lo redondeamos y comprobamos que z_1 y z_2 no tengan divisores comunes para evitar problemas de desgaste. Si aparecen divisores comunes aumentamos o reducimos el número de dientes hasta que desaparezcan los divisores comunes.

Para terminar, calculamos el diámetro de la rueda.

El procedimiento descrito se realiza para los distintos módulos estandarizados. Una vez realizados los cálculos comprobamos que la rueda no supere los 150 dientes y que su diámetro sea inferior a 500 mm. Por otra parte, el piñón debe de tener un mínimo de dientes para evitar que aparezca interferencia de generación en el tallado con una cremallera de corte. El número de dientes mínimo del piñón se puede calcular con la siguiente expresión:

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

Donde α_t se obtiene de:

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

En este caso, al utilizar para todas las etapas el mismo ángulo de presión normal ($\alpha_n = 20^\circ$) y la misma inclinación del diente ($\beta = 20^\circ$), el ángulo de presión tangencial coincidirá en las etapas siendo su valor:

$$\alpha_t = 21.17^\circ$$

Finalmente, obtenemos que el mínimo número de dientes del piñón sean 14 dientes.

4.3.3.- Resultados

- Etapa 1:

mn	mt	d1* (mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2 (mm)	i	Valoración	Divisores comunes
0,5	0,532	41,85	78,65	79	42,04	273,8693	274	145,79	3,4684	Z2>150	No
0,6	0,639	42,50	66,56	67	42,78	232,2689	232	148,13	3,4627	Z2>150	No
0,8	0,851	43,80	51,45	51	43,42	176,8017	177	150,69	3,4706	Z2>150	Si
1	1,064	45,10	42,38	42	44,70	145,6014	146	155,37	3,4762	Si	Si
1,25	1,330222216	46,725	35,13	35	46,557778	121,3345	121	160,95689	3,4571429	Si	No
1,5	1,596	48,35	30,29	30	47,89	104,001	104	166,01	3,4667	Si	Si
2	2,128355545	51,6	24,24	24	51,080533	83,2008	83	176,65351	3,4583333	Si	No
2,5	2,660444431	54,85	20,62	21	55,869333	72,8007	73	194,21244	3,4761905	Si	No
3	3,193	58,10	18,20	18	57,47	62,4006	62	197,94	3,4444	Si	Si
4	4,26	64,60	15,18	15,00	63,85	52,0005	52,00	221,35	3,47	Si	No
5	5,321	71,10	13,36	14	74,49	48,5338	49	260,72	3,5000	Si	Si
6	6,385	77,60	12,15	14	89,39	48,5338	49	312,87	3,5000	Si	Si
8	8,513	90,60	10,64	14	119,19	48,5338	49	417,16	3,5000	Si	Si
10	10,642	103,60	9,74	14	148,98	48,5338	49	521,45	3,5000	d2>500 mm	Si
12	12,770	116,60	9,13	14	178,78	48,5338	49	625,74	3,5000	d2>500 mm	Si
16	17,027	142,60	8,38	14	238,38	48,5338	49	834,32	3,5000	d2>500 mm	Si
20	21,284	168,60	7,92	14	297,97	48,5338	49	1042,89	3,5000	d2>500 mm	Si
25	26,604	201,10	7,56	14	372,46	48,5338	49	1303,62	3,5000	d2>500 mm	Si

Tabla 6. Resultados etapa 1.

- Etapa 2:

mn	mt	d1* (mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2 (mm)	i	Valoración	Divisores comunes
0,5	0,532	58,85	110,60	111	59,06	384,8037	385	204,85	3,4685	Z2>150	No
0,6	0,639	59,50	93,19	93	59,38	322,4031	322	205,60	3,4624	Z2>150	No
0,8	0,851	60,80	71,42	71	60,45	246,1357	246	209,43	3,4648	Z2>150	No
1	1,064	62,10	58,35	58	61,72	201,0686	201	213,90	3,4655	Z2>150	No
1,25	1,330	63,73	47,91	48	63,85	166,4016	166	220,82	3,4583	Z2>150	Si
1,5	1,596	65,35	40,94	41	65,45	142,1347	142	226,67	3,4634	Si	No
2	2,128	68,60	32,23	32	68,11	110,9344	111	236,25	3,4688	Si	No
2,5	2,660	71,85	27,01	27	71,83	93,6009	94	250,08	3,4815	Si	No
3	3,193	75,10	23,52	24	76,62	83,2008	83	264,98	3,4583	Si	No
4	4,257	81,60	19,17	19	80,88	65,8673	66	280,94	3,4737	Si	No
5	5,321	88,10	16,56	17	90,46	58,9339	59	313,93	3,4706	Si	No
6	6,385	94,60	14,82	15	95,78	52,0005	52	332,02	3,4667	Si	No
8	8,513	107,60	12,64	14	119,19	48,5338	49	417,16	3,5000	Si	Si
10	10,642	120,60	11,33	14	148,98	48,5338	49	521,45	3,5000	d2>500 mm	Si
12	12,770	133,60	10,46	14	178,78	48,5338	49	625,74	3,5000	d2>500 mm	Si
16	17,027	159,60	9,37	14	238,38	48,5338	49	834,32	3,5000	d2>500 mm	Si
20	21,284	185,60	8,72	14	297,97	48,5338	49	1042,89	3,5000	d2>500 mm	Si
25	26,604	218,10	8,20	14	372,46	48,5338	49	1303,62	3,5000	d2>500 mm	Si

Tabla 7. Resultados etapa 2.

4.3.4.- Acciones entre dientes

En ausencia de rozamiento, la fuerza de contacto se encontrará siempre en la línea de acción, cuya orientación está caracterizada por el ángulo de presión de los dientes del engranaje α . De este modo, en el punto primitivo se realizará la transmisión de fuerzas en los engranajes cilíndricos, siendo esta fuerza normal a las superficies de los dientes que están en contacto.

Así, al transmitirse un par torsor T en un engranaje con un diámetro primitivo d y un ángulo de presión aparente α_t , las fuerzas actuantes se obtendrán mediante las

siguientes formulas de la fuerza tangencial, fuerza radial y fuerza axial respectivamente:

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

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t \quad F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

Fuerzas	Etapa 1	Etapa 2
Fuerza Tangencial (N)	6515,86	15059,03
Fuerza Radial (N)	2523,78	5832,80
Fuerza Axial (N)	2371,58	5481,04

Tabla 8. Fuerzas tangencial, radial y axial por etapa.

4.3.5.- Anchura de los engranajes

En el apartado anterior se han acotado los posibles módulos que se pueden utilizar. Para cada módulo aparecen los diámetros y número de dientes del piñón y la rueda correspondientes. Finalmente para la fabricación de nuestros engranajes se ha optado por utilizar acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16. Sus características son las siguientes:

- $S_y = 1030 \text{ N/mm}^2$
- $HB = 352$
- $SHL = 835,2 \text{ N/mm}^2$
- $SFL = 336,6 \text{ N/mm}^2$

Con los datos geométricos calculados anteriormente y tomando como coeficiente de seguridad $X = 1,5$ vamos a calcular la anchura para que cumpla dos criterios de fallo. El primero es la anchura mínima a presión superficial y el segundo a flexión. El procedimiento será estimar primero la anchura a presión superficial y luego utilizar el resultado para comprobar que el coeficiente de seguridad a flexión es mayor al anteriormente considerado.

Además la anchura del engranaje debe de cumplir estas dos condiciones:

- $b \leq 2 \cdot d$
- $b \gg 0,5 \cdot d$

4.3.6.- Cálculo a presión superficial

Existe el problema correspondiente a las tensiones generadas por el contacto que se produce entre las superficies de los engranajes. Debido a que los engranajes no son perfectos geoméricamente ni son totalmente rígidos cuando se produce su contacto, se deforman creando una zona de contacto de forma rectangular que aumenta con la fuerza transmitida.

Este método ideado por Hertz está basado en tres parámetros fundamentales:

- La solución de deformaciones
- El área de contacto
- La tensión en el punto de contacto inicial

Para el cálculo a presión superficial vamos a utilizar la expresión de Hertz para nuestros engranajes cilíndricos de dientes helicoidales:

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

Despejando en la expresión obtenemos el coeficiente de seguridad:

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

Despejando el ancho posteriormente obtenemos:

$$b = \frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot H_{H\alpha} \cdot \left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{S_{HP}} \right)^2$$

Cada término de la expresión anterior significa:

- F_t : Fuerza tangencial que aparece en un punto.
- i : Relación de transmisión de la etapa.
- K_A : Coeficiente de aplicación.

Pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje que dependen fundamentalmente del tipo de máquina motriz y de la arrastrada. El valor de este coeficiente se obtiene de la tabla que se encuentra en la Tabla 5.

- K_V : Coeficiente dinámico.

Tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o de la rueda sobre el árbol.

Este coeficiente depende principalmente de tres factores:

- Precisión del dentado de los engranajes.
- Los momentos de inercia del piñón y la rueda.
- La rigidez de los dientes de los engranajes.

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot Z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

- $K_{H\beta}$: Coeficiente de distribución de carga longitudinal debida a presión superficial. Este coeficiente es función de Q_{ISO} , de la anchura del engranaje (b), del diámetro del piñón (d_1) y del tipo de ajuste. En nuestro caso el tipo de ajuste sería del tipo b, c. La expresión para calcular el coeficiente $K_{H\beta}$ es la siguiente:

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

- $Z_{H\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal debida a presión superficial. Dado que depende de la calidad y teniendo en cuenta que estamos utilizando una Q_{ISO} igual a 5, el valor del coeficiente será de 1.
- Z_H : Coeficiente geométrico. Es directamente dependiente del ángulo de presión. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}}$$

- Z_E : Coeficiente elástico. Se obtiene de la expresión:

$$Z_E = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}}$$

- Z_ϵ : Coeficiente de conducción. Gracias a él es posible considerar el efecto que produce el reparto de la carga entre los numerosos dientes del engranaje.

En este caso de dientes helicoidales empleamos la siguiente ecuación:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{Para } \epsilon_\beta < 1$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{Para } \epsilon_\beta \geq 1$$

Obteniendo la relación de conducción mediante:

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

- Z_β : Factor de ángulo de hélice. Consideraremos el efecto dado por la inclinación del diente. Su expresión:

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

- S_{HP} : Coeficiente para una probabilidad de fallo del 1%. Se expresa como:

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

Donde:

- S_{HL} : Tensión de contacto límite de un material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga.
- Z_N : Coeficiente de duración. Por tratarse de un diseño a vida infinita, justo a nuestro material y $NL \geq 5 \cdot 10^7$ su valor será igual a 1.
- Z_L : Coeficiente de viscosidad del lubricante. El comportamiento del lubricante depende de la tensión de contacto límite del material utilizado y el tipo de lubricante.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2}$$

Nuestro valor en este caso será $C_{ZL} = 0.83$ ya que $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$.

- Z_R : Coeficiente de rugosidad. Influencia de la rugosidad superficial en el comportamiento de la película de lubricante. Siendo:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}}$$

Donde:

$$R_{Z10} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot (r_1 + r_2)}{r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_t}}$$

El valor C_{ZR} será igual a 0,85 debido a los valores de rugosidad media y el coeficiente R_z es obtenido del anexo de los valores de calidad ISO para el tallado.

- Z_v : Coeficiente de velocidad. Dado por el efecto de la velocidad tangencial sobre la película del lubricante:

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

Donde:

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

- Z_w : Coeficiente de dureza. Tiene en cuenta el deterioro que puede causar la dureza del piñón sobre la rueda.

El valor de la dureza Brinell ya que rueda y piñón están templados será igual a 1.

- Z_x : Coeficiente de tamaño. Este coeficiente considera a fallo a fatiga el tamaño del diente. Su valor será 1.

4.3.7.- Cálculo a flexión

Para analizar el cálculo a flexión emplearemos el modelo de Lewis modificado, de este modo podremos aplicarlo a nuestro caso de dientes helicoidales. Este “método modificado de Lewis” está basado en dos hipótesis básicas:

- La carga de la fuerza normal F_n se aplica en el extremo del diente.
- La fuerza tangencial F_t aplicada sobre la circunferencia primitiva se considera trabajo a flexión.

Para poder calcularlo añadiremos unos factores correctores y la expresión final será la siguiente:

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

Una vez calculada la tensión a flexión con la anchura mediante la expresión anterior, procederemos a calcular el coeficiente de seguridad, su expresión será:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

A continuación explicaremos cada uno de los coeficientes utilizados en la expresión anterior:

- Y_{Fa} : Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo:

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

- Y_ϵ : Coeficiente de conducción.

Su valor representa la relación entre el trabajo de flexión en el diente del engranaje con la relación de contacto.

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

- Y_{sa} : Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente.

Para nuestro caso se puede calcular con la siguiente expresión:

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

- Y_β : Factor de inclinación.

Tensión generada en la base de los engranajes helicoidales el momento flector a causa del contacto oblicuo. En nuestro caso de 20° . Se calculará:

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \left(\frac{\beta}{120^\circ} \right)$$

- Y_B : Factor de espesor de aro.

Calculada mediante la siguiente ecuación.

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

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

La carga distribuida entre los pares de dientes en contacto será dependiente de varios factores como son las dimensiones de los engranajes, la precisión del tallado, la rigidez de los dientes y el valor de la carga tangencial transmitida.

Debido a que el índice de calidad ISO elegido es menor a 6, $K_{F\alpha}$ será igual a 1.

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

Para su cálculo emplearemos la siguiente expresión:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$$

Donde:

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

4.4.- MÉTODO UNITED PARA LA SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

La elección del lubricante es tremendamente importante a la hora del diseño de un reductor de velocidad. Para evitar problemas superficiales en el dentado como gripado, desgaste o picado, será necesario escoger adecuadamente el lubricante.

Si el espesor de la película de aceite es menor que la rugosidad del material aparecerán problemas de desgaste superficial. En cambio, a velocidades medias y cargas relativamente elevadas aparece el fenómeno del picado en forma de pequeños cráteres superficiales. Finalmente, a alta presión superficial y alta velocidad de deslizamiento, un aumento de la temperatura produce la eliminación de la película de aceite y por lo tanto el contacto de metal contra metal.

Para escoger con total certeza un lubricante que proteja a los engranajes de daño, utilizaremos el **Método United**. Este método se aplica a engranajes con cargas y velocidades medias, cuantificando la carga mediante una variable K :

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

Siendo F_t (N) la fuerza tangencial, b (mm) la anchura del engranaje, d_1 (mm) el diámetro primitivo del mismo y K_A el coeficiente de aplicación.

El lubricante idóneo será obtenido mediante su viscosidad a 38° C partiendo de la relación (K/v_t) , mediante las siguientes expresiones empíricas:

Para una temperatura ambiente entre 10 y 25° C:

- si $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$

$$\log(v_{38}) = -0.028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0.025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0.46 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2.593$$

- Si $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t > 20$

$$v_{38} = \frac{67500}{\left(10 \cdot v_t \cdot d_1 \cdot \frac{i}{i+1}\right)^{0.6}}$$

Viscosidad etapa 1:

VISCOSIDAD	
k	4,1963478
k/vt	0,8965601
v38	372,50601

Tabla 9. Viscosidad etapa 1.

Viscosidad etapa 2:

VISCOSIDAD	
k	4,2205649
k/vt	2,0840277
v38	544,80993

Tabla 10. Viscosidad etapa 2.

4.5.- RESULTADOS OBTENIDOS PARA CADA ETAPA

- Resultados obtenidos para la etapa 1.

Datos generales				Geometría dentado				Resultados eje por Torsión			
X	1,5			a ₁	21,17 °		0,3635 rad	G	7,32E+10 N/m ²		
Pot	30457 W			b _b	18,75 °		0,3272 rad	T	208,02 N·m		
l	3,4667			m _z	4,26			1,5	31,8 mm		
ω _{piñón}	1400 rpm	146,61 rad/s		b _{int}	63,8507 mm			l' en 20-d	31,3 mm		
m _n	4 mm			h ₁	3,000 mm	altura diente		d	31,8 mm		
b	20 °	0,349 rad		h ₂	3,3 mm	h chavetero cubo		d _i	68,6 mm	estimado	
a _w	20 °	0,349 rad		s ₀	7,63 mm	s ₀ /h ₁	0,85				
d _i	63,85 mm										
Datos eje				Datos generales				Interferencia dentado helicoidal			
Eje	2,06E+11 N/m ²			z ₁	15 dientes	d _i real	63,85 mm	σ _{imp}	14,41		
μ _{eqe}	0,3			z ₂	52 dientes	d _i real	221,35 mm				
q/L _{max}	1,5 1/m	0,026 rad/m		z _{1v}	18,08 dientes	Dc	142,60 mm				
d _{eje}	32 mm			z _{2v}	62,67 dientes	Par (T)	208,02 N/m				
				F _{imp0}	6515,86 N	V ₂ /100R	0,675 m/s				
				V _{imp0}	4,68 m/s	i real=	3,4667				
Datos Engranajes				Coef. a fallo superficial				Coeficientes de tensión a flexión			
Nº Material piñón	7			Z _H	2,37			Y _{Fa1}	3,02	Y _{Fa2}	2,29
Ac. aleado templado y revenido				Z _R	183,81 (N/mm ²) ^{0,25}			e _s	1,57		
E1	2,06E+05 N/mm ²			Z _L	1,03			Y _e	0,73		
μ1	0,3							Y _{Sa1}	1,64	Y _{Sa2}	1,93
Nº Material rueda	7							Y _S	1,56		
Ac. aleado templado y revenido											
E2	2,06E+05 N/mm ²										
μ2	0,3	min	max								
HBR1	352 O.K.	200	360								
HBR2	352 O.K.	200	360								
σ _{HcL}	835,2 N/mm ²										
σ _{HcL1}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL2}	835,2 N/mm ²										
σ _{HcL3}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL4}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL5}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL6}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL7}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL8}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL9}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL10}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL11}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL12}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL13}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL14}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL15}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL16}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL17}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL18}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL19}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL20}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL21}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL22}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL23}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL24}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL25}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL26}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL27}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL28}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL29}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL30}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL31}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL32}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL33}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL34}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL35}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL36}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL37}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL38}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL39}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL40}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL41}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL42}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL43}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL44}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL45}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL46}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL47}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL48}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL49}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL50}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL51}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL52}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL53}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL54}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL55}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL56}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL57}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL58}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL59}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL60}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL61}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL62}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL63}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL64}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL65}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL66}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL67}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL68}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL69}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL70}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL71}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL72}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL73}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL74}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL75}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL76}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL77}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL78}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL79}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL80}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL81}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL82}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL83}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL84}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL85}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL86}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL87}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL88}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL89}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL90}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL91}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL92}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL93}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL94}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL95}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL96}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL97}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL98}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL99}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL100}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL101}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL102}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL103}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL104}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL105}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL106}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL107}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL108}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL109}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL110}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL111}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL112}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL113}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL114}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL115}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL116}	336,6 N/mm ²										
σ _{HcL117}	336,6 N/mm ²										

5.- DISEÑO DE LOS EJES

5.1.- DATOS GENERALES

El material elegido para el diseño de los ejes será el mismo para ambos engranajes, acero aleado, templado y revenido F-1252. Sus características son:

- Resistencia a rotura: $S_u = 950 \text{ Mpa}$
- Resistencia a fluencia: $S_y = 560 \text{ Mpa}$
- Dureza superficial Brinell: HB 277

5.2.- DISPOSICIÓN DE LOS EJES

Se va a realizar un dimensionado de los árboles y la comprobación de su validez a fatiga, deflexión lateral y rigidez torsional. Del mismo modo se verificará que la solución obtenida previamente referida al diámetro de los arboles es correcta tanto a fatiga como a flexión.

El esquema elegido para el reductor es el siguiente:

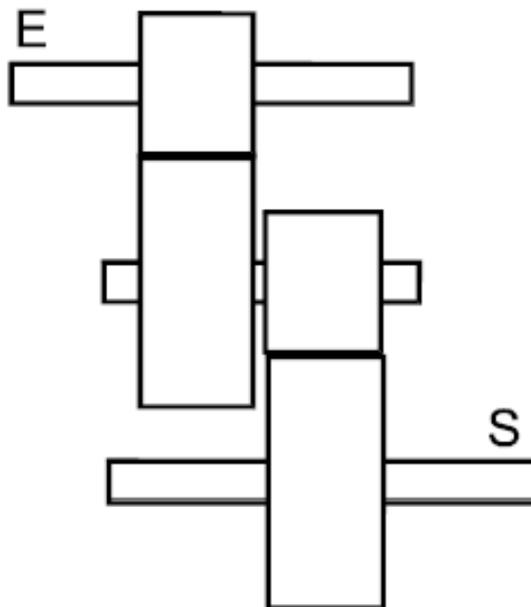


Ilustración 2. Esquema de los ejes.

5.3.- CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LOS EJES

El cálculo de esfuerzos en los árboles está basado en el análisis de las fuerzas actuantes sobre el engranaje, siendo en este caso, la fuerza tangencial (F_t), fuerza radial (F_r) y al tratarse de dientes helicoidales los utilizados para este reductor, la fuerza axial (F_a), debido a que el movimiento del reductor puede ser en ambos sentidos, se estudiará su funcionamiento tanto es sentido horario como antihorario.

Este cálculo está basado en la cuantificación de las fuerzas actuantes sobre los engranajes, tanto en su giro en sentido horario, como en su sentido antihorario. Las fuerzas que sobre los engranajes actúan serán la fuerza tangencial (F_t), la fuerza radial (F_r) y al tratarse de engranajes de dientes helicoidales, también existirá la fuerza axial (F_a).

En primer lugar realizaremos el esquema de las fuerzas en sentido horario y en el sentido antihorario.

En primer lugar, se partirá del cálculo de las reacciones en los apoyos, que se encontrarán situados en los rodamientos. Acto seguido, una vez tengamos esta información, calcularemos sus momentos.

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum M = 0$$

5.4.- DISEÑO DEL EJE DE ENTRADA

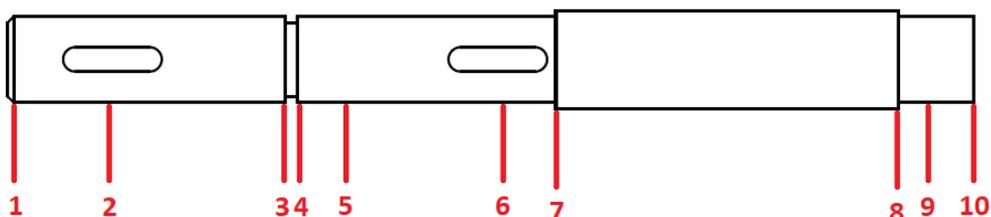


Ilustración 3. Esquema del eje de entrada

En el eje de entrada se dividirá en 10 secciones distintas, siendo las mismas el principio y el final del eje, la zona central de cada rodamiento, la zona central de cada engranaje y los cambios de sección existentes.

La fuerza en el punto 2 será la introducida por el motor en nuestro mecanismo, se calcula de la siguiente manera:

$$F_{\text{motor}} = \frac{T_e}{2 \cdot d_e} = \frac{208.02}{2 \cdot 0.035} = \pm 2971.71 \text{ N}$$

- Fuerzas sobre el engranaje en el sentido horario

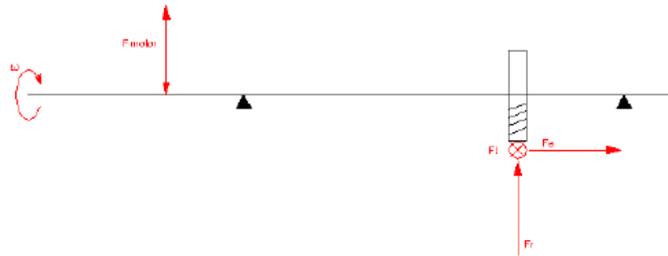


Ilustración 4. Esquema de fuerzas sentido horario.

$$F_t = \frac{T_e}{d_1/2} = \frac{208.02}{63.85 \cdot 10^{-3}/2} = -6515.9 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 6515.9 \cdot \tan(21.17) = 2523.43 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 6515.9 \cdot \tan(20) = 2371.59 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_p = 2371.59 \cdot \frac{63.85 \cdot 10^{-3}}{2} = -75.71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Fuerzas sobre el engranaje en el sentido antihorario:

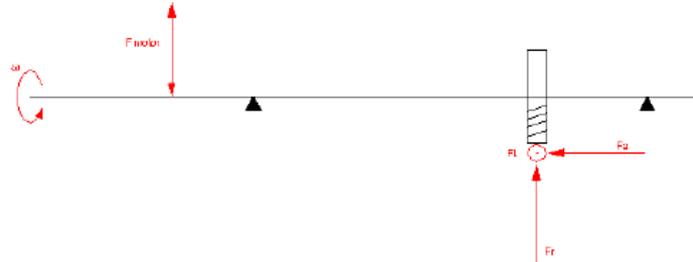


Ilustración 5. Esquema de fuerzas sentido antihorario.

$$F_t = \frac{208.02}{63.85 \cdot 10^{-3} / 2} = 6515.9 \text{ N}$$

$$F_r = 6515.9 \cdot \tan(21.17) = 2523.43 \text{ N}$$

$$F_a = 6515.9 \cdot \tan(20) = -2371.59 \text{ N}$$

$$M = 2371.59 \cdot \frac{63.85 \cdot 10^{-3}}{2} = 75.71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Plano XY en el sentido horario y la fuerza del motor en sentido positivo.

Reacc en A(N)	4967,42
Reacc en B(N)	1548,48

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro 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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	1,222E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	8,858E-05
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	2,981E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	2,561E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	-6515,90	0,00	-250,85	-250,85	-4,30E-04	-3,551E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	-214,47	-214,47	-7,67E-05	-4,136E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	-16,26	-16,26	0,000482846	-5,109E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000488365	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000488365	1,490E-05

- Plano XZ en el sentido horario y la fuerza del motor en sentido positivo

Reacc en A(N)	-6014,54
Reacc en B(N)	519,40

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,93E-03	2,426E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	2971,71	0,00	0,00	0,00	-1,93E-03	1,656E-04
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	-208,02	-208,02	-1,46E-03	4,176E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	-222,88	-222,88	-1,39E-03	3,465E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	-313,52	-313,52	-8,57E-04	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	2523,43	-75,71	-159,85	-84,14	-8,42E-05	-2,165E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	-71,94	-71,94	3,44E-05	-2,220E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	-5,45	-5,45	0,000222076	-2,345E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000223927	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000223927	6,830E-06

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,04	0,11	0,115	0,145	0,196	0,2195	0,3475	0,358	0,3885
M (N·M)	0,00	0,00	208,02	222,88	313,52	297,45	226,22	17,15	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido horario y la fuerza del motor en sentido negativo.

Reacc en A(N)	4967,42
Reacc en B(N)	1548,48

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	1,222E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	8,858E-05
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	2,981E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	2,561E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,40E-04	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	-6515,90	0,00	-250,85	-250,85	-4,30E-04	-3,551E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	-214,47	-214,47	-7,67E-05	-4,136E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	-16,26	-16,26	0,000482846	-5,109E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000488365	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000488365	1,490E-05

- Plano XZ en el sentido horario y la fuerza del motor en sentido negativo.

Reacc en A(N)	2879,61
Reacc en B(N)	-2431,33

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,75E-03	-3,632E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	-2971,71	0,00	0,00	0,00	2,75E-03	-2,530E-04
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	208,02	208,02	2,28E-03	-7,118E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	222,88	222,88	2,21E-03	-5,993E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	313,52	313,52	1,69E-03	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	2523,43	-75,71	318,17	393,88	6,54E-04	5,915E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	336,74	336,74	9,95E-05	6,784E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	25,53	25,53	-0,0007791	8,241E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00078776	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00078776	-2,403E-05

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,04	0,11	0,115	0,145	0,196	0,2195	0,3475	0,358	0,3885
M (N·M)	0,00	0,00	208,02	222,88	313,52	466,98	399,24	30,27	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido antihorario y la fuerza del motor en sentido positivo.

Reacc en A(N)	-4967,42
Reacc en B(N)	-1548,48

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-1,222E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-8,858E-05
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-2,981E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-2,561E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	6515,90	0,00	250,85	250,85	4,30E-04	3,551E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	214,47	214,47	7,67E-05	4,136E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	16,26	16,26	-0,00048285	5,109E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00048836	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00048836	-1,490E-05

- Plano XZ en el sentido antihorario y la fuerza del motor en sentido positivo.

Reacc en A(N)	-6727,10
Reacc en B(N)	1231,96

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,10E-03	2,686E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	2971,71	0,00	0,00	0,00	-2,10E-03	1,844E-04
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	-208,02	-208,02	-1,63E-03	4,809E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	-222,88	-222,88	-1,56E-03	4,009E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	-313,52	-313,52	-1,04E-03	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	2523,43	75,71	-123,87	-199,58	-3,21E-04	-3,165E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	-170,63	-170,63	-4,01E-05	-3,581E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	-12,94	-12,94	0,000405109	-4,284E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000409499	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000409499	1,249E-05

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,04	0,11	0,115	0,145	0,196	0,2195	0,3475	0,358	0,3885
M (N·M)	0,00	0,00	208,02	222,88	313,52	320,56	274,07	20,78	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido antihorario y la fuerza del motor en sentido negativo.

Reacc en A(N)	-4967,42
Reacc en B(N)	-1548,48

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-1,222E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-8,858E-05
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-2,981E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	-2,561E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,40E-04	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	6515,90	0,00	250,85	250,85	4,30E-04	3,551E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	214,47	214,47	7,67E-05	4,136E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	16,26	16,26	-0,00048285	5,109E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00048836	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00048836	-1,490E-05

- Plano XZ en el sentido antihorario y la fuerza del motor en sentido negativo.

Reacc en A(N)	2167,05
Reacc en B(N)	-1718,77

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 Inicio	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,58E-03	-3,373E-04
2 Chavetero	0,04000	0,03500	-2971,71	0,00	0,00	0,00	2,58E-03	-2,342E-04
3 Ranura	0,11000	0,03500	0,00	0,00	208,02	208,02	2,11E-03	-6,484E-05
4 Ranura	0,11500	0,03500	0,00	0,00	222,88	222,88	2,04E-03	-5,449E-05
5 Rodamiento A	0,14550	0,03500	0,00	0,00	313,52	313,52	1,51E-03	0,000E+00
6 Chavetero	0,19600	0,03500	2523,43	75,71	354,15	278,44	4,17E-04	4,915E-05
7 Cambio sección	0,21950	0,04000	0,00	0,00	238,05	238,05	2,50E-05	5,423E-05
8 Cambio sección	0,34750	0,03500	0,00	0,00	18,05	18,05	-0,00059606	6,302E-06
9 Rodamiento B	0,35800	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00060219	0,000E+00
10 Fin	0,38850	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00060219	-1,837E-05

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,04	0,11	0,115	0,145	0,196	0,2195	0,3475	0,358	0,3885
M (N·M)	0,00	0,00	208,02	222,88	313,52	433,99	320,41	24,29	0,00	0,00

5.5.- DISEÑO DEL EJE INTERMEDIO

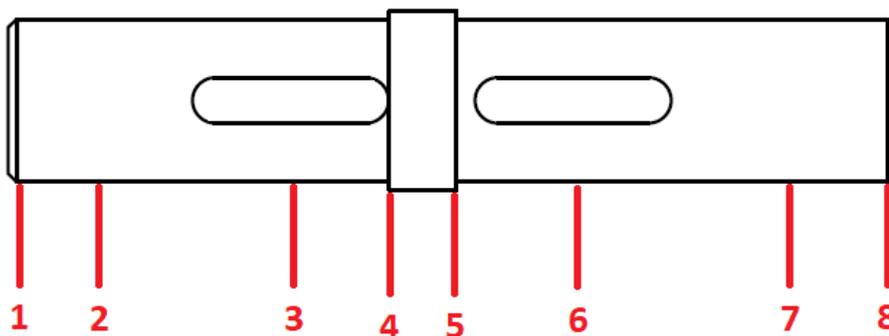


Ilustración 6. Esquema del eje intermedio.

En el eje intermedio, se dividirá en 8 secciones distintas, siendo las mismas el principio y el final del eje, la zona central de cada rodamiento, la zona central de los dos engranajes y los cambios de sección existentes.

Las fuerzas en el punto 3 vendrá dada por la rueda del engranaje de la primera etapa y la fuerza en el punto 6 será la dada por el piñón del engranaje de la segunda etapa.

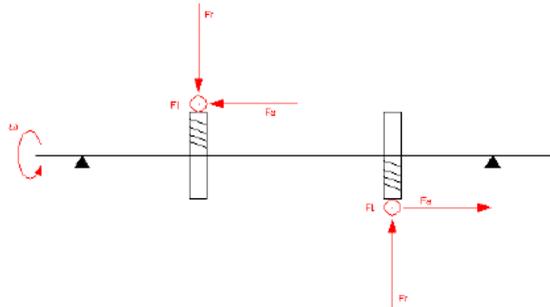


Ilustración 7. Esquema de fuerzas sentido horario.

- Fuerzas sobre el punto 3 en el sentido horario:

$$F_t = \frac{T_e}{d_1/2} = \frac{721.15}{221.35 \cdot 10^{-3}/2} = 6515.9 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 6515.9 \cdot \tan 21.17 = -2523.43 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 6515.9 \cdot \tan 20 = -2371.59 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_{\text{piñón}} = 2371.59 \cdot \frac{221.35 \cdot 10^{-3}}{2} = -262.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Fuerzas sobre el punto 6 en el sentido horario:

$$F_t = \frac{721.15}{95.78 \cdot 10^{-3}/2} = 15058.47 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 15058.47 \cdot \tan 21.17 = 5831.5 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 15058.47 \cdot \tan 20 = 5480.66 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_{\text{piñón}} = 5480.66 \cdot \frac{95.78 \cdot 10^{-3}}{2} = -262.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

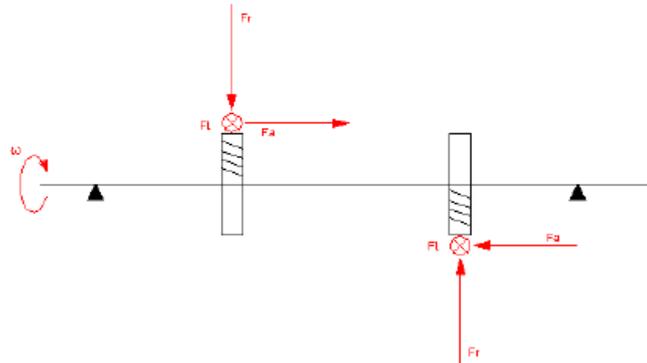


Ilustración 8. Esquema de fuerzas sentido antihorario.

- Fuerzas sobre el punto 3 en el sentido antihorario:

$$F_t = \frac{T_e}{d_1/2} = \frac{721.15}{221.35 \cdot 10^{-3}/2} = -6515.9 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 6515.9 \cdot \tan 21.17 = -2523.43 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 6515.9 \cdot \tan 20 = 2371.59 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_{\text{piñón}} = 2371.59 \cdot \frac{221.35 \cdot 10^{-3}}{2} = 262.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Fuerzas sobre el punto 6 en el sentido antihorario:

$$F_t = \frac{721.15}{95.78 \cdot 10^{-3}/2} = -15058.47 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 15058.47 \cdot \tan 21.17 = 5831.5 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 15058.47 \cdot \tan 20 = -5480.66 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_{\text{piñón}} = 5480.66 \cdot \frac{95.78 \cdot 10^{-3}}{2} = 262.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Plano XY en el sentido horario.

Reacc en A(N)	-10317,60
Reacc en B(N)	-11256,77

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 Inicio	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,50E-04	-2,513E-05
2 Rodamiento A	0,03350	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,50E-04	0,000E+00
3 Chavetero	0,08400	0,05000	6515,90	0,00	521,04	521,04	5,46E-04	3,445E-05
4 Cambio sección	0,11400	0,05500	0,00	0,00	635,09	635,09	2,77E-04	4,692E-05
5 Cambio sección	0,13450	0,05000	0,00	0,00	713,02	713,02	1,30E-04	5,113E-05
6 Chavetero	0,17050	0,05000	15058,47	0,00	849,89	849,89	-3,06E-04	4,819E-05
7 Rodamiento B	0,24600	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,04E-04	0,000E+00
8 Fin	0,27950	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00080427	-2,694E-05

- Plano XZ en el sentido horario.

Reacc en A(N)	2322,15
Reacc en B(N)	-5630,22

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 Inicio	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,26E-04	-4,226E-06
2 Rodamiento A	0,03350	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,26E-04	0,000E+00
3 Chavetero	0,08400	0,05000	-2523,43	-262,47	-117,27	145,20	1,72E-04	7,144E-06
4 Cambio sección	0,11400	0,05500	0,00	0,00	151,24	151,24	1,03E-04	1,128E-05
5 Cambio sección	0,13450	0,05000	0,00	0,00	155,37	155,37	6,98E-05	1,305E-05
6 Chavetero	0,17050	0,05000	5831,50	-262,47	162,61	425,08	-1,91E-05	1,398E-05
7 Rodamiento B	0,24600	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,68E-04	0,000E+00
8 Fin	0,27950	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00026814	-8,983E-06

- Momentos flectores.

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8
L (m)	0	0,335	0,84	0,114	0,1345	0,1705	0,246	0,2795
M (N·M)	0,00	0,00	540,89	652,85	729,75	950,27	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido antihorario.

Reacc en A(N)	10317,60
Reacc en B(N)	11256,77

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 Inicio	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,50E-04	2,513E-05
2 Rodamiento A	0,03350	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,50E-04	0,000E+00
3 Chavetero	0,08400	0,05000	-6515,90	0,00	-521,04	-521,04	-5,46E-04	-3,445E-05
4 Cambio sección	0,11400	0,05500	0,00	0,00	-635,09	-635,09	-2,77E-04	-4,692E-05
5 Cambio sección	0,13450	0,05000	0,00	0,00	-713,02	-713,02	-1,30E-04	-5,113E-05
6 Chavetero	0,17050	0,05000	-15058,47	0,00	-849,89	-849,89	3,06E-04	-4,819E-05
7 Rodamiento B	0,24600	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,04E-04	0,000E+00
8 Fin	0,27950	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000804271	2,694E-05

- Plano XZ en el sentido antihorario.

Reacc en A(N)	-2618,46
Reacc en B(N)	-689,61

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 Inicio	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,54E-05	-3,195E-06
2 Rodamiento A	0,03350	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,54E-05	0,000E+00
3 Chavetero	0,08400	0,05000	-2523,43	262,47	132,23	-130,24	4,35E-05	3,944E-06
4 Cambio sección	0,11400	0,05500	0,00	0,00	24,02	24,02	6,83E-05	5,801E-06
5 Cambio sección	0,13450	0,05000	0,00	0,00	129,43	129,43	5,16E-05	7,069E-06
6 Chavetero	0,17050	0,05000	5831,50	262,47	314,54	52,07	-7,24E-05	7,004E-06
7 Rodamiento B	0,24600	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,03E-04	0,000E+00
8 Fin	0,27950	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00010294	-3,448E-06

13

- Momentos flectores.

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8
L (m)	0	0,335	0,84	0,114	0,1345	0,1705	0,246	0,2795
M (N·M)	0,00	0,00	537,56	635,54	724,67	906,23	0,00	0,00

5.6.- DISEÑO DEL EJE DE SALIDA

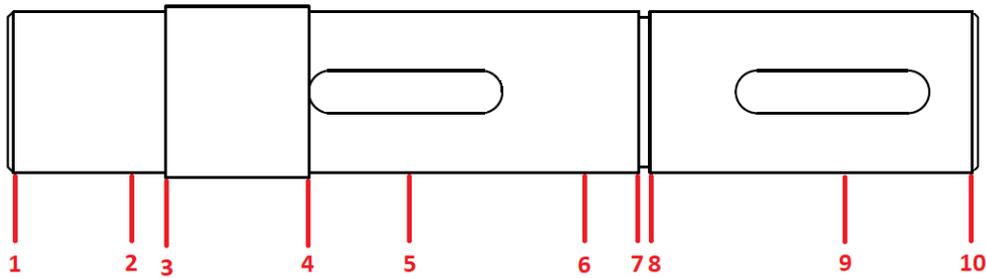


Ilustración 9. Esquema del eje de salida.

El eje de salida se dividirá en 10 secciones distintas, siendo las mismas el principio y el final del eje, la zona central de cada rodamiento, la zona central de cada engranaje y los cambios de sección existentes.

La fuerza en el punto 9 será la introducida por la maquina arrastrada en nuestro mecanismo y se calcula de la siguiente manera:

$$F_{\text{maquina}} = \frac{T_e}{2 \cdot d_e} = \frac{2500}{2 \cdot 75 \cdot 10^{-3}} = \pm 16666.67 \text{ N}$$

- Fuerzas sobre el engranaje en el sentido horario:



Ilustración 10. Esquema fuerzas sentido horario.

$$F_t = \frac{721.15}{95.78 \cdot 10^{-3} / 2} = -15058.47 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 15058.47 \cdot \tan 21.17 = -5831.5 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 15058.47 \cdot \tan 20 = -5480.66 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_{\text{piñón}} = 5480.66 \cdot \frac{332.02 \cdot 10^{-3}}{2} = -909.84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Fuerzas sobre el engranaje en el sentido antihorario:



Ilustración 11. Esquema fuerzas sentido antihorario.

$$F_t = \frac{721.15}{95.78 \cdot 10^{-3} / 2} = 15058.47 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 15058.47 \cdot \tan 21.17 = -5831.5 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 15058.47 \cdot \tan 20 = 5480.66 \text{ N}$$

$$M = F_a \cdot r_{\text{piñón}} = 5480.66 \cdot \frac{332.02 \cdot 10^{-3}}{2} = 909.84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Plano XY en el sentido horario y la fuerza arrastrada en sentido positivo.

Reacc en A(N)	5337,63
Reacc en B(N)	9720,84

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro 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 Inicio	0,0000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,80E-05	4,412E-06
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,80E-05	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	-138,78	-138,78	-9,25E-05	-2,501E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	-493,73	-493,73	-4,27E-05	-7,306E-06
5 Chavetero	0,18250	0,07500	-15058,47	0,00	-733,92	-733,92	4,20E-05	-7,446E-06
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,27E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,27E-04	5,776E-06
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000126939	6,410E-06
9 Chavetero	0,39350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000126939	1,720E-05
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000126939	2,545E-05

- Plano XZ en el sentido horario y la fuerza arrastrada en sentido positivo.

Reacc en A(N)	16941,09
Reacc en B(N)	-27776,26

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,17E-04	1,427E-05
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,17E-04	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	-440,47	-440,47	-3,00E-04	-8,094E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	-1567,05	-1567,05	-1,42E-04	-2,374E-05
5 Chavetero	0,18250	0,07500	-5831,50	-909,84	-2329,40	-1419,56	1,27E-04	-2,446E-05
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	-2258,33	-2258,33	5,53E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	-1500,00	-1500,00	8,15E-04	3,152E-05
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	-1416,67	-1416,67	0,000837467	3,566E-05
9 Chavetero	0,39350	0,07500	16666,67	0,00	0,00	0,00	0,001022063	1,173E-04
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,001022063	1,837E-04

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,045	0,071	0,1375	0,1825	0,258	0,3035	0,3085	0,3935	0,4585
M (N·M)	0,00	0,00	461,82	1642,99	2442,28	2258,33	1500,00	1416,67	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido horario y la fuerza arrastrada en sentido negativo.

Reacc en A(N)	5337,63
Reacc en B(N)	9720,84

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 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,80E-05	4,412E-06
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,80E-05	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	-138,78	-138,78	-9,25E-05	-2,501E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	-493,73	-493,73	-4,27E-05	-7,306E-06
5 Chavetero	0,18250	0,07500	-15058,47	0,00	-733,92	-733,92	4,20E-05	-7,446E-06
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,27E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,27E-04	5,776E-06
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000126939	6,410E-06
9 Chavetero	0,39350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000126939	1,720E-05
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000126939	2,545E-05

- Plano XZ en el sentido horario y la fuerza arrastrada en sentido negativo.

Reacc en A(N)	-4263,92
Reacc en B(N)	26762,09

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 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,34E-04	-6,034E-06
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,34E-04	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	110,86	110,86	1,30E-04	3,448E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	394,41	394,41	8,99E-05	1,099E-05
5 Chavetero	0,18250	0,07500	-5831,50	-909,84	586,29	1496,13	2,22E-05	1,362E-05
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	2258,33	2258,33	-4,12E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	1500,00	1500,00	-6,74E-04	-2,513E-05
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	1416,67	1416,67	-0,00069682	-2,855E-05
9 Chavetero	0,39350	0,07500	-16666,67	0,00	0,00	0,00	-0,00088142	-9,824E-05
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00088142	-1,555E-04

14

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,045	0,071	0,1375	0,1825	0,258	0,3035	0,3085	0,3935	0,4585
M (N·M)	0,00	0,00	177,62	631,92	1666,45	2258,33	1500,00	1416,67	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido antihorario y la fuerza arrastrada en sentido positivo.

Reacc en A(N)	-5337,63
Reacc en B(N)	-9720,84

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 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,80E-05	-4,412E-06
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,80E-05	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	138,78	138,78	9,25E-05	2,501E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	493,73	493,73	4,27E-05	7,306E-06
5 Chavetero	0,18250	0,07500	15058,47	0,00	733,92	733,92	-4,20E-05	7,446E-06
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,27E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,27E-04	-5,776E-06
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00012694	-6,410E-06
9 Chavetero	0,39350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00012694	-1,720E-05
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00012694	-2,545E-05

- Plano XZ en el sentido antihorario y la fuerza arrastrada en sentido positivo.

Reacc en A(N)	8397,99
Reacc en B(N)	-19233,16

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 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,10E-04	9,450E-06
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,10E-04	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	-218,35	-218,35	-2,01E-04	-5,385E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	-776,81	-776,81	-1,23E-04	-1,665E-05
5 Chavetero	0,18250	0,07500	-5831,50	909,84	-1154,72	-2064,56	1,03E-05	-1,938E-05
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	-2258,33	-2258,33	5,11E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	-1500,00	-1500,00	7,73E-04	2,960E-05
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	-1416,67	-1416,67	0,000795138	3,352E-05
9 Chavetero	0,39350	0,07500	16666,67	0,00	0,00	0,00	0,000979734	1,116E-04
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000979734	1,752E-04

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,045	0,071	0,1375	0,1825	0,258	0,3035	0,3085	0,3935	0,4585
M (N·M)	0,00	0,00	258,72	920,44	2191,13	2258,33	1500,00	1416,67	0,00	0,00

- Plano XY en el sentido antihorario y la fuerza arrastrada en sentido negativo.

Reacc en A(N)	-5337,63
Reacc en B(N)	-9720,84

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 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,80E-05	-4,412E-06
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,80E-05	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	138,78	138,78	9,25E-05	2,501E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	493,73	493,73	4,27E-05	7,306E-06
5 Chavetero	0,18250	0,07500	15058,47	0,00	733,92	733,92	-4,20E-05	7,446E-06
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,27E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,27E-04	-5,776E-06
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00012694	-6,410E-06
9 Chavetero	0,39350	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00012694	-1,720E-05
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00012694	-2,545E-05

- Plano XZ en el sentido antihorario y la fuerza arrastrada en sentido negativo.

Reacc en A(N)	-12807,02
Reacc en B(N)	35305,19

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 Inicio	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,41E-04	-1,085E-05
2 Rodamiento A	0,04500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,41E-04	0,000E+00
3 Cambio sección	0,07100	0,08000	0,00	0,00	332,98	332,98	2,28E-04	6,157E-06
4 Cambio sección	0,13750	0,07500	0,00	0,00	1184,65	1184,65	1,08E-04	1,808E-05
5 Chavetero	0,18250	0,07500	-5831,50	909,84	1760,97	851,13	-9,48E-05	1,869E-05
6 Rodamiento B	0,25800	0,07500	0,00	0,00	2258,33	2258,33	-4,55E-04	0,000E+00
7 Ranura	0,30350	0,07500	0,00	0,00	1500,00	1500,00	-7,17E-04	-2,705E-05
8 Ranura	0,30850	0,07500	0,00	0,00	1416,67	1416,67	-0,00073915	-3,069E-05
9 Chavetero	0,39350	0,07500	-16666,67	0,00	0,00	0,00	-0,00092375	-1,040E-04
10 Fin	0,45850	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00092375	-1,640E-04

- Momentos flectores:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	0,045	0,071	0,1375	0,1825	0,258	0,3035	0,3085	0,3935	0,4585
M (N·M)	0,00	0,00	360,74	1283,42	1907,79	2258,33	1500,00	1416,67	0,00	0,00

5.7.- CÁLCULO A FATIGA

El cálculo a fatiga se realizará en aquellas secciones críticas del eje. Se calculará el diámetro mínimo en aquellas secciones donde no esté definido su diámetro por rigidez torsional y en las secciones que si esté definido se comprobará que el coeficiente de seguridad sea superior al especificado.

Las secciones donde esté definido el diámetro a través de la rigidez torsional, se calculará el coeficiente de seguridad mediante la siguiente expresión:

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

Donde:

- S_e : Límite de fatiga equivale a una vida de 10^6 ciclos.
- d : Diámetro de la sección que estamos calculando.
- M : Momento en dicha sección.
- S_e : Se calculará mediante la siguiente expresión.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S'_e$$

Los coeficientes de esta ecuación se obtienen:

- K_a : Factor de superficie.

Considera el acabado superficial del eje. Su expresión:

$$K_a = a \cdot (S_u)^b$$

Los valores de a y b se obtienen de la siguiente tabla:

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 15. Tipos de acabado superficial y valores.

En nuestro caso al ser todos los ejes mecanizados y acabados igual utilizaremos la siguiente expresión:

$$K_a = 4.51 \cdot 0.95^{-0.265} = 0.733$$

- K_b : Factor de tamaño.

Tiene en cuenta el tamaño del eje. Lo calcularemos mediante la siguiente expresión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad 2.79 \leq d \leq 51\text{mm}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 \cdot d \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm}$$

- K_c : Factor de tipo de carga.
 - $K_c = 0.8$ si existe carga axial.
 - $K_c = 1$ si existe carga a flexión.
 - $K_c = 0.577$ si existe torsión y esfuerzo cortante.

En nuestro caso el valor de K_c será igual a 1.

- K_d : Factor de temperatura.

Para nuestras temperaturas este coeficiente es prácticamente despreciable, su valor será igual a 1.

- K_e : Factor de confiabilidad.

Su valor depende del nivel de confianza, para ello utilizaremos la siguiente tabla:

Confiabilidad	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999	0,9999
Factor de corrección	1,0	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702

Tabla 16. Confiabilidad.

- K_f : Factor de límite de fatiga por entalla. Su expresión:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Donde el coeficiente q se puede hallar de la siguiente ecuación:

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

En esta expresión α la calcularemos:

$$\alpha = 0.025 \cdot \left(\frac{2070 \text{ Mpa}}{S_u} \right) = 0.025 \cdot \frac{2070}{1300} = 0.0398$$

Y ρ representa al radio en el cambio de sección.

Una vez conocidos estos coeficientes y hallado el valor de q solo nos faltaría averiguar el factor K_t de la siguiente tabla:

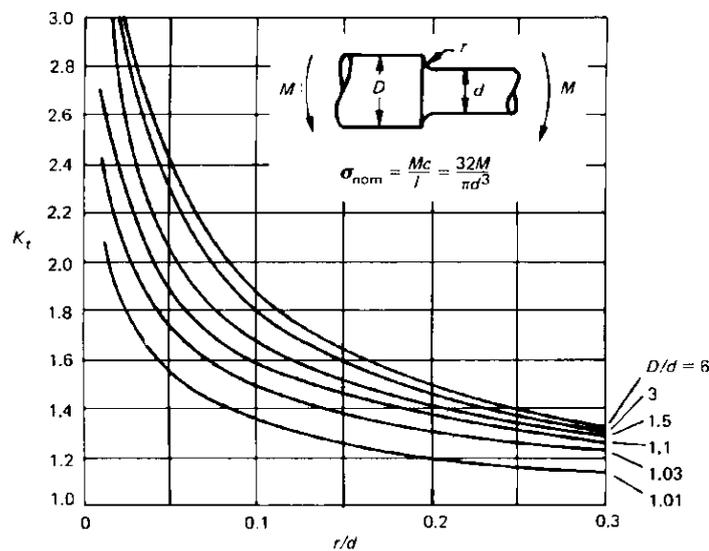


Tabla 17. Factor de concentración de tensiones K_t .

El valor del coeficiente K_f se calculará para cada eje en cada una de las secciones.

- S'_e : Limite de fatiga de una probeta en un ensayo a flexión rotativa. Su expresión:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_u = 0.5 \cdot 1300 = 650 \text{ MPa} \quad \text{para } S_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

5.8.- EJE DE ENTRADA

En el eje de entrada vamos a estudiar las secciones 2, 4, 6, 7, 8 que son las más críticas en nuestro caso.

- Sección 2

En esta sección estudiaremos el chavetero, por lo tanto solo tendremos momento torsor. Para calcularlo tendremos que tener en cuenta que al tratarse de un chavetero K_f será 2 y el diámetro calculado no debe ser superior al seleccionado.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868

2	SECCIÓN	Chavetero					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	0	208,02	35	2	163,37	0,85	15,34
	0	208,02	15,34	2	178,45	0,93	15,34

Nuestro diámetro mínimo como se puede comprobar es inferior al diámetro seleccionado.

- Sección 4

En este caso, entalla a la entrada del eje, su coeficiente K_f será 2,2. Esta sección estará sometida tanto a momento flector como a torsor. El diámetro mínimo no deberá de ser superior al diámetro seleccionado.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868

4	SECCIÓN	Entalla eje entrada					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	222,88	208,02	35	2,2	148,52	0,85	28,31
	222,88	208,02	28,31	2,2	151,93	0,87	28,10
	222,88	208,02	28,10	2,2	152,05	0,87	28,09
	222,88	208,02	28,09	2,2	152,06	0,87	28,09

Esta sección cumple al ser más reducido el diámetro mínimo que el seleccionado.

- Sección 6

Esta sección hace referencia al chavetero del piñón del eje, es la que mayor momentos soportará y por lo tanto la más crítica. Por ser un chavetero su K_f será igual a 2.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868

6	SECCIÓN	Chavetero piñón					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	466,98	208,02	35	2	163,37	0,85	34,98
	466,98	208,02	34,98	2	163,38	0,85	34,98

En esta sección volvemos a cumplir con la condición de que nuestro diámetro seleccionado sea superior, asegurando así la vida del eje.

- Sección 7

En este punto aparece un cambio de diámetro para restringir el movimiento del engranaje, por lo tanto hay que tener especial cuidado a las solicitaciones requeridas. Es importante tener en cuenta que en este caso no habrá momento torsor. El coeficiente K_f tendremos que hallarlo consultando la "Tabla 10" del anexo de tablas.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675	D (mm)	40
						Kc	1	r (mm)	1,5
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01	α	0,040
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868	q	0,974

7	SECCIÓN	apoyo engranaje								
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se (Mpa)	dmin (mm)
	399,24	0	35	0,043	1,143	2,15	2,12	0,85	154,11	33,81
	399,24	0	33,81	0,044	1,183	2,20	2,17	0,85	151,20	34,03
	399,24	0	34,03	0,044	1,176	2,20	2,17	0,85	151,10	34,04
	399,24	0	34,04	0,044	1,175	2,20	2,17	0,85	151,10	34,04

El diámetro mínimo es inferior a 35 por lo tanto no romperá a fatiga.

- Sección 8

En este caso estudiamos la sección donde se apoya el rodamiento del eje, los momentos son los menos críticos del eje, además de que no aparece momento torsor. Hay que tener en cuenta que el coeficiente K_f tendremos que hallarlo consultando la "Tabla 10" del anexo de tablas.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675	D (mm)	40
						Kc	1	r (mm)	1,5
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01	α	0,040
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868	q	0,974

8	SECCIÓN	apoyo rodamiento								
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se (Mpa)	dmin (mm)
	30,27	0	35	0,043	1,143	2,15	2,12	0,85	154,11	14,31
	30,27	0	14,31	0,105	2,795	1,75	1,73	0,93	207,76	12,95
	30,27	0	12,95	0,116	3,088	1,70	1,68	0,94	216,07	12,79
	30,27	0	12,79	0,117	3,128	1,70	1,68	0,95	216,37	12,78
	30,27	0	12,78	0,117	3,130	1,70	1,68	0,95	216,38	12,78

El diámetro mínimo calculado es 12.78 mm por lo tanto es inferior 35 y no romperá por fatiga.

5.9.- EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio estudiaremos los puntos de las secciones 3, 4, 5 y 6. En este eje serán las más críticas.

- Sección 3

En esta sección estudiaremos el chavetero de la rueda del eje, esta será la sección más crítica del eje. Por lo tanto al ser un chavetero su K_f será igual a 2.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868

3	SECCIÓN	Chavetero rueda					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	540,89	721,15	50	2	157,26	0,82	37,52
	540,89	721,15	37,52	2	162,16	0,84	37,16
	540,89	721,15	37,16	2	162,33	0,84	37,15
	540,89	721,15	37,15	2	162,33	0,84	37,15

El diámetro calculado es 37.15 mm por lo tanto inferior a los 50mm de nuestro eje y cumple la condición.

- Sección 4

En este punto aparece un cambio de diámetro para restringir el movimiento de la rueda del engranaje. El coeficiente K_f tendremos que hallarlo consultando la “Tabla 10”.

Material	34CrNiMo6				Ka	0,675	D (mm)	55
					Kc	1	r (mm)	1,5
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650		Kd	1,01	α	0,040
Sy (Mpa)	860	X	2,5		Ke	0,868	q	0,974

4	SECCIÓN	apoyo engranaje								
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se (Mpa)	dmin (mm)
	652,85	721,15	50	0,030	1,100	2,35	2,32	0,82	135,85	41,75
	652,85	721,15	41,75	0,036	0,958	1,70	1,68	0,83	190,64	37,47
	652,85	721,15	37,47	0,040	1,067	1,90	1,88	0,84	172,84	38,65
	652,85	721,15	38,65	0,039	1,035	1,90	1,88	0,84	172,27	38,69
	652,85	721,15	38,69	0,039	1,034	1,90	1,88	0,84	172,25	38,69

Como podemos comprobar, el diámetro mínimo es inferior al seleccionado y podemos asegurar la vida del eje.

- Sección 5

En esta sección se apoyara el piñón del eje y realizaremos un cambio de sección para restringir el movimiento. El coeficiente K_f tendremos que hallarlo consultando la “Tabla 10” del anexo de tablas.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675	D (mm)	55
						Kc	1	r (mm)	1,5
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01	α	0,040
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868	q	0,974

5	SECCIÓN	apoyo engranaje								
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se (Mpa)	dmin (mm)
	729,75	721,15	50	0,030	1,100	2,35	2,32	0,82	135,85	43,29
	729,75	721,15	43,29	0,035	0,924	1,70	1,68	0,83	189,90	38,86
	729,75	721,15	38,86	0,039	1,029	1,90	1,88	0,84	172,17	40,10
	729,75	721,15	40,10	0,037	0,998	1,90	1,88	0,84	171,59	40,14
	729,75	721,15	40,14	0,037	0,996	1,90	1,88	0,84	171,57	40,14

Como podemos observar, el eje podrá soportar los esfuerzos.

- Sección 6

En esta sección estudiaremos el chavetero del piñón del eje, esta será la sección más crítica del eje. Por lo tanto al ser un chavetero su K_f será igual a 2.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300		S'e (Mpa)	650		Kd	1,01
Sy (Mpa)	860		X	2,5		Ke	0,868

6	SECCIÓN	Chavetero rueda					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	950,27	721,15	50	2	157,26	0,82	44,99
	950,27	721,15	44,99	2	159,04	0,83	44,82
	950,27	721,15	44,82	2	159,11	0,83	44,81
	950,27	721,15	44,81	2	159,11	0,83	44,81

Esta sección cumple de nuevo que nuestro diámetro seleccionado es superior al mínimo necesario.

5.10.- EJE DE SALIDA

En el último caso, el eje de salida, estudiaremos los puntos de las secciones 3, 4, 5, 7 y 9. En este eje serán las más críticas.

- Sección 3

En este caso estudiamos la sección donde se apoya el rodamiento del eje, los momentos son los menos críticos del eje, además de que no aparece momento torsor.

Hay que tener en cuenta que el coeficiente K_f tendremos que hallarlo consultando la “Tabla 10” del anexo de tablas.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675	D (mm)	80
						Kc	1	r (mm)	1,5
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01	α	0,040
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868	q	0,974

Tabla 18

3	SECCIÓN	apoyo rodamiento									
	Flector (N-m)	Torsor (N-m)	d (mm)	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se (Mpa)	dmin (mm)	
	461,82	0	75	0,020	1,067	2,00	1,97	0,80	155,14	42,32	
	461,82	0	42,32	0,035	0,945	2,00	1,97	0,82	160,47	41,85	
	461,82	0	41,85	0,036	0,956	2,00	1,97	0,82	160,54	41,84	
	461,82	0	41,84	0,036	0,956	2,00	1,97	0,82	160,54	41,84	

Tabla 19

El diámetro mínimo calculado es 41,84 mm, lo cual es inferior al seleccionado. Esta sección no sufrirá fallos por fatiga.

- Sección 4

En este punto aparece un cambio de sección para restringir el movimiento de la rueda del engranaje. Es importante tener en cuenta que en este caso no habrá momento torsor. El coeficiente K_f tendremos que hallarlo consultando la “Tabla 10” del anexo de tablas.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675	D (mm)	80
						Kc	1	r (mm)	1,5
Su (Mpa)	1300	S'e (Mpa)	650			Kd	1,01	α	0,040
Sy (Mpa)	860	X	2,5			Ke	0,868	q	0,974

4	SECCIÓN	apoyo engranaje								
	Flector (N-m)	Torsor (N-m)	d (mm)	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se (Mpa)	dmin (mm)
	1642,99	0	75	0,020	1,067	2,00	1,97	0,80	155,14	64,61
	1642,99	0	64,61	0,023	0,619	1,50	1,49	0,80	208,20	58,57
	1642,99	0	58,57	0,026	0,683	1,50	1,49	0,81	209,51	58,45
	1642,99	0	58,45	0,026	0,684	1,50	1,49	0,81	209,53	58,45
	1642,99	0	58,45	0,026	0,684	1,50	1,49	0,81	209,53	58,45

Volvemos a cumplir con la condición de seleccionar un diámetro superior al mínimo calculado.

- Sección 5

En esta sección estudiaremos el chavetero de la rueda del eje, ésta será la sección más crítica del eje. Por lo tanto al ser un chavetero su K_f será igual a 2.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300		S'e (Mpa)	650		Kd	1,01
Sy (Mpa)	860		X	2,5		Ke	0,868

5	SECCIÓN	Chavetero rueda					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	2442,28	2500	75	2	153,13	0,80	74,46
	2442,28	2500	74,46	2	153,22	0,80	74,45
	2442,28	2500	74,45	2	153,22	0,80	74,45

El diámetro de esta sección es superior al mínimo calculado, podrá soportar los esfuerzos y no romperá a fatiga.

- Sección 7

En este caso, entalla a la entrada del eje, su coeficiente K_f será 2,2. Esta sección estará sometida tanto a momento flector como a torsor.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300		S'e (Mpa)	650		Kd	1,01
Sy (Mpa)	860		X	2,5		Ke	0,868

7	SECCIÓN	Entalla eje salida					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	1500	2500	75	2,2	139,21	0,80	65,75
	1500	2500	65,75	2,2	140,56	0,80	65,55
	1500	2500	65,55	2,2	140,59	0,80	65,54
	1500	2500	65,54	2,2	140,59	0,80	65,54

Cumplimos con la condición de nuevo y podemos asegurar la vida del eje.

- Sección 9

En esta sección estudiaremos el chavetero de la máquina arrastrada, por lo tanto solo tendremos momento torsor. Para calcularlo tendremos que tener en cuenta que al tratarse de un chavetero K_f será 2 y el diámetro calculado no debe ser superior al seleccionado.

Material	34CrNiMo6					Ka	0,675
						Kc	1
Su (Mpa)	1300		S'e (Mpa)	650		Kd	1,01
Sy (Mpa)	860		X	2,5		Ke	0,868

9	SECCIÓN	Chavetero					
	Flector (N·m)	Torsor (N·m)	d (mm)	Kf	Se (Mpa)	Kb	dmin (mm)
	0	2500	75	2	150,58	0,78	41,99
	0	2500	41,99	2	160,22	0,83	41,99

Por último, el diámetro mínimo hallado es de 41,99 mm, inferior al nuestro de 75 mm. Por lo tanto no sufrirá fallos por fatiga.

5.11.- INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Tal y como se aprecia en todas las tablas calculadas, podemos observar que en todos los casos el diámetro mínimo es inferior al seleccionado para diseñar el eje. Por lo tanto, quedarían definidos los ejes del reductor ya que cumpliríamos con los requisitos tanto a fatiga como a deflexión.

5.12.- DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS

Con el fin de evitar en lo posible el rozamiento de los ejes al girar, emplearemos rodamientos. Teniendo en cuenta las características de nuestro reductor, la vida de los rodamientos de nuestro reductor se estimará que no superen las 45.000 horas de uso.

Los rodamientos empleados en nuestro reductor han sido seleccionados del catálogo del fabricante SKF.

5.13.- CÁLCULO DE LA FUERZA EQUIVALENTE

El cálculo de la fuerza equivalente depende del tipo de rodamiento que se elija. En nuestro caso, los rodamientos seleccionados son rodamientos de rodillos cónicos. Este tipo de rodamientos permite transmitir carga axial, y en nuestro caso, al tratarse de engranajes de dientes helicoidales, es necesario tener en cuenta la fuerza axial.

La fuerza equivalente la calcularemos mediante la siguiente expresión:

$$F_{eq} = F_{radial} \quad \text{si } \frac{F_a}{F_r} < e$$

$$F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{si } \frac{F_a}{F_r} > e$$

Donde los valores de e y de Y vendrán facilitados por el fabricante del rodamiento en cuestión.

En este tipo de rodamientos hay que tener en cuenta además que la fuerza radial genera un empuje axial a causa del ángulo de aplicación. La expresión que define este empuje axial es:

$$F_{a,rod} = 0.5 \cdot \frac{F_{radial}}{Y}$$

Este empuje plantea dos posibles casos, dependiendo de la dirección de la fuerza F_h (fuerza axial exterior) si va en dirección al rodamiento A o por lo contrario va en dirección del rodamiento B.

- Si $F_{axial} + 0.5 \cdot \frac{F_{radial,B}}{Y_B} > 0.5 \cdot \frac{F_{radial,A}}{Y_A}$
 - $F_{axial,A} = F_{axial} + 0.5 \cdot \frac{F_{radial,B}}{Y_B}$
 - $F_{axial,B} = 0.5 \cdot \frac{F_{radial,B}}{Y_B}$

- Si $F_{axial} + 0.5 \cdot \frac{F_{radial,B}}{Y_B} < 0.5 \cdot \frac{F_{radial,A}}{Y_A}$
 - $F_{axial,A} = 0.5 \cdot \frac{F_{radial,B}}{Y_B}$
 - $F_{axial,B} = 0.5 \cdot \frac{F_{radial,A}}{Y_A} - F_{axial}$

5.14.- CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO

La expresión con la cual podemos hallar la vida del rodamiento es:

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

Donde:

- a_1 : Factor de fiabilidad.

El valor de este factor en nuestro caso ya que vamos a plantear un coeficiente de seguridad del 99% será de 0,25.

- a_{iso} : Factor por condiciones de trabajo.

Este factor depende tanto del coeficiente de viscosidades como de la relación de contaminación-carga. Para averiguarlo utilizaremos la “Tabla 12” del anexo Tablas.

- Factor de viscosidades ($k = v/v_1$), aquí tenemos que v es la viscosidad del aceite a temperatura de funcionamiento y v_1 que viene condicionado por las siguientes expresiones:

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

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{si } \geq 1000 \text{ rpm}$$

- Factor de contaminación-carga ($\eta_c \cdot P_u/F$).

En nuestro caso η_c tomará el valor de 0.5, que es el nivel de contaminación y P_u este coeficiente vendrá dado por el fabricante de nuestro rodamiento.

- L_{10} : Este será el coeficiente que utilizaremos para calcular la vida del rodamiento con la probabilidad de fallo del 10%. Su expresión:

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

Donde:

- C: Capacidad de carga dinámica básica, facilitada por el fabricante.
- F: Fuerza equivalente.
- Q: Equivale a 10/3 en rodamientos de contacto lineal.

5.15.- RESULTADOS

5.15.1.- Eje de entrada

En este eje tendremos que tener en cuenta dos casos, uno para el valor de las reacciones, halladas con anterioridad, más crítico en el rodamiento A y después lo mismo para el rodamiento B.

- Caso 1: Caso en el que las reacciones en el rodamiento A son más críticas:
 - Reacción A: 8362 N
 - Reacción B: 1978 N

Rodamiento A			
d (mm)	35	n	1400
D (mm)	80	Dmedio (mm)	57,5
C (kN)	88,9	Fa (N)	2892,12
Pu	8,3	Fr (N)	8362
e	0,31	Fh (N)	2371,59
Y	1,9		
Cont lig	0,5	Feq	8362
a1	0,25	L10 (rpm)	2642238355
aISO	25	v1 mm2/s	15,86
v 60°C (mm2/s)	110	K	6,94
q	3,33333333	Cont-Carg	0,50
L (h)		196595	

Rodamiento B			
d (mm)	35	n	1400
D (mm)	80	Dmedio (mm)	57,5
C (kN)	88,9	Fa (N)	520,53
Pu	8,3	Fr (N)	1978
e	0,31		
Y	1,9	Feq	1978
Cont lig	0,5	L10 (rpm)	3,22789E+11
a1	0,25	v1 mm2/s	15,86
aISO	50	K	6,94
v 60°C (mm2/s)	110	Cont-Carg	2,10
q	3,33333333		
L (h)		48034024	

- Caso 2: Caso en el que las reacciones en el rodamiento B son más críticas:

- Reacción A: 5741 N
- Reacción B: 2882 N

Rodamiento A			
d (mm)	35	n	1400
D (mm)	80	Dmedio (mm)	57,5
C (kN)	88,9	Fa (N)	1510,79
Pu	8,3	Fr (N)	5741
e	0,31	Fh (N)	2371,59
Y	1,9		
Cont lig	0,5	Feq	5741
a1	0,25	L10 (rpm)	9255091435
aISO	30	v1 mm2/s	15,86
v 60°C (mm2/s)	110	K	6,94
q	3,33333333	Cont-Carg	0,72
L (h)		826347	

Rodamiento B			
d (mm)	35	n	1400
D (mm)	80	Dmedio (mm)	57,5
C (kN)	88,9	Fa (N)	3882,38
Pu	8,3	Fr (N)	2882
e	0,31		
Y	1,9	Feq	7099,821
Cont lig	0,5	L10 (rpm)	4558771995
a1	0,25	v1 mm ² /s	15,86
aISO	18	K	6,94
v 60°C (mm ² /s)	110	Cont-Carg	0,58
q	3,33333333		
	L (h)	488440	

En ambos casos los rodamientos superan las 45.000 horas de funcionamiento, tal y como habíamos planteado en un principio.

5.15.2.- Eje intermedio

En este eje solo tendremos en cuenta dos casos de carga en función de la dirección que tome la F_{axial} .

- Caso 1: Dirección de la fuerza axial orientada hacia el rodamiento B.
 - Reacción A: 10644.6 N
 - Reacción B: 11277.8 N

Rodamiento A			
d (mm)	50	n	403,84
D (mm)	90	Dmedio (mm)	70
C (kN)	130	Fa (N)	2956,83
Pu	16	Fr (N)	10644,6
e	0,33	Fh (N)	3109
Y	1,8		
Cont lig	0,5	Feq	10644,6
a1	0,25	L10 (rpm)	4194820227
aISO	10	v1 mm ² /s	36,17
v 60°C (mm ² /s)	110	K	3,04
q	3,33333333	Cont-Carg	0,75
	L (h)	432806	

Rodamiento B			
d (mm)	50	n	403,84
D (mm)	90	Dmedio (mm)	70
C (kN)	130	Fa (N)	6065,83
Pu	16	Fr (N)	11277,8
e	0,33		
Y	1,8	Feq	14102,282
Cont lig	0,5	L10 (rpm)	1642529549
a1	0,25	v1 mm2/s	36,17
aISO	5	K	3,04
v 60°C (mm2/s)	110	Cont-Carg	0,57
q	3,33333333		
	L (h)	101682	

- Caso 2: dirección de la fuerza axial orientada hacia el rodamiento A.
 - Reacción A: 10644.6 N
 - Reacción B: 11277.8 N

Rodamiento A			
d (mm)	50	n	403,84
D (mm)	90	Dmedio (mm)	70
C (kN)	130	Fa (N)	5328,42
Pu	16	Fr (N)	10644,6
e	0,33	Fh (N)	3109
Y	1,8		
Cont lig	0,5	Feq	13849,002
a1	0,25	L10 (rpm)	1744815783
aISO	12	v1 mm2/s	36,17
v 60°C (mm2/s)	110	K	3,04
q	3,33333333	Cont-Carg	0,58
	L (h)	180023	

Rodamiento B			
d (mm)	50	n	403,84
D (mm)	90	Dmedio (mm)	70
C (kN)	130	Fa (N)	2956,83
Pu	16	Fr (N)	11277,8
e	0,33		
Y	1,8	Feq	11277,8
Cont lig	0,5	L10 (rpm)	3459897337
a1	0,25	v1 mm2/s	36,17
aISO	6	K	3,04
v 60°C (mm2/s)	110	Cont-Carg	0,71
q	3,33333333		
	L (h)	214187	

Los rodamientos seleccionados consiguen cumplir con las necesidades de superar también las 45.000 horas, pudiendo así realizar un mantenimiento correcto del mecanismo.

5.15.3.- Eje de salida

En el caso del eje de salida tendremos dos posibles casos de estados de carga, ocurriendo así de la misma manera que en el eje de entrada.

- Caso 1: Caso en el que las reacciones en el rodamiento A son más críticas:
 - Reacción A: 17762.05 N
 - Reacción B: 29428.14 N

Rodamiento A			
d (mm)	75	n	116,49
D (mm)	145	Dmedio (mm)	110
C (kN)	380	Fa (N)	14676,95
Pu	51	Fr (N)	17762,05
e	0,37	Fh (N)	5480,66
Y	1,6		
Cont lig	0,5	Feq	30587,95
a1	0,25	L10 (rpm)	4440626770
aISO	5	v1 mm2/s	81,33
v 60°C (mm2/s)	110	K	1,35
q	3,333333333	Cont-Carg	0,83
L (h)		794172	

Rodamiento B			
d (mm)	75	n	116,49
D (mm)	145	Dmedio (mm)	110
C (kN)	380	Fa (N)	9196,29
Pu	51	Fr (N)	29428,14
e	0,37		
Y	1,6	Feq	29428,14
Cont lig	0,5	L10 (rpm)	5051293582
a1	0,25	v1 mm2/s	81,33
aISO	5,5	K	1,35
v 60°C (mm2/s)	110	Cont-Carg	0,87
q	3,333333333		
L (h)		1192468	

- Caso 2: Caso en el que las reacciones en el rodamiento B son más críticas:
 - Reacción A: 13874.6N
 - Reacción B: 36619 N

Rodamiento A			
d (mm)	75	n	116,49
D (mm)	145	Dmedio (mm)	110
C (kN)	380	Fa (N)	5962,78
Pu	51	Fr (N)	13874,6
e	0,37	Fh (N)	5480,66
Y	1,6		
Cont lig	0,5	Feq	32628,48
a1	0,25	L10 (rpm)	3580600324
aISO	4	v1 mm2/s	81,33
v 60°C (mm2/s)	110	K	1,35
q	3,33333333	Cont-Carg	0,78
L (h)		512290	

Rodamiento B			
d (mm)	75	n	116,49
D (mm)	145	Dmedio (mm)	110
C (kN)	380	Fa (N)	11443,44
Pu	51	Fr (N)	36619
e	0,37		
Y	1,6	Feq	36619
Cont lig	0,5	L10 (rpm)	2437382682
a1	0,25	v1 mm2/s	81,33
aISO	2,5	K	1,35
v 60°C (mm2/s)	110	Cont-Carg	0,70
q	3,33333333		
L (h)		261544	

En ambos casos cumplimos con las necesidades de 45.000 horas de funcionamiento, de hecho superamos holgadamente con los requisitos predeterminados.

5.15.4.- Interpretación de resultados

En nuestro caso, como todos los rodamientos superan el doble de las horas, podemos asumir su sustitución cada 90.000 horas.





DOCUMENTO Nº 3

TABLAS DEL PROYECTO



ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: MATERIALES PARA ENGRANAJES	4
TABLA 2: PROPIEDADES Y COMPOSICIÓN DE LOS ACEROS	5
TABLA 3: VISCOSIDAD CINEMÁTICA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA	6
TABLA 4: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS	7
TABLA 5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A	7
TABLA 6: VALORES K_1 EN FUNCIÓN DE Q_{ISO}	8
TABLA 7: COEFICIENTES H_1 , H_2 Y H_3 PARA K_{HB}	8
TABLA 8: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO PARA ACEROS.....	9
TABLA 9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE A FATIGA POR CONFIABILIDAD	9
TABLA 10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_T	10
TABLA 11: FACTOR DE FIABILIDAD A_1	10
TABLA 12: FACTOR A_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	11
TABLA 13: RODAMIENTOS DEL EJE DE ENTRADA	12
TABLA 14: RODAMIENTOS DEL EJE INTERMEDIO	13
TABLA 15: RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA	14
TABLA 16: ANILLOS DE EJE	15
TABLA 17: TAPÓN DE LLENADO	16
TABLA 18: TAPÓN DE VACIADO	17
TABLA 19: VISOR NIVEL DE ACEITE	18

TABLA 1: MATERIALES PARA ENGRANAJES

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (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 nitruación(NT), acero templado de nitruación(NV), acero de nitruación (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	NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650

TABLA 2: PROPIEDADES Y COMPOSICIÓN DE LOS ACEROS

Designación	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas				
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB	
EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)														
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	14	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 3: VISCOSIDAD CINEMÁTICA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA

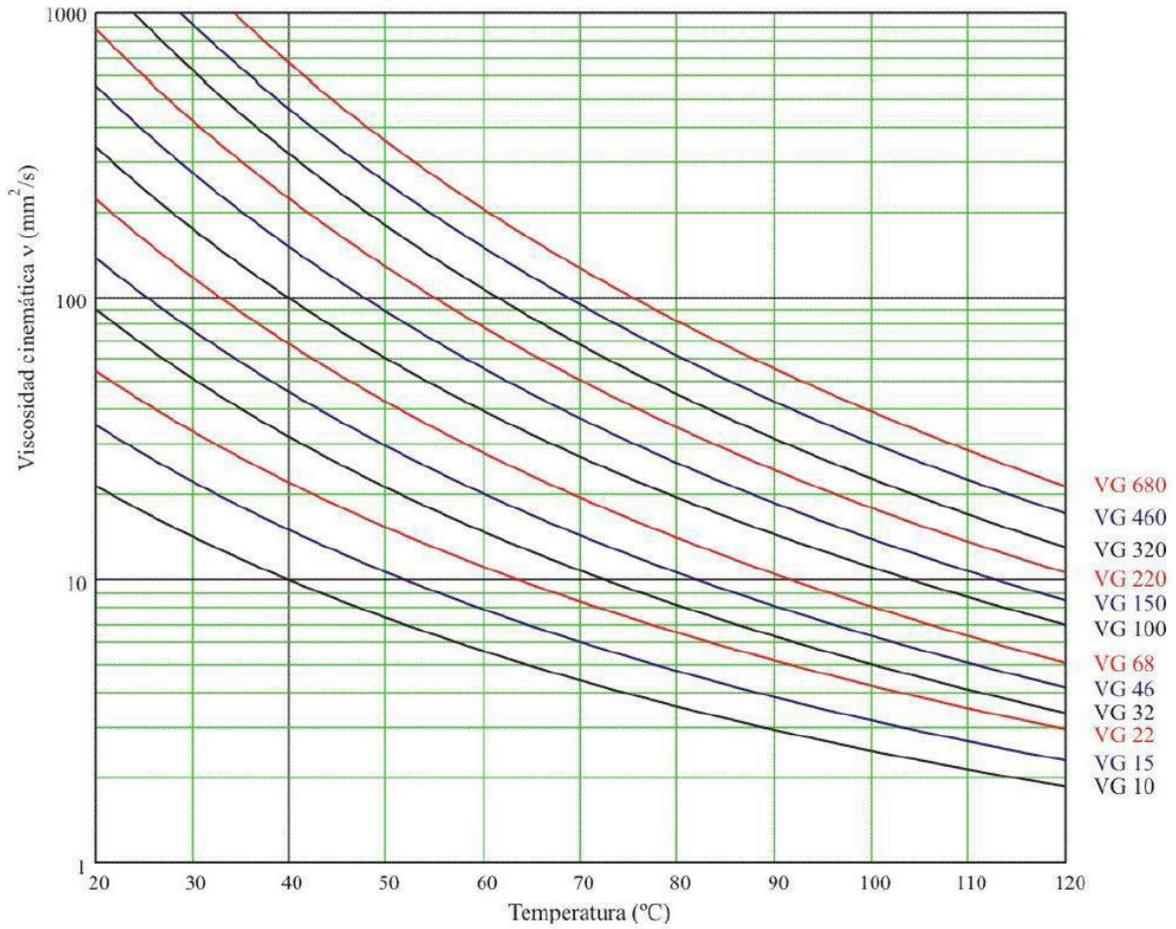


TABLA 4: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero											Chañán P_1	
			Ancho h					Profundidad							
más de	hasta	Nominal	Tolerancia					Eje h_1		Cubo h_2		Mínimo	Máximo		
			Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia				
			Libre		Normal		Ajustado								
		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	+ 0,1 0	1	+ 0,1 0	0,08	0,16	
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		2,3	0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	+ 0,2 0	1,8	+ 0,2 0	0,08	0,16	
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		2,8	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0					3,5	+ 0,2 0	2,8	+ 0,2 0	0,16	0,25	
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		3,3	0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5	+ 0,2 0	3,3	+ 0,2 0	0,25	0,40	
38	44	12 × 8	12						5		3,3		3,3	0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	- 0,018	5,5	+ 0,2 0	3,8	+ 0,2 0	0,25	0,40	
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		4,3	0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2 0	4,4	+ 0,2 0	0,25	0,40	
65	75	20 × 12	20						7,5		4,9		4,9	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9	+ 0,3 0	5,4	+ 0,3 0	0,40	0,60	
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		5,4	0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10	+ 0,3 0	6,4	+ 0,3 0	0,40	0,60	
110	130	32 × 18	32						11		7,4		7,4	0,40	0,60
130	150	36 × 20	36	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	12	+ 0,3 0	8,4	+ 0,3 0	0,70	1,00	
150	170	40 × 22	40	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	13		9,4		9,4	0,70	1,00
170	200	45 × 25	45						15	+ 0,3 0	10,4	+ 0,3 0	0,70	1,00	
200	230	50 × 28	50						17		11,4		11,4	0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3 0	12,3	+ 0,3 0	0,70	1,00	
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20		12,4		12,4	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22	+ 0,3 0	14,4	+ 0,3 0	1,20	1,60	
330	380	80 × 40	80						25		15,4		15,4	2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	+ 0,3 0	17,4	+ 0,3 0	2,00	2,50	
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		19,5	2,00	2,50

TABLA 5: 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 6: VALORES K_1 EN FUNCIÓN DE Q_{ISO}

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K_1 rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K_1 helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

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

TABLA 7: COEFICIENTES H_1 , H_2 Y H_3 PARA K_{HB}

Q_{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificados		
		H_1	H_2	H_3	H_1	H_2	H_3
5	a	1.135	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$1.99 \cdot 10^{-4}$	0.26
5	b, c	1.10	$1.15 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.0 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	a	1.15	$3.0 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$3.3 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	b, c	1.11	$1.5 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.6 \cdot 10^{-4}$	0.26
7	a	1.17	$4.7 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	a	1.23	$6.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	$3.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-

TABLA 8: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO 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 9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE A 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 10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_T

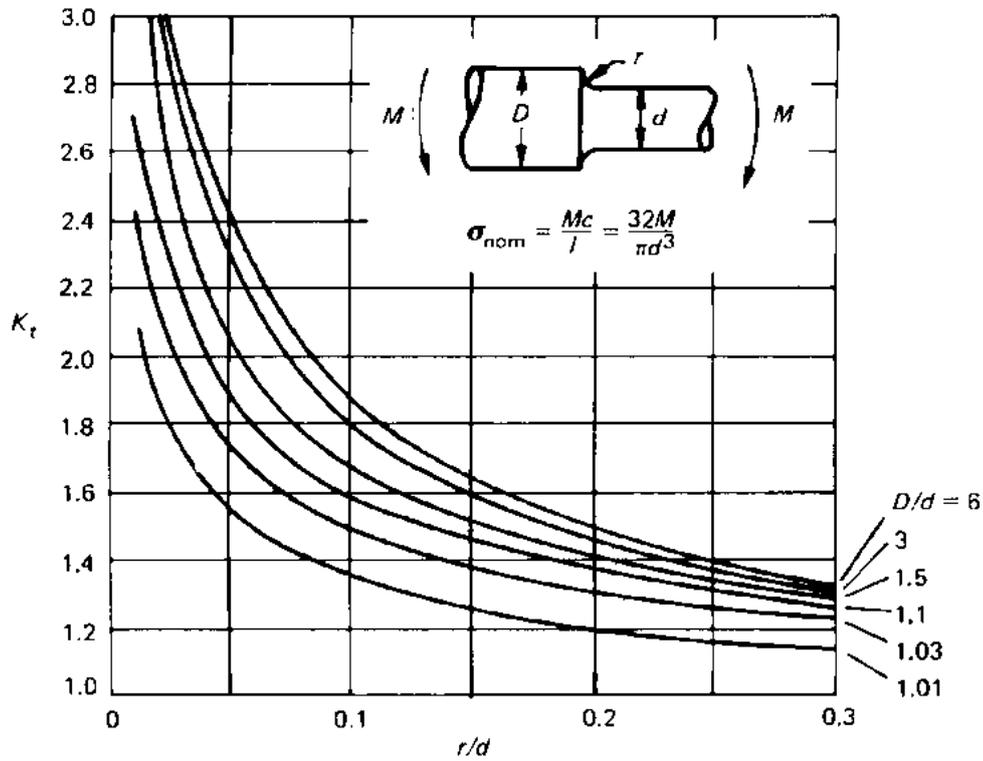


TABLA 11: FACTOR DE FIABILIDAD A_1

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

TABLA 12: FACTOR a_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

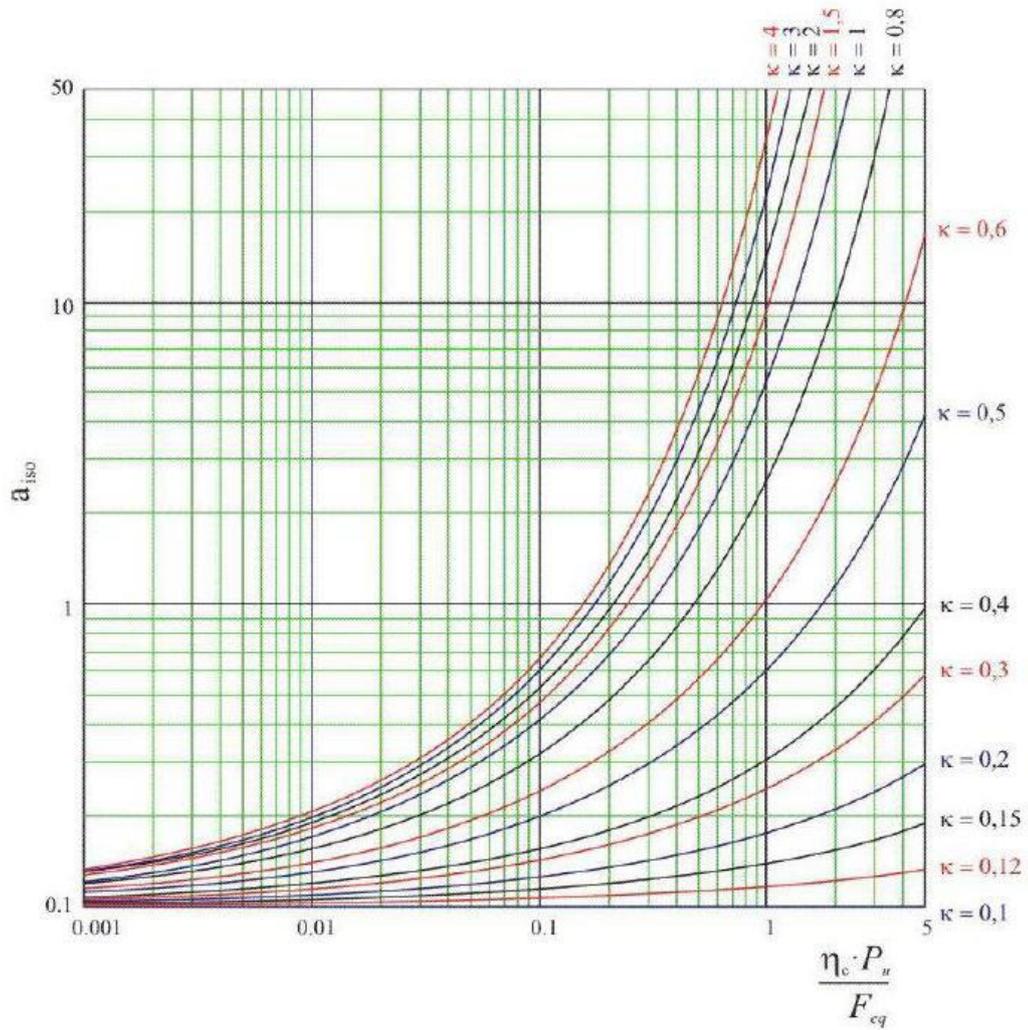


TABLA 13: RODAMIENTOS DEL EJE DE ENTRADA

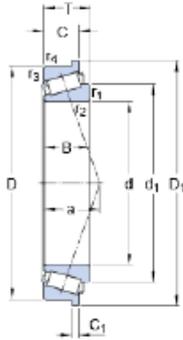
30307 R

SKF Explorer

Series de dimensiones

2FB

Dimensiones

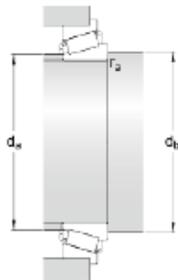


d	35	mm
D	80	mm
T	22.75	mm
d ₁	≈ 54.55	mm
D ₁	85	mm
B	21	mm
C	18	mm
C ₁	4.5	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensions

a	16.181	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 46	mm
d _b	min. 44.5	mm
r _a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	88.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	73.5	kN
Carga límite de fatiga	P _u	8.3	kN
Velocidad de referencia		7500	r/min
Velocidad límite		9000	r/min
Factor de cálculo	e	0.31	
Factor de cálculo	Y	1.9	

TABLA 14: RODAMIENTOS DEL EJE INTERMEDIO

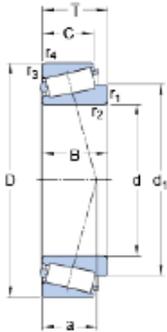
JM 205149/110 A

SKF Explorer

Series de dimensiones

M 205100

Dimensiones

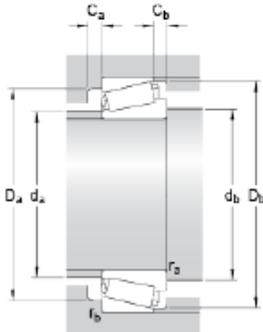


d	50	mm
D	90	mm
T	28	mm
d ₁	≈ 68.8	mm
B	28	mm
C	23	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 0.8	mm

Dimensions

a	20.024	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 58	mm
d _b	min. 62	mm
D _a	min. 78	mm
D _a	max. 83.5	mm
D _b	min. 85	mm
C _a	min. 5	mm
C _b	min. 5	mm
r _a	max. 3	mm
r _b	max. 0.8	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	130	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	140	kN
Carga límite de fatiga	P _u	16	kN
Velocidad de referencia		6000	r/min
Velocidad límite		7500	r/min
Factor de cálculo	e	0.33	
Factor de cálculo	Y	1.8	
Factor de cálculo	Y ₀	1	

TABLA 15: RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA

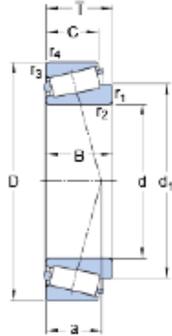
JH 415647/610

SKF Explorer

Series de dimensiones

H 415600

Dimensiones

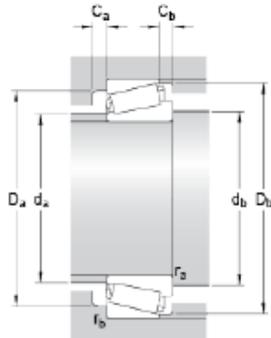


d	75	mm
D	145	mm
T	51	mm
d ₁	≈ 111	mm
B	51	mm
C	42	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 2.5	mm

Dimensions

a	35.728	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 89	mm
d _b	min. 88	mm
D _a	min. 123	mm
D _a	max. 134	mm
D _b	min. 139	mm
C _a	min. 9	mm
C _b	min. 9	mm
r _a	max. 3	mm
r _b	max. 2.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	380	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	450	kN
Carga límite de fatiga	P _u	51	kN
Velocidad de referencia		3600	r/min
Velocidad límite		4500	r/min
Factor de cálculo	e	0.37	
Factor de cálculo	Y	1.6	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

TABLA 16: ANILLOS DE EJE

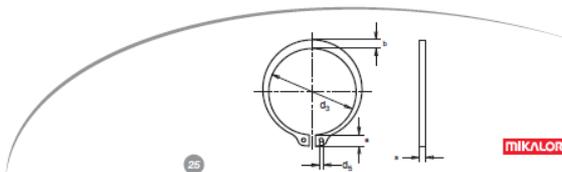
Anillo de Seguridad para Ejes DIN 471-E											
Diámetro nom.	Referencia DIN 471-E	s	a máx.	b=	d ₁	Recubrimiento	d ₂ min.	Envase	Embalaje		
3	01090013	0,4	-0,05	1,9	0,8	2,7	+0,04/-0,15	A	1	1000	64000
4	01090021	0,4	-0,05	2,2	0,9	3,7	+0,04/-0,15	F	1	5000	160000
5	01090030	0,6	-0,05	2,5	1,1	4,7	+0,04/-0,15	F	1	2500	160000
6	01090048	0,7	-0,05	2,7	1,3	5,6	+0,04/-0,15	F	1,2	2500	80000
7	01090056	0,8	-0,05	3,1	1,4	6,5	+0,06/-0,18	F	1,2	1500	48000
8	01090064	0,8	-0,05	3,2	1,5	7,4	+0,06/-0,18	F	1,2	4000	32000
9	01090072	1	-0,06	3,3	1,7	8,4	+0,06/-0,18	F	1,2	2000	32000
10	01090080	1	-0,06	3,3	1,8	9,3	+0,10/-0,36	F	1,2	1500	24000
11	01090098	1	-0,06	3,3	1,8	10,2	+0,10/-0,36	F	1,5	1500	12000
12	01090101	1	-0,06	3,3	1,8	11	+0,10/-0,36	F	1,5	1000	16000
13	01090128	1	-0,06	3,4	2	11,9	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	16000
14	01090136	1	-0,06	3,5	2,1	12,9	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
15	01090144	1	-0,06	3,6	2,2	13,8	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
16	01090152	1	-0,06	3,7	2,2	14,7	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
17	01090160	1	-0,06	3,8	2,3	15,7	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
18	01090178	1,2	-0,06	3,9	2,4	16,5	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
19	01090187	1,2	-0,06	3,9	2,5	17,5	+0,10/-0,36	F	2	1000	8000
20	01090195	1,2	-0,06	4	2,6	18,5	+0,13/-0,42	F	2	1000	8000
21	01090208	1,2	-0,06	4,1	2,7	19,5	+0,13/-0,42	F	2	1000	8000
22	01090216	1,2	-0,06	4,2	2,8	20,5	+0,13/-0,42	F	2	500	4000
24	01090232	1,2	-0,06	4,4	3	22,2	+0,21/-0,42	F	2	500	4000
25	01090240	1,2	-0,06	4,4	3	23,2	+0,21/-0,42	F	2	500	4000
26	01090258	1,2	-0,06	4,5	3,1	24,2	+0,21/-0,42	F	2	500	4000
27	0109048	1,2	-0,06	4,6	3,1	24,9	+0,21/-0,42	F	2	500	2000
28	01090267	1,5	-0,06	4,7	3,2	25,9	+0,21/-0,42	F	2	250	2000
29	01090275	1,5	-0,06	4,8	3,4	26,9	+0,21/-0,42	F	2	250	2000
30	01090283	1,5	-0,06	5	3,5	27,9	+0,21/-0,42	F	2	250	2000
32	01090304	1,5	-0,06	5,2	3,6	29,6	+0,21/-0,42	F	2,5	250	2000
33	01090873	1,5	-0,06	5,2	3,7	30,5	+0,25/-0,5	F	2,5	250	2000
34	01090312	1,5	-0,06	5,4	3,8	31,5	+0,25/-0,5	F	2,5	250	2000
35	01090320	1,5	-0,06	5,6	3,9	32,2	+0,25/-0,5	F	2,5	250	2000
36	01090338	1,75	-0,06	5,6	4	33,2	+0,25/-0,5	A	2,5	100	1600
38	01090347	1,75	-0,06	5,8	4,2	35,2	+0,25/-0,5	A	2,5	100	800
40	01090355	1,75	-0,06	6	4,4	36,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
42	01090363	1,75	-0,06	6,5	4,5	38,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	1600
44	01090881	1,75	-0,06	6,6	4,6	40,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
45	01090371	1,75	-0,06	6,7	4,7	41,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
46	01090857	1,75	-0,06	6,7	4,8	42,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
47	01090895	1,75	-0,06	6,8	4,9	43,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
48	01090380	1,75	-0,06	6,9	5	44,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
50	01090398	2	-0,07	6,9	5,1	45,8	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800

* Para medidas superiores a Ø200, consultar.

Anillo de Seguridad para Ejes DIN 471-E											
Diámetro nom.	Referencia DIN 471-E	s	a máx.	b=	d ₁	Recubrimiento	d ₂ min.	Envase	Embalaje		
52	01090400	2	-0,07	7	5,2	47,8	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
55	01090419	2	-0,07	7,2	5,4	50,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	800
56	01090427	2	-0,07	7,3	5,5	51,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
58	01090435	2	-0,07	7,3	5,6	53,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
60	01090443	2	-0,07	7,4	5,8	55,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	800
62	01090451	2	-0,07	7,5	6	57,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
63	01090460	2	-0,07	7,6	6,2	58,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
65	01090478	2,5	-0,07	7,8	6,5	60,8	+0,46/-1,1	A	3	75	300
68	01090486	2,5	-0,07	8	6,5	63,5	+0,46/-1,1	A	3	75	300
70	01090494	2,5	-0,07	8,1	6,6	65,5	+0,46/-1,1	A	3	75	300
72	01090507	2,5	-0,07	8,2	6,8	67,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
75	01090515	2,5	-0,07	8,4	7	70,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
78	01090521	2,5	-0,07	8,6	7,3	73,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
80	01090540	2,5	-0,07	8,6	7,4	74,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
82	01090558	2,5	-0,07	8,7	7,6	76,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
85	01090566	3	-0,07	8,7	7,8	79,5	+0,46/-1,1	A	3,5	50	400
90	01090582	3	-0,07	8,8	8,2	84,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	400
92	01090910	3	-0,08	9	8,4	89,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	800
95	01090590	3	-0,07	9,4	8,6	89,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	400
100	01090603	3	-0,07	9,6	9	94,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	400
105	01090611	4	-0,07	9,9	9,3	98	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
110	01090620	4	-0,07	10,1	9,6	103	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
115	01090639	4	-0,07	10,6	9,8	108	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
120	01090646	4	-0,07	11	10,2	113	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
125	01090654	4	-0,07	11,4	10,4	118	+0,54/-1,08	A	4	40	160
130	01090662	4	-0,07	11,6	10,7	123	+0,63/-1,26	A	4	40	160
135	01090670	4	-0,07	11,8	11	128	+0,63/-1,26	A	4	40	160
140	01090689	4	-0,07	12	11,2	133	+0,63/-1,26	A	4	40	160
145	01090697	4	-0,07	12,2	11,5	138	+0,63/-1,26	A	4	40	160
150	01090700	4	-0,07	13	11,8	142	+0,63/-1,26	A	4	40	160
160	01090726	4	-0,1	13,3	12,2	151	+0,63/-1,5	A	4	40	40
170	01090742	4	-0,1	13,5	12,9	160,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
175	01090750	4	-0,1	13,5	12,9	165,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
180	01090769	4	-0,1	14,2	13,5	170,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
185	01090777	4	-0,1	14,2	13,5	175,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
190	01090785	4	-0,1	14,2	14	180,5	+0,72/-1,7	A	4	40	40
195	01090793	4	-0,1	14,2	14	185,5	+0,72/-1,7	A	4	40	40
200	01090806	4	-0,1	14,2	14	190,5	+0,72/-1,7	A	4	40	40

Materiales:
 ACERO PARA MUELLES
 > ø49 HRc 47-54 (HV 470-580)
 > ø50 HRc 44-51 (HV 435-530)
Acabados:
 A = Acabado Antioxidante
 F = Fosfatado

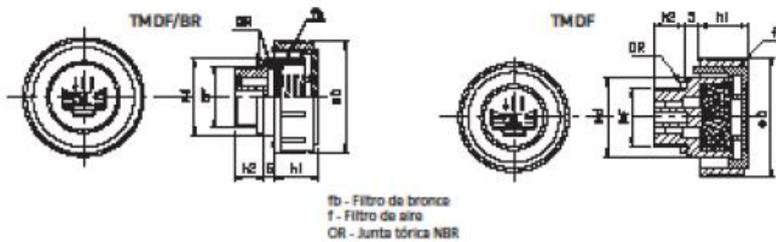
damesa



MIKALOR

TABLA 17: 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.

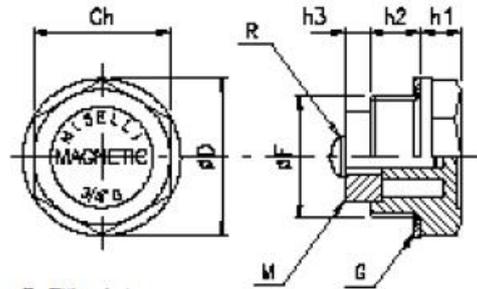
Estos tapones se caracterizan por permitir el paso de un gran volumen de aire y por tanto están recomendados para aplicaciones en centrales oleodinámicas o depósitos que contengan líquidos sujetos a rápidas variaciones de volumen, donde es necesaria una rápida salida y entrada de aire sin salida de aceite.

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 18: TAPÓN DE VACIADO

TM - DRAIN PLUGS WITH MAGNET (PLASTIC)



R- Fitting rivet
M - Magnet
G - Fiber gasket

-Thermoplastic hex plug with magnet

-The plug is fitted to the bottom of the transmission or tank to be used as drain plug; the magnet attract ferrous metal parts, preventing damage to gears and othe moving components

-Production colour black, marked MAGNETIC on the hex surface.

-Oil resistant asbestos-free seal

-In larger quantities, these plugs are available with threads other than those shown, ie M16-18-20-22

Code	F	Ch	D	h2	h1	h3
TM-14	G 1/4"	17	20	9	7	5
TM-38	G 3/8"	18	22	10	7,5	10
TM-12	G 1/2"	24	27	11	8	9
TM-34	G 3/4"	30	34	11	9	6,5
TM-1	G 1"	35	42	12	10,5	14
TM-1415	M14X15	17	20	9	7	5

TABLA 19: 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 poliámidica 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.



DOCUMENTO Nº 4

PLIEGO DE CONDICIONES



ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1.- INTRODUCCIÓN	7
2.- OBJETIVO	7
3.- DOCUMENTOS QUE DE COMPRENDEN EL PROYECTO	7
4.- DELIMITACIÓN GENERAL DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS	8
4.1.- <i>INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR</i>	8
4.2.- <i>FABRICANTE</i>	8
4.3.- <i>OBLIGACIONES GENERALES DEL FABRICANTE</i>	9
4.3.1.- <i>Verificación de los documentos del Proyecto</i>	9
4.3.2.- <i>Plan de higiene y seguridad</i>	9
4.3.3.- <i>Estudio en taller</i>	9
4.3.4.- <i>Trabajos no acordados anteriormente</i>	9
4.3.5.- <i>Interpretaciones, modificaciones de documentos y aclaraciones del Proyecto</i> ..	10
4.3.6.- <i>Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa</i>	10
4.4.- <i>PRESCRIPCIONES GENERALES ACERCA DE MATERIALES, TRABAJOS Y MEDIOS AUXILIARES</i>	10
4.4.1.- <i>Inicio del proceso de fabricación y ritmo de ejecución de los trabajos</i>	10
4.4.2.- <i>Orden de los trabajos</i>	11
4.4.3.- <i>Facilidades para otros contratistas</i>	11
4.4.4.- <i>Ampliación del proyecto por causas de fuerza mayor o imprevistos</i>	11
4.4.5.- <i>Prórroga por causa de fuerza mayor</i>	11
4.4.6.- <i>Responsabilidad de la dirección facultativa en el retraso de las tareas</i>	11
4.4.7.- <i>Condiciones generales de ejecución de los trabajos</i>	12
4.4.8.- <i>Trabajos defectuosos</i>	12

4.4.9.- Procedencia de los materiales y de los aparatos.....	12
4.4.10.- Materiales y aparatos defectuosos.....	13
5.- CONDICIONES ECONÓMICAS	13
5.1.- PRINCIPIO GENERAL.....	13
5.2.- FIANZAS.....	13
5.2.1.- Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza.....	13
5.2.2.- Devolución general.....	14
5.3.- PRECIOS.....	14
5.3.1.- Precio de la contratación.....	14
5.3.2.- Reclamación por precios.....	14
5.3.3.- Estandarización de los precios.....	14
5.3.4.- Revisión de los precios contratados.....	14
5.3.5.- Acopio de materiales.....	15
5.4.- VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.....	15
5.4.1.- Pagos.....	15
5.4.2.- Abonos de trabajo ejecutados durante el plazo de garantía.....	15
6.- CONDICIONES LEGALES	15
6.1.- RESCISIÓN DE CONTRATO.....	16
6.2.- MODIFICACIONES EN EL CONTRATO.....	17
7.- MATERIALES.....	17
7.1.- ENGRANAJES.....	17
7.2.- ÁRBOLES.....	18
7.3.- CONDICIONES DE EJECUCIÓN.....	18
7.3.1.- Eje de entrada.....	19



7.3.2.- Eje intermedio.....	20
7.3.3.- Eje de salida	21
7.3.4.- Piñón de la primera etapa	22
7.3.5.- Rueda de la primera etapa	22
7.3.6.- Piñón de la segunda etapa.....	23
7.3.7.- Rueda de la segunda etapa.....	24
7.3.8.- Carcasa.....	24
7.3.9.- Tapas de la carcasa	25
7.4.- CONTROL DE CALIDAD.....	25
7.4.1.- Control de calidad de los engranajes	25
7.4.2.- Control de calidad de los ejes.....	26
7.5.- PRUEBAS FINALES	26
7.6.- CONDICIONES DE EMBALAJE Y TRANSPORTE	27



1.- INTRODUCCIÓN

El siguiente documento establece las especificaciones técnicas, facultativas y legales que especifican las normas que se deben seguir para la perfecta ejecución del proyecto. Es de obligatorio cumplimiento sin posibilidades de modificación.

2.- OBJETIVO

El objetivo principal del pliego de condiciones es exponer de forma clara todas aquellas exigencias técnicas, legales y económicas que deben ser cumplidas en la realización 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 incumplimiento o modificación de alguna parte del proyecto sin consulta y aprobación previa.

3.- DOCUMENTOS QUE DE COMPRENDEN EL PROYECTO

El reductor de velocidad desarrollado en este proyecto está comprendido por los siguientes documentos:

- Memoria descriptiva. Será el documento con prioridad sobre el resto en caso de duda por lo que respecta a la elección de materiales.
- Planos. Será el documento con prioridad sobre el resto en caso de duda por lo que respecta al dimensionado de los distintos elementos.
- Pliego de condiciones. Será el documento con prioridad sobre el resto en caso de duda por lo que respecta a la normativa y calidad del proyecto.
- Presupuesto. Será el documento con prioridad sobre el resto en caso de duda por lo que respecta a la financiación del proyecto.

4.- DELIMITACIÓN GENERAL DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS

4.1.- INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR

- Escribir las modificaciones correspondientes al proyecto que sean necesarias.
- Supervisar el proceso de fabricación con tal de resolver aquellas dudas que sean susceptibles de aparecer para la solución mecánica adecuada.
- Gestionar la intervención de otros técnicos durante la fabricación.
- Ratificar las diferentes certificaciones, liquidación final y asesorías del promotor.
- Programar el control económico y cualitativo.
- Dirigir la ejecución material del proyecto.
- Ejecutar la verificación de los materiales y sus características.

4.2.- FABRICANTE

Organizar las intervenciones propias de los subcontratistas.

Acordar con el promotor las fechas provisionales y definitivas de recepción.

Salvaguardar el libro de órdenes y seguimiento.

Aprovisionar con anterioridad de los materiales necesarios al ingeniero técnico director.

Estructurar los diferentes trabajos, realizando los planos de fabricación necesarios.

Verificar la verosimilitud de todos los elementos constructivos y declinar aquellas que no cumplan con garantías la normativa vigente.

4.3.- OBLIGACIONES GENERALES DEL FABRICANTE

4.3.1.- Verificación de los documentos del Proyecto

Previamente al inicio de la fabricación, el contratista verificará por escrito que con los documentos facilitados es totalmente consciente de entender el proyecto completo o en ese caso, se solicitarán aclaraciones.

4.3.2.- Plan de higiene y seguridad

Se deberá realizar un plan de higiene y seguridad para asegurar las correctas condiciones de trabajo. Este plan deberá ser habilitado por el ingeniero técnico director.

4.3.3.- Estudio en taller

El constructor deberá habilitar una oficina con un escritorio para realizar la consulta de los diferentes documentos. Para ello, deberán estar a la disposición del contratista:

- Reglamento de higiene y seguridad.
- Plan de higiene y seguridad.
- Proyecto de ejecución en su totalidad.
- Libro de órdenes y asistencias.

4.3.4.- Trabajos no acordados anteriormente

Cómo obligación de la contratación se da por descontado la correcta fabricación, incluso aún cuando no se encuentre concretamente especificado en la documentación del proyecto, siendo, por supuesto, en la dirección indicada por el ingeniero técnico dentro de las posibilidades habilitadas para cada tipo de fabricación.

En caso de que en el pliego de condiciones particulares no se encontrara expresamente especificado, se dará por supuesto que se necesita una reforma del proyecto con expreso consentimiento de la propiedad, toda aquella desviación referente a un precio específico superior al 25% o en caso del total del proyecto, a un valor superior al 15%.

4.3.5.- Interpretaciones, modificaciones de los documentos y aclaraciones del Proyecto

En caso de tener que realizarse una modificación o una aclaración en los conceptos del pliego de condiciones, deberá ser transmitido de forma escrita al contratista, teniendo el mismo obligación de devolver la documentación original, acreditada con su firma, que figurará en el pie de todas las instrucciones o indicaciones que reciba del ingeniero técnico director.

Ante cualquier tipo de duda, el contratista podrá necesitar, según sus atribuciones, las indicaciones pertinentes para la correcta ejecución del proyecto.

4.3.6.- Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa

Si existe algún tipo de queja o reclamación acerca de las indicaciones de la dirección facultativa, se realizarán a través del ingeniero técnico director.

Se aceptarán, bajo ningún concepto, reclamaciones de carácter técnico contra el ingeniero técnico director, pudiendo el contratista, mediante una exposición razonada limitar su contestación al acuse de recibo.

4.4.- PRESCRIPCIONES GENERALES ACERCA DE MATERIALES, TRABAJOS Y MEDIOS AUXILIARES

4.4.1.- Inicio del proceso de fabricación y ritmo de ejecución de los trabajos

El inicio de los trabajo comenzará según lo especificado en el pliego de condiciones particular, cumpliendo con las fechas acordadas, estando la ejecución total dentro de los plazos exigidos en el pliego de condiciones.

El tiempo máximo de aviso al ingeniero técnico director deberá ser de 7 días previos al inicio de la ejecución material.

4.4.2.- Orden de los trabajos

Salvo casos excepcionales, el orden en los que realizar los trabajos formará parte de la responsabilidad del contratista.

4.4.3.- Facilidades para otros contratistas

De acuerdo con la dirección facultativa, el contratista general deberá facilitar la realización de los trabajos a los demás contratistas intervinientes en la fabricación. En caso de diferencias entre ambos contratistas, será la dirección facultativa quién decidirá.

4.4.4.- Ampliación del proyecto por causas de fuerza mayor o imprevistos

En caso de necesidad de ampliación del proyecto, no se suspenderán los trabajos, sino que se continuará con la ejecución del mismo con las premisas dadas por el ingeniero técnico director.

4.4.5.- Prórroga por causa de fuerza mayor

Si por causas ajenas al contratista fuese imposible iniciar las tareas, tener que suspender las actividades o fuese imposible terminarlas en los plazos fijados previamente, se otorgará una prórroga para el cumplimiento de la contrata previa aceptación por parte del ingeniero técnico director. Es de necesario cumplimiento la entrega por parte del fabricante de un escrito dirigido al ingeniero técnico director alegando las causas del retraso.

4.4.6.- Responsabilidad de la dirección facultativa en el retraso de las tareas

No se aceptará como excusa de no cumplimiento de los plazos preestablecidos, la carencia de planos u órdenes de la dirección facultativa.

4.4.7.- Condiciones generales de ejecución de los trabajos

Absolutamente la realización de todos los trabajos se hará siguiendo lo acordado en el proyecto. Las modificaciones de este que previamente se hayan aprobado y a las órdenes e instrucciones que bajo su responsabilidad y por escrito se entreguen al ingeniero técnico director, encontrándose dentro de los marcos establecidos en los presupuestos y condiciones de los artículos anteriores.

4.4.8.- Trabajos defectuosos

Las responsabilidades del contratista deben ser emplear aquellos materiales especificados para la fabricación y la adecuación de todos y cada uno de los trabajos de acuerdo a lo especificado. Es por ello, que hasta que se produzca la recepción final del elemento en cuestión, es el responsable de la ejecución de los trabajos y de los defectos que puedan existir por mala ejecución o pobre calidad de los materiales.

Del mismo modo, no estará exonerado de la responsabilidad que compete al ingeniero técnico director aún teniendo en cuenta las certificaciones parciales en el proceso de la fabricación. Como consecuencia de lo anteriormente explicado, cuando el ingeniero técnico director señale defectos o correcciones en los trabajos ejecutados, o que la calidad de los materiales no reúne las condiciones necesarias para la correcta realización del trabajo, ya sea una vez finalizados los mismos o durante la fabricación, podrá solicitar la repetición de las partes defectuosas, de acuerdo a lo contratado, a expensas de la contrata.

4.4.9.- Procedencia de los materiales y de los aparatos

Tanto la procedencia de los aparatos de medida y de trabajo, como la de los materiales, no supondrá traba alguna para el contratista a no ser que se encuentre especificado en el pliego de condiciones.

Asimismo, es responsabilidad del contratista proporcionar al ingeniero técnico director una lista con la procedencia e idoneidad de los materiales a utilizados y de los aparatos.

4.4.10.- Materiales y aparatos defectuosos

Si los materiales o aparatos proporcionados no cumplen con las exigencias prometidas, el ingeniero técnico director dará orden al fabricante de sustituirlo por otros que sí cumplan con las especificaciones requeridas.

5.- CONDICIONES ECONÓMICAS

5.1.- PRINCIPIO GENERAL

Todo aquel personal que intervenga en el proceso de fabricación, tendrá derecho a una cantidad como prima por la correcta actuación ciñéndose a las condiciones que se han establecido.

El contratista, la propiedad o, en su caso, los técnicos, podrán exigir de las dos partes garantías para el cumplimiento puntual de la obligación de pago.

5.2.- FIANZAS

El contratista presentará una fianza con alguno de los siguientes procedimientos:

- Mediante una retención en las certificaciones parciales o en los pagos.
- Con un depósito previo en metálico o en valores por un importe entre el 3% y el 10% del precio total de la contrata.

5.2.1.- Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza

En caso de que el fabricante no quisiera realizar las actividades necesarias para la construcción con las condiciones acordadas, el representante del propietario, en este caso, el ingeniero técnico director, podrá encargarlo a otra persona, realizarlo por administración. En este caso, se abonará una cantidad con la fianza depositada siempre y cuando la fianza no superase los gastos de las unidades de fabricación.

5.2.2.- Devolución general

Si se diese el caso de devolución, la fianza se retornará al fabricante sin que se hayan superado los 25 días hábiles una vez se encuentren todos los materiales necesarios.

5.3.- PRECIOS

5.3.1.- Precio de la contratación

Este término está referido al importe total de la fabricación del reductor, es decir, el precio de toda la ejecución material sumado al porcentaje correspondiente al beneficio del contratista. Este valor se establecerá en un 20%.

5.3.2.- Reclamación por precios

Queda estrictamente especificado, que si antes de la firma del contrato por parte del fabricante, no hubiese realizado una reclamación en base a los precios, está será rechazada sin siquiera una observación.

5.3.3.- Estandarización de los precios

Los precios estarán aplicados, como norma general, en el pliego de condiciones técnicas y si no resultará suficientemente específico, en el pliego general de condiciones particulares.

5.3.4.- Revisión de los precios contratados

Los precios no serán revisables en el caso de que un aumento no sea mayor que el 5% del total de presupuesto expuesto en el contrato. En el caso contrario, Se llevará a cabo una revisión mediante los métodos especificados en el pliego de condiciones.

No se encontrarán dentro de este marco aquellos precios, cuya unidad haya quedado fuera de plazo.

5.3.5.- Acopio de materiales

El acopio de todos los materiales demandados por escrito por parte de la propiedad, serán responsabilidad del contratista. No obstante, debido a que el importe es abonado por el propietario, el fabricante realizará la tarea de su mantenimiento.

5.4.- VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.

5.4.1.- Pagos

El propietario será quien cumpliendo con las fechas estipuladas abone el importe correspondiente a las actividades realizadas por el ingeniero técnico director.

5.4.2.- Abonos de trabajo ejecutados durante el plazo de garantía

Si hubiesen existido plazos de garantía, la forma de proceder será la siguiente:

- Si los trabajos han sido realizados para la reparación necesaria de desperfectos propios del trabajo, se abonarán los precios necesarios previa valoración.
- En caso de aparición de desperfectos provocados por malas prácticas durante el proceso de fabricación o baja calidad de los materiales, será el fabricante quién deba correr con estos gastos.
- En la situación en que trabajos que figuren en el proyecto, y sin ninguna causa justificada hayan sido realizados por el contratista, será exigida su realización dentro del plazo establecido. En caso contrario, se realizarán igualmente pero abonando una cantidad inferior penalizada con una cantidad del 2% por cada 7 días hábiles de retraso.

6.- CONDICIONES LEGALES

Todas las partes, es decir, tanto el contratista como el propietario, designarán un representante legal y cuatro ingenieros técnicos colegidos, entre los cuales se encontrará el director de la fabricación.

La responsabilidad exigida al contratista es la ejecución de los trabajos incluidos tanto en el proyecto como en el contrato. Entre dichas responsabilidades figura la necesidad de realizar una anotación de todas las ejecuciones mal realizadas aunque estas hayan sido ya liquidadas por parte del propietario.

En caso de la existencia de accidentes por mala praxis o mal uso, será el fabricante que asuma el coste de las indemnizaciones que correspondan independientemente del lugar de trabajo.

En caso de que el accidente ocurriese a los operarios durante la correcta ejecución de los trabajos dispuestas en el pliego de condiciones, el contratista estará obligado a acogerse a la legalidad vigente y haciendo frente los gastos derivados del accidente. Esto es debido a que según especifica en el contrato inicial, en los abonos por parte del propietario se incluye una parte destinada a este tipo de percances.

El fabricante deberá tener a su disposición las copias de todos los documentos que formen parte del proyecto, siendo estos presupuestos, pliego de condiciones y demás documentos que deberán estar autorizados con una firma del ingeniero técnico directos.

6.1.- RESCISIÓN DE CONTRATO

El contratista podrá acogerse a la rescisión de contrato siempre que cumpla alguna de las siguientes premisas:

- Quiebra de la empresa contratista. En este caso, el contratista debe acreditar con la documentación pertinente la incapacidad para poder avanzar en la realización del proyecto debido a la quiebra de la empresa.
- Muerte del contratista. El fallecimiento del contratista conllevará la rotura del contrato siempre y cuando no se trate de una contrata con más socios implicados, en cuyo caso serán estos los que asumirán el cumplimiento del acuerdo, sin ninguna posibilidad de rescisión del mismo.

6.2.- MODIFICACIONES EN EL CONTRATO.

Las condiciones para las modificaciones en el contrato son:

- La variación de cuestiones fundamentales del proyecto que mediante un estudio del ingeniero técnico director, certifiquen la necesidad de estas modificaciones, siempre y cuando estas superen el 25% del coste de alguna de las partes del proyecto.
- Las unidades de obra podrán ser modificadas siempre y cuando exista la necesidad ineludible y certificada por parte del ingeniero técnico director, en el momento en que el coste de estas supere el 25% del coste.
- La imposibilidad de comenzar los trabajos por parte de la contrata estipulado en las condiciones particulares del proyecto.
- El incumplimiento del contrato con malas realizaciones de las tareas que conlleve un mal resultado final.
- No se haya conseguida finalizar la ejecución en el tiempo especificado en el pliego de condiciones.
- El abandono de la fabricación sin ninguna causa.

7.- MATERIALES

A continuación se especificará el material utilizado para la fabricación de cada elemento.

7.1.- ENGRANAJES

El material empleado en la fabricación de los engranajes será un acero aleado, templado y revenido denominado 34NiCrMo16. Sus características son las siguientes:

- Resistencia a rotura $S_u = 1230 - 1420$ MPa
- Resistencia a fluencia $S_y = 1030$ MPa
- Dureza superficial = HB 352

7.2.- ÁRBOLES

Los tres árboles serán fabricados con el mismo material. El material elegido para su fabricación es un acero F-1252 de la norma UNE. Este es un acero normalizado a 900°C. Sus características son las siguientes:

- $S_u = 950 \text{ MPa}$
- $S_y = 560 \text{ MPa}$
- Alargamiento 19%
- Dureza superficial HB 277
- Módulo de Young (E) = $2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
- Módulo de elasticidad transversal (G) = $8.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

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 y dureza superficial.

7.3.- CONDICIONES DE EJECUCIÓN

En este apartado se va a especificar cada uno de los procesos que se van a realizar a las piezas que necesitarán de ser mecanizadas para su posterior inclusión en el reductor. Entre los mismos se encuentran las especificaciones técnicas de los materiales, la maquinaria necesaria y los equipos para su posterior verificación.

Cabe aclarar, que todos los procesos que posteriormente se van a especificar están pensados para máquinas de control numérico, ya que suponen muchas ventajas:

- El tiempo de posicionado de pieza será menor por parte del operario.
- Mayor precisión.
- Mayor control sobre las velocidades y avances de la maquinaria.

7.3.1.- Eje de entrada

7.3.1.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 45$ mm y una longitud de 450 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante puntos.
- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
- e. Cilindrado de acabo en las caras de los diferentes diámetros.
- f. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
- g. Ranurado para las arandelas elásticas.
- h. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
- i. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
- j. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.
- k. Tratamiento térmico.

7.3.2.- Eje intermedio

7.3.2.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 60$ mm y una longitud de 325 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante puntos.
- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
- e. Cilindrado de acabo en las caras de los diferentes diámetros.
- f. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
- g. Ranurado para las arandelas elásticas.
- h. Desbaste y acabado de la zona del chavetero.
- i. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
- j. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.
- k. Tratamiento térmico.

7.3.3.- Eje de salida

7.3.3.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 100$ mm y una longitud de 500 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante puntos.
- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
- e. Cilindrado de acabo en las caras de los diferentes diámetros.
- f. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
- g. Ranurado para las arandelas elásticas.
- h. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
- i. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
- j. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.
- k. Tratamiento térmico.

7.3.4.- Piñón de la primera etapa

7.3.4.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 75$ mm y una longitud de 60 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante garras.
- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
- e. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
- f. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
- g. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
- h. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

7.3.5.- Rueda de la primera etapa

7.3.5.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 230$ mm y una longitud de 60 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante garras.

- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
- e. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
- f. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
- g. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
- h. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

7.3.6.- Piñón de la segunda etapa

7.3.6.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 100$ mm y una longitud de 85 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante garras.
- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
- e. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
- f. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
- g. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
- h. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

7.3.7.- Rueda de la segunda etapa

7.3.7.1.- Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 350$ mm y una longitud de 85 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

- a. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
- b. Sujeción en el torno mediante garras.
- c. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
- d. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
- e. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
- f. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
- g. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
- h. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

7.3.8.- Carcasa

7.3.8.1.- Material.

El material empleado para la carcasa será fundición gris FG 25.

7.3.8.2.- Proceso de fabricación y conformado.

En este caso, el proceso de fabricación de la carcasa se realizará mediante colada en molde de arena silíceo. El molde será un molde seco que permita mayor velocidad de enfriamiento una menor penetración de la humedad.

Durante el proceso de conformado se deben facilitar canales para evitar la salida de gases que no debiliten ni deformen la pieza, ya que estos gases se producen mediante el enfriamiento después de la colada.

Es indispensable que el tamaño de la granulometría sea el óptimo y su distribución adecuada, para conseguir una mayor permeabilidad en las carcasas.

Una vez enfriadas las carcasas y limpiadas, se procederá a realizar los taladros en las zonas indicadas para poder unir ambas carcasas y encerrar dentro los elementos necesarios.

7.3.9.- Tapas de la carcasa

7.3.9.1.- Material

El material empleado en las tapas será el mismo que se utiliza en la carcasa, fundición gris FG 25.

7.3.9.2.- Proceso de fabricación y conformado.

Los pasos a seguir serán los siguientes:

- a. Colada
- b. Mecanizado mediante fresa de las zonas exteriores en contacto con la carcasa.
- c. Mecanizado mediante fresa de aquellos orificios donde posteriormente se coloquen los retenes.
- d. Taladrado en el centro de mecanizado de los calados para la sujeción mediante tornillería.
- e. Soplado y limpiado de la pieza.

7.4.- CONTROL DE CALIDAD

7.4.1.- Control de calidad de los engranajes

Las partes que deberán ser verificadas para asegurar que las piezas son las correctas para el perfecto funcionamiento del mecanismo son:

- Numero de dientes
- Paso entre dientes
- Dirección de los flancos
- Diámetro primitivo
- Dimensiones de los chaveteros

Las mediciones se realizarán del siguiente modo:

- La verificación del paso se utilizará un medidor de paso estándar.
- El número de dientes se realizará mediante una comprobación visual.
- La dirección de los flancos se obtendrá mediante aparatos de verificación envolventes.
- Las dimensiones de los chaveteros se realizaran mediante calibre teniendo en cuenta siempre las tolerancias.

7.4.2.- Control de calidad de los ejes.

Las partes que deberán ser verificadas para asegurar que las piezas son las correctas para el perfecto funcionamiento del mecanismo son:

- Diámetros de los ejes, realizando la medida mediante calibre asegurando la correcta tolerancia de los mismos para el ajuste.
- Correcta medición de los radios en los cambios de sección para apoyo de los rodamientos, siendo estos verificados mediante plantillas de radios.

7.5.- PRUEBAS FINALES

Con el fin de verificar que el conjunto funciona correctamente, verificaremos el reductor realizando un montaje completo, comprobando exhaustivamente los diferentes componentes. Se comprobará que no tiene holguras indeseadas. Una vez realizado el proceso de verificación final se procederá al envío del conjunto.



7.6.- CONDICIONES DE EMBALAJE Y TRANSPORTE

Para garantizar la seguridad de las piezas en el transporte se empaquetaran por separado, de esta forma en caso de golpeo a un embalaje, solo podríamos en peligro la calidad de una única pieza.





DOCUMENTO Nº 5

PRESUPUESTO DEL PROYECTO



ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.- INTRODUCCIÓN	5
2.- ENGRANAJES	5
2.1.- <i>PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA</i>	5
2.1.1.- <i>Material</i>	5
2.1.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	5
2.1.3.- <i>Coste del piñón de la primera etapa</i>	6
2.2.- <i>RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA</i>	6
2.2.1.- <i>Material</i>	6
2.2.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	6
2.2.3.- <i>Coste de la rueda de la primera etapa</i>	7
2.3.- <i>PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA</i>	7
2.3.1.- <i>Material</i>	7
2.3.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	7
2.3.3.- <i>Coste del piñón de la segunda etapa</i>	8
2.4.- <i>RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA</i>	8
2.4.1.- <i>Material</i>	8
2.4.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	8
2.4.3.- <i>Coste de la rueda de la segunda etapa</i>	9
3.- EJES	9
3.1.- <i>EJE DE ENTRADA</i>	9
3.1.1.- <i>Material</i>	9

3.1.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	9
3.1.3.- <i>Coste del eje de entrada</i>	10
3.2.- <i>EJE INTERMEDIO</i>	10
3.2.1.- <i>Material</i>	10
3.2.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	10
3.2.3.- <i>Coste del eje intermedio</i>	11
3.3.- <i>EJE DE SALIDA</i>	11
3.3.1.- <i>Material</i>	11
3.3.2.- <i>Proceso de mecanizado</i>	11
3.3.3.- <i>Coste del eje de salida</i>	12
4.- CARCASA	12
4.1.- <i>MATERIAL</i>	12
4.2.- <i>PROCESO DE CONFORMADO</i>	12
4.3.- <i>PROCESO DE MECANIZADO</i>	13
4.4.- <i>COSTE CARCASA</i>	13
5.- TAPAS	13
5.1.- <i>MATERIAL</i>	13
5.2.- <i>PROCESO DE MECANIZADO</i>	14
6.- ELEMENTOS NORMALIZADOS	14
7.- COSTE NETO DEL PRODUCTO	15
8.- COSTE DEL PRODUCTO	15

1.- INTRODUCCIÓN

Para la realización del presupuesto del reductor de velocidad, se ha realizado un cálculo por separado de cada uno de los componentes que lo forman y los costes de la ejecución material y el personal que en ha participado.

2.- ENGRANAJES

2.1.- PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

2.1.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 34 NiCrMo16	3.55	3.32	11.79 €

2.1.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.4	10
Fresado	30	0.3	9
Taladrado	12	0.1	1.2
Mecanizado dientes	38	0.6	22.8
Rectificado	18	0.15	2.7
Tratamiento térmico	1.75	0.55	0.96
		Total	46.66 €

2.1.3.- Coste del piñón de la primera etapa

	Coste (€)
Material	11.79
Conformado	46.66
Total	58.45 €

2.2.- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

2.2.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 34 NiCrMo16	3.55	23.15	82.22 €

2.2.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.85	21.25
Fresado	30	0.42	12.6
Taladrado	12	0.18	2.16
Mecanizado dientes	38	0.75	28.5
Rectificado	18	0.15	2.7
Tratamiento térmico	1.75	0.55	0.96
		Total	68.17 €

2.2.3.- Coste de la rueda de la primera etapa

	Coste (€)
Material	82.22
Conformado	68.17
Total	150.39 €

2.3.- PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA

2.3.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 34 NiCrMo16	3.55	8.2	29.11 €

2.3.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.45	11.25
Fresado	30	0.35	10.5
Taladrado	12	0.15	1.8
Mecanizado dientes	38	0.65	24.7
Rectificado	18	0.15	2.7
Tratamiento térmico	1.75	0.55	0.96
		Total	51.91 €

2.3.3.- Coste del piñón de la segunda etapa

	Coste (€)
Material	29.11
Conformado	51.91
Total	81.02 €

2.4.- RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA

2.4.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 34 NiCrMo16	3.55	34.78	123.46 €

2.4.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.90	22.5
Fresado	30	0.48	14.4
Taladrado	12	0.25	3
Mecanizado dientes	38	0.80	30.4
Rectificado	18	0.15	2.7
Tratamiento térmico	1.75	0.55	0.96
		Total	73.96 €

2.4.3.- Coste de la rueda de la segunda etapa

	Coste (€)
Material	123.46
Conformado	73.96
Total	197.42 €

3.- EJES

El presupuesto de los ejes será el siguiente:

3.1.- EJE DE ENTRADA

3.1.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 4140/F-1252	2.75	4.15	11.41 €

3.1.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.7	17.5
Ranurado	30	0.15	4.5
Fresado	35	0.20	7
Rectificado	12	0.3	3.6
Tratamiento térmico	1.62	0.45	0.73
		Total	33.33 €

3.1.3.- Coste del eje de entrada

	Coste (€)
Material	11.41
Conformado	33.33
Total	44.74 €

3.2.- EJE INTERMEDIO

3.2.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 4140/F-1252	2.75	6.2	17.05 €

3.2.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.85	21.25
Ranurado	30	0.22	6.6
Fresado	35	0.26	9.1
Rectificado	12	0.40	4.8
Tratamiento térmico	1.62	0.55	0.89
		Total	42.64 €

3.2.3.- Coste del eje intermedio

	Coste (€)
Material	17.05
Conformado	42.64
Total	59.69 €

3.3.- EJE DE SALIDA

3.3.1.- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Acero 4140/F-1252	2.75	12.35	33.96 €

3.3.2.- Proceso de mecanizado

Está incluido en el coste el precio de la mano de obra.

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Torneado	25	0.95	23.75
Ranurado	30	0.30	9
Fresado	35	0.35	12.25
Rectificado	12	0.5	6
Tratamiento térmico	1.62	0.6	0.97
		Total	51.97 €

3.3.3.- Coste del eje de salida

	Coste (€)
Material	33.96
Conformado	51.97
Total	85.93 €

4.- CARCASA

4.1.- MATERIAL

Material	Coste (€/Kg)	Kilos (Kg)	Total (€)
Fundición Gris FG 25	1.12	75	84 €

4.2.- PROCESO DE CONFORMADO

Operación	Coste (€/ud.)
Fabricación del molde	2350
Desmoldado y desbarbado	70
	2420 €

4.3.- PROCESO DE MECANIZADO

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Fresado	30	2	60
Taladrado	12	1.2	14.4
Roscado	5.25	0.4	2.1
		Total	76.5 €

4.4.- COSTE CARCASA

	Coste (€/ud.)
Material	84
Conformado	2420
Mecanizado	76.5
2580.5 €	

5.- TAPAS

5.1.- MATERIAL

Material	Coste (€/h)	Kilos (Kg)	Total (€)
Fundición Gris FG 25	1.08	2.15	2.32 €

5.2.- PROCESO DE MECANIZADO

Operación	Coste(€/h)	Horas	Total (€)
Moldeo y desbarbado	98	1	98
Fresado	30	3	90
Taladrado	15	0.55	8.25
Roscado	5.35	0.35	1.87
		Total	198.12 €

6.- ELEMENTOS NORMALIZADOS

Designación	Referencia	Precio Ud.	Ud.	Total (€)
Rodamiento	30307 R	39.61	2	79.22
Rodamiento	JM 205149/110 A	52.35	2	104.7
Rodamiento	JH 415647/610	81.85	2	163.7
Anillo de seguridad	1090355	0.24	1	0.24
Anillo de seguridad	1090566	0.33	1	0.33
Chaveta	40x8x10	1.35	2	2.7
Chaveta	60x9x14	1.75	2	3.5
Chaveta	90x12x20	2.45	2	4.9
Casquillo	D35 L12.6	0.56	1	0.56
Casquillo	D50 L7	0.85	1	0.85
Casquillo	D50 L19	1.15	1	1.15
Casquillo	D75 L5	1.05	1	1.05
Tornillo Allen	M10	0.17	4	0.68
Tornillo Allen	M12	0.2	4	0.8
Tornillo	M8	0.12	30	3.6
Tuerca	M8	0.13	30	3.9
Argolla	M20	3.15	1	3.15
Arandela	M8	0.08	30	2.4
Tapón llenado	487016000	2.3	1	2.3
Tapón vaciado	TM-1415	1.75	1	1.75
Visor aceite	482116000	0.95	1	0.95
Aceite	VG-680	2.12	25 litros	53
Pintura		5.20	5 litros	26
			Total	461.43€

7.- COSTE NETO DEL PRODUCTO

Elemento	Coste (€/h)
Piñón primera etapa	58.45 €
Rueda primera etapa	150.39 €
Piñón segunda etapa	81.02 €
Rueda segunda etapa	197.42 €
Eje de entrada	44.74 €
Eje intermedio	59.69 €
Eje de salida	85.93 €
Carcasa	2580.50 €
Tapa	198.12 €
Componentes normalizados	461.43 €
Total	3917.72 €

8.- COSTE DEL PRODUCTO

Concepto	Precio (€)
Coste neto del producto	3917.72 €
Beneficio industrial 20%	783.54 €
Honorarios proyectista 5%	195.87 €
Gastos generales 15%	587.66 €
Subtotal	5486.79
I.V.A. 21%	1152.23
Total	6639.02 €



DOCUMENTO Nº 6

BIBLIOGRAFÍA DEL PROYECTO





- Grado en Ingeniería Mecánica: Diseño de máquinas II. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- Tur Valiente, Manuel; Pedrosa Sánchez, Ana. Grado en Ingeniería Mecánica: Diseño de máquinas I. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- González Contreras, Francisco; Meseguer Calas. Planificación de procesos y control numérico. Valencia: Editorial Politècnica de València, 2014.
- Jvinall, Robert C. Fundamentals of machine component design. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 2012.
- Empresas:
 - o SKF. (s.f.) <http://www.skf.com>
 - o Mikalor. (s.f.) <http://www.mikalor.com>

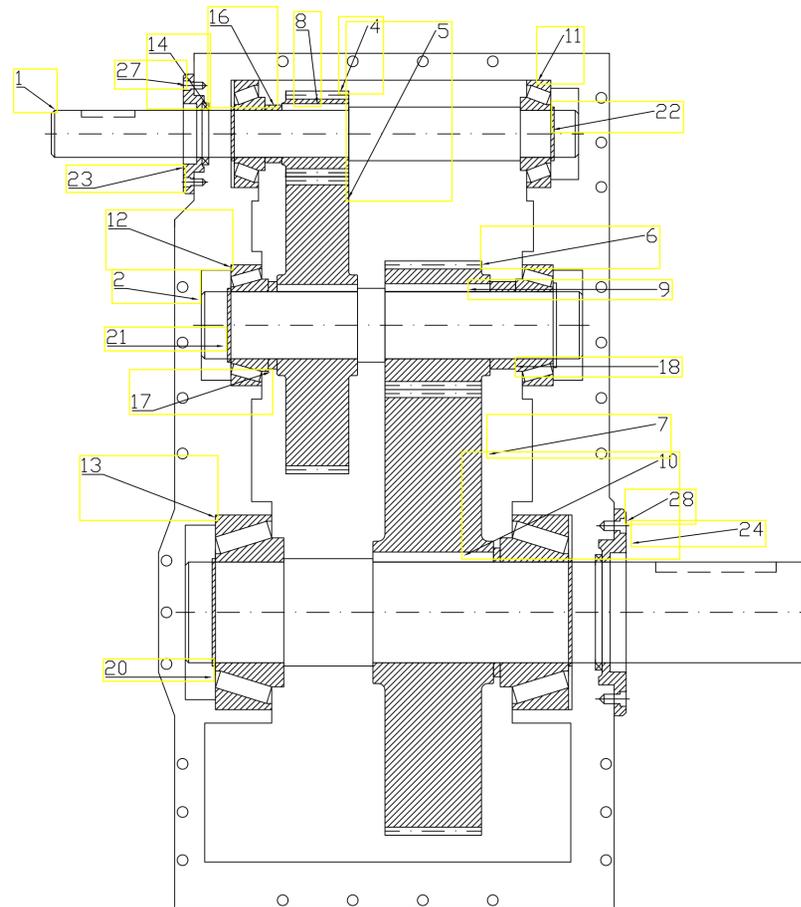
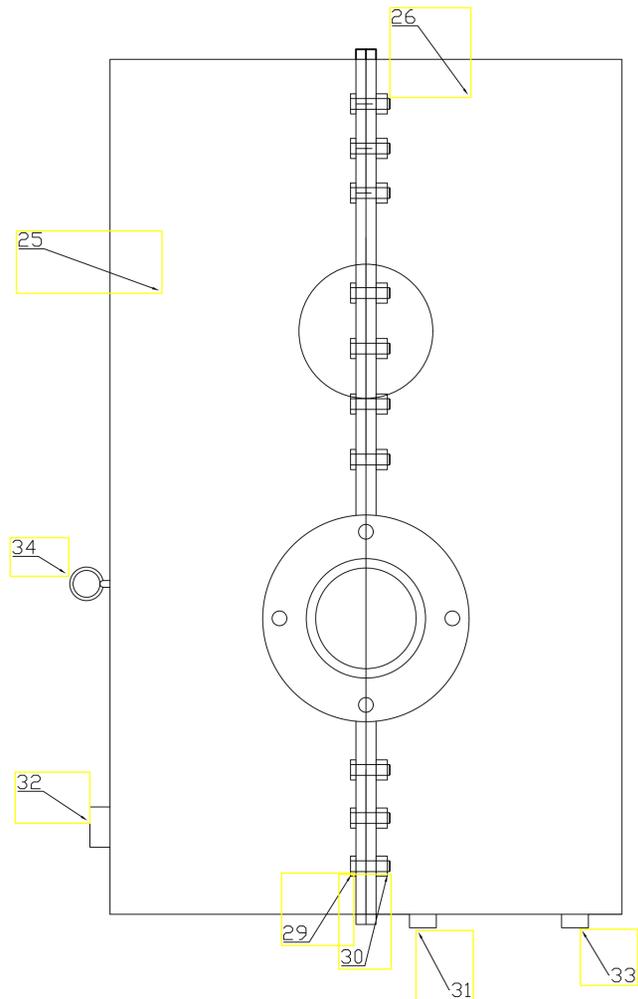




DOCUMENTO Nº 7

PLANOS





34	Argolla M 20	1
33	Tapón Vaciado TM-1415	2
32	Tapón Llenado 48701600	1
31	Nivel Aceite 482116000	1

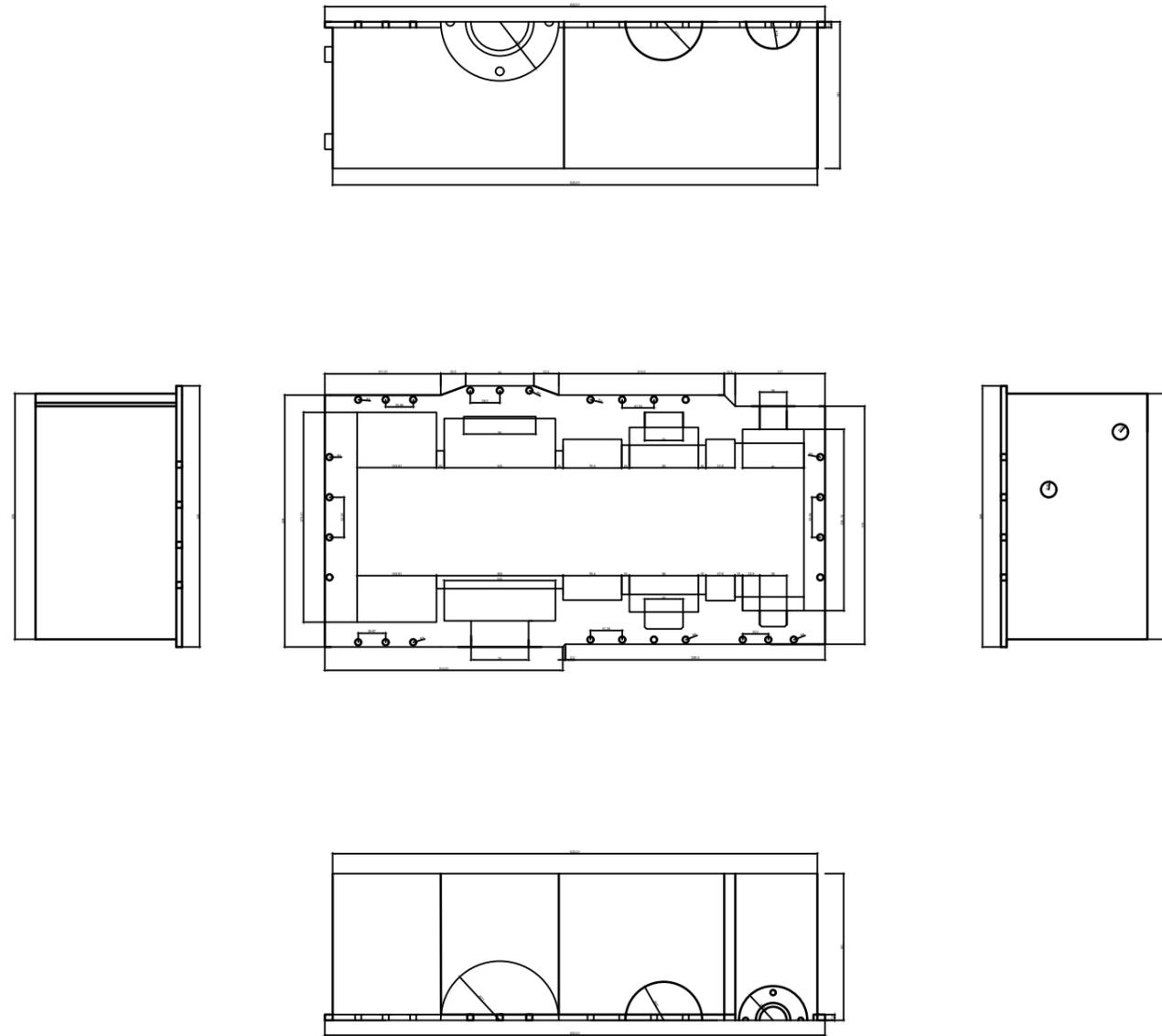
30	Tuerca M8	1	15	Sello Radial 70X5	1
29	Tornillo M8X25	1	14	Sello Radial 30X5	1
28	Tornillo Allen Salida	1	13	Rodamiento JH 415647	1
27	Tornillo Allen Entrada	1	12	Rodamiento JM 205149	1
26	Carter	1	11	Rodamiento 30307 R	1
25	Tapa Superior	2	10	Chaveta Eje Salida	1
24	Tapa Eje Salida	1	9	Chaveta Eje Intermedio	1
23	Tapa Eje Entrada	1	8	Chaveta Eje Entrada	1
22	Anillo de Seguridad-35	1	7	Rueda Segunda Etapa	1
21	Anillo de Seguridad-50	1	6	Piñón Segunda Etapa	1
20	Anillo de Seguridad-75	1	5	Rueda Primera Etapa	1
19	Casquillo Dint 75 L 5	2	4	Piñón Primera Etapa	1
18	Casquillo Dint 50 L 19	1	3	Eje Salida	1
17	Casquillo Dint 50 L7	1	2	Eje Intermedio	1
16	Casquillo Dint 35 L12.5	1	1	Eje Entrada	1
Ref.	NOMBRE	CANTIDAD	Ref.	NOMBRE	CANTIDAD

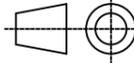
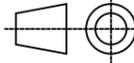
CAD	Nombre	Fecha
Proyectado	E. Huerga	17-07-18
Revisado	E. Huerga	
Aceptado	J.E. Tarancón	
Escala		
1:1		

Universidad Politécnica Valencia
Escuela Técnica Superior
de Ingeniería del Diseño

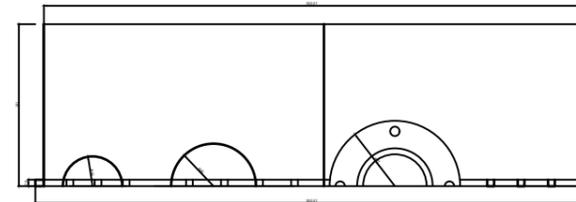
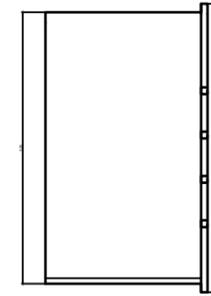
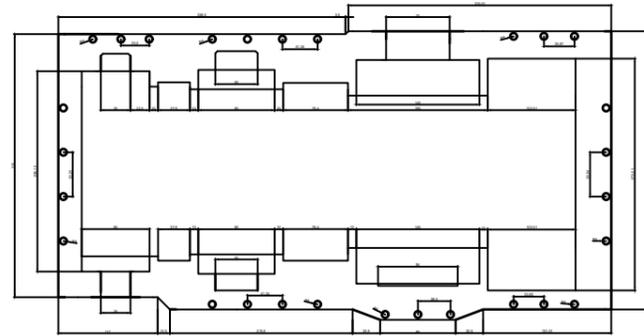
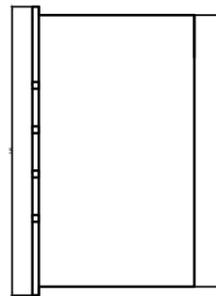
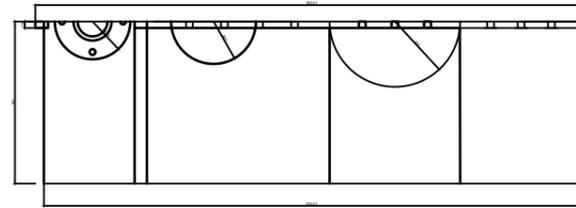
Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES

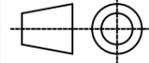


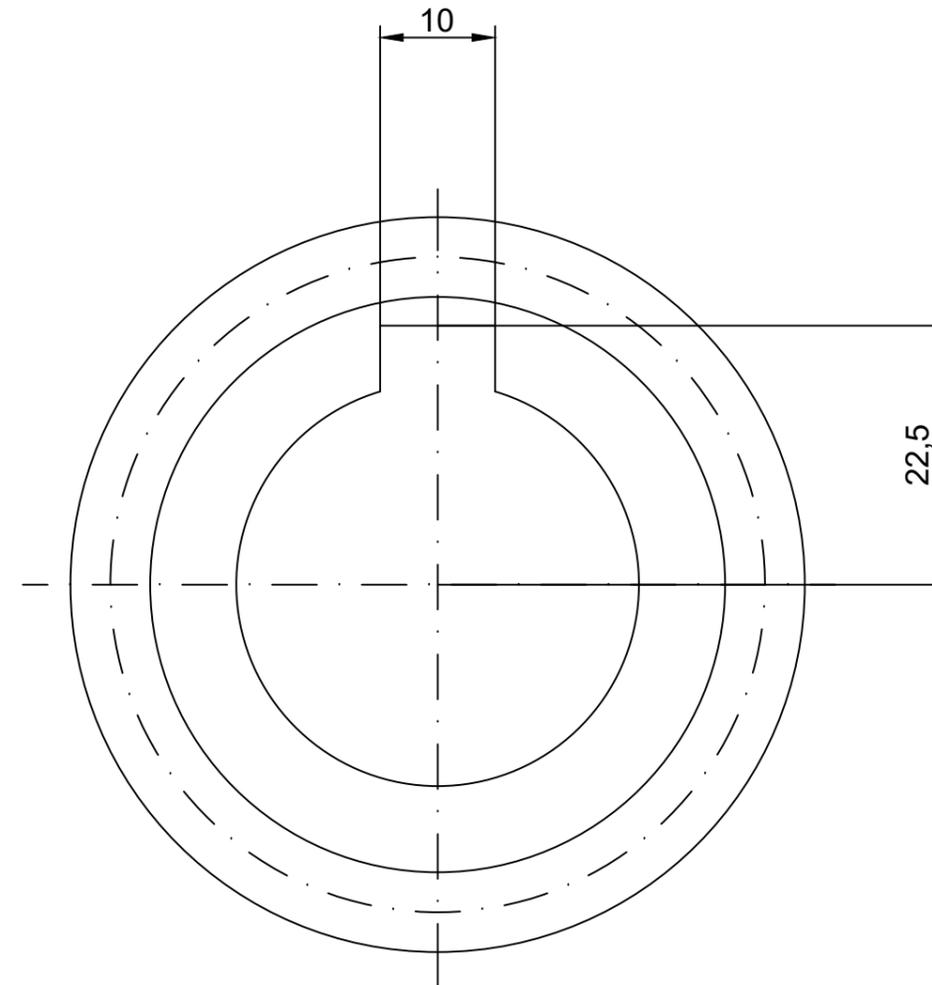
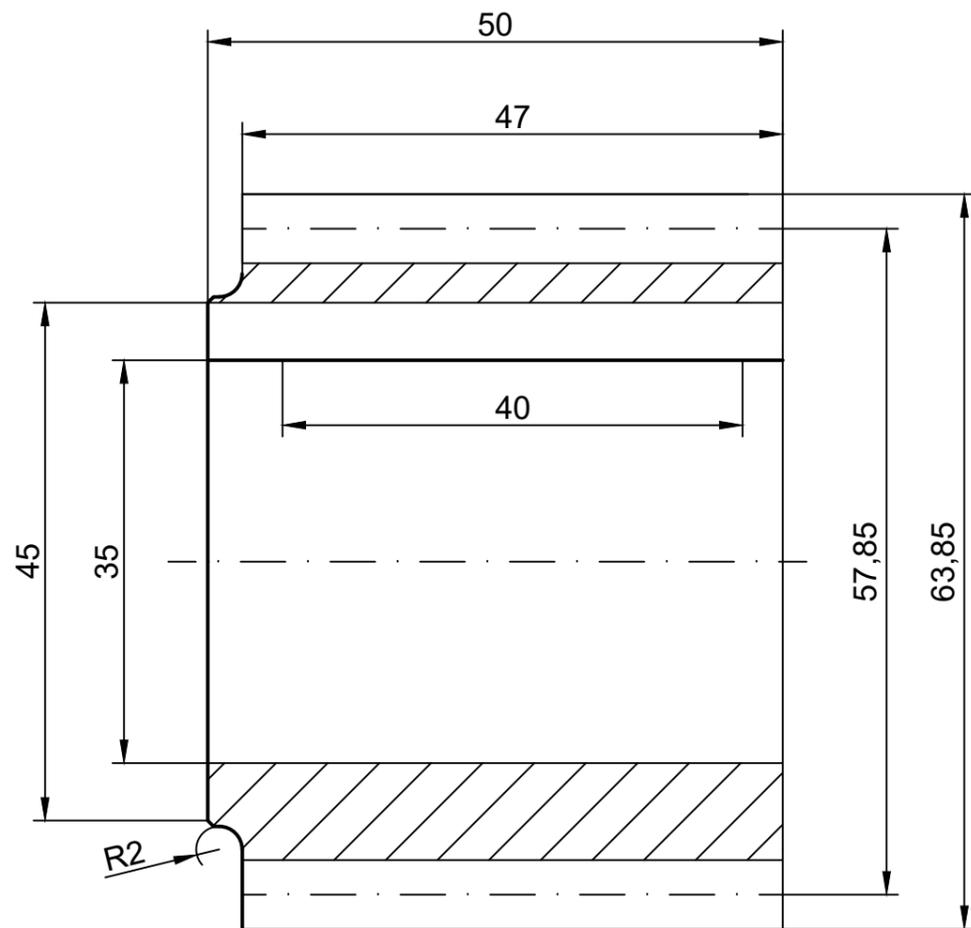


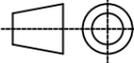
Plano:			CARTER	TRAT. TÉRMICO
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E.Huerga			
Aceptado	J.E. Tarancón			
Escala	1:1		Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES	

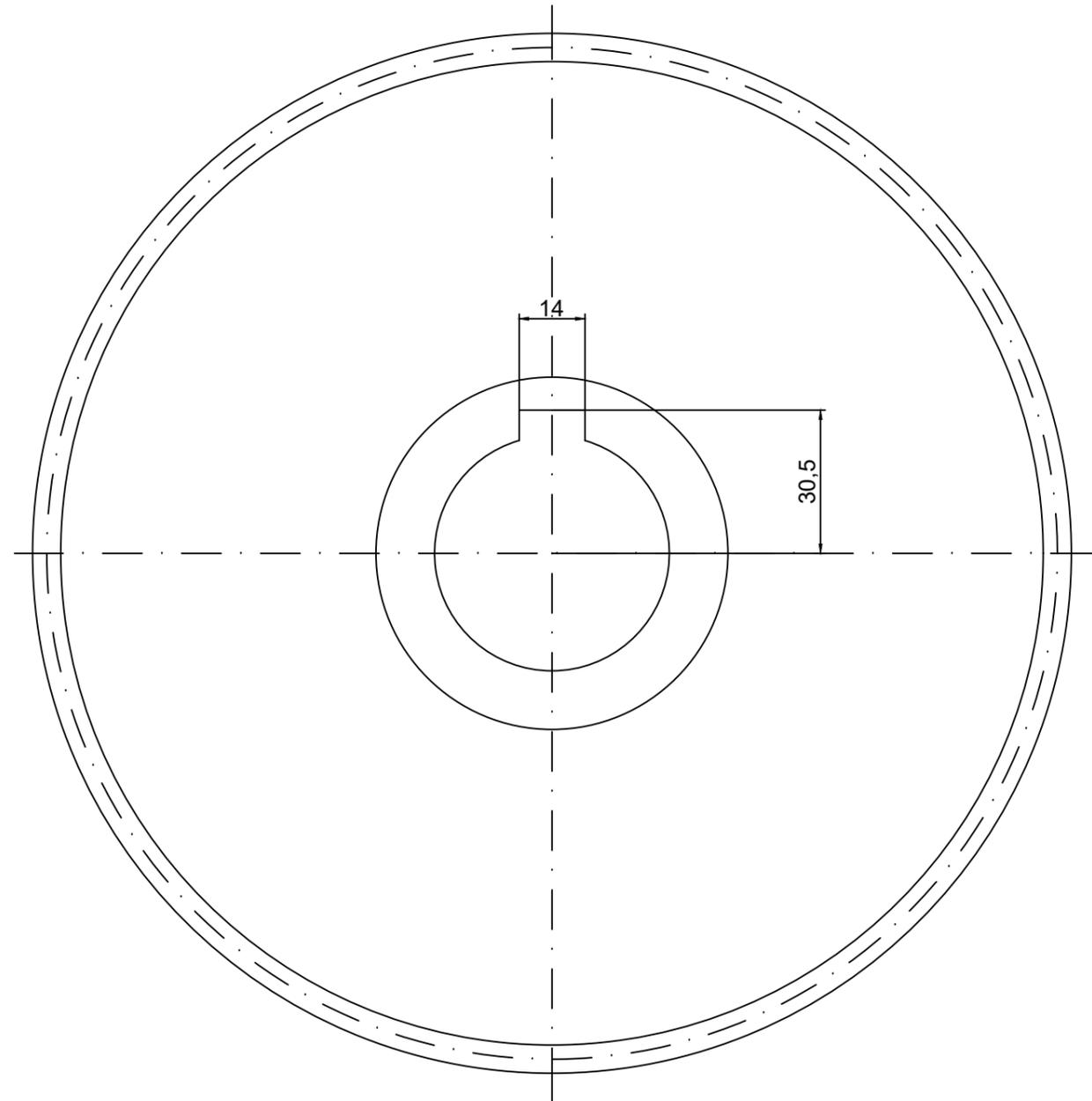
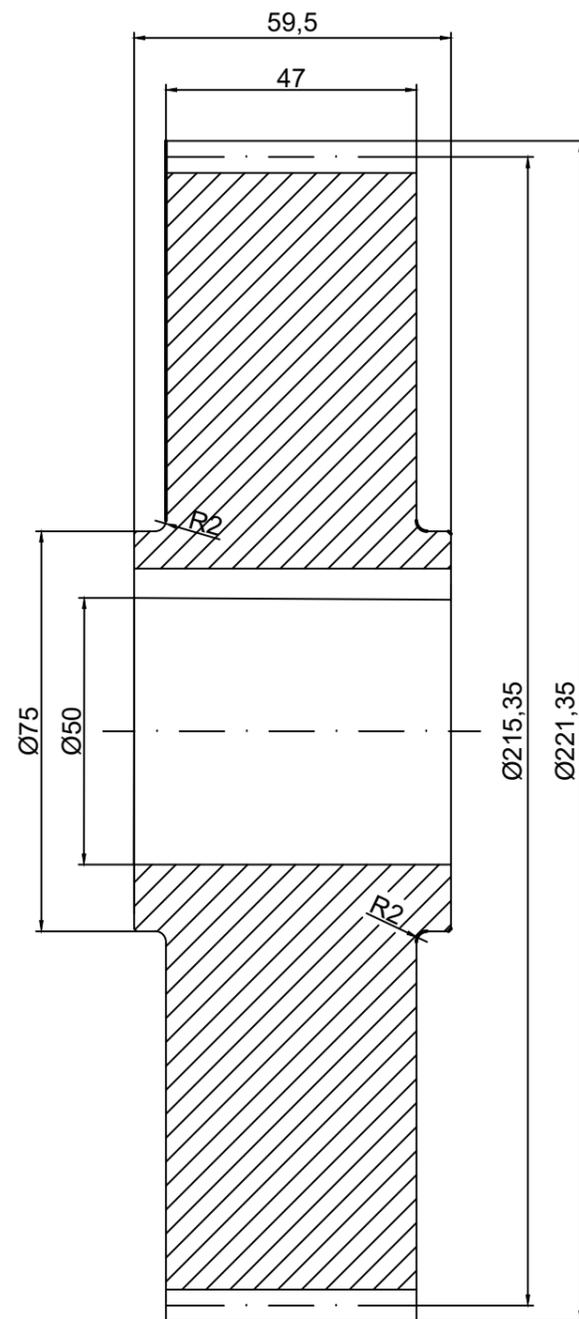


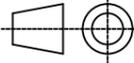


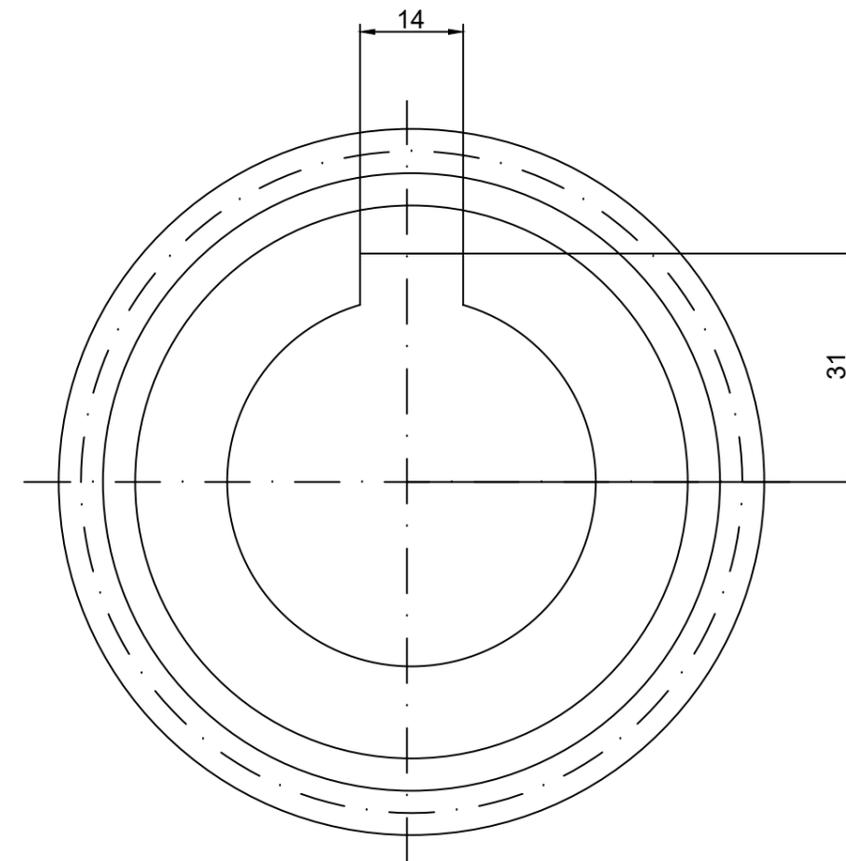
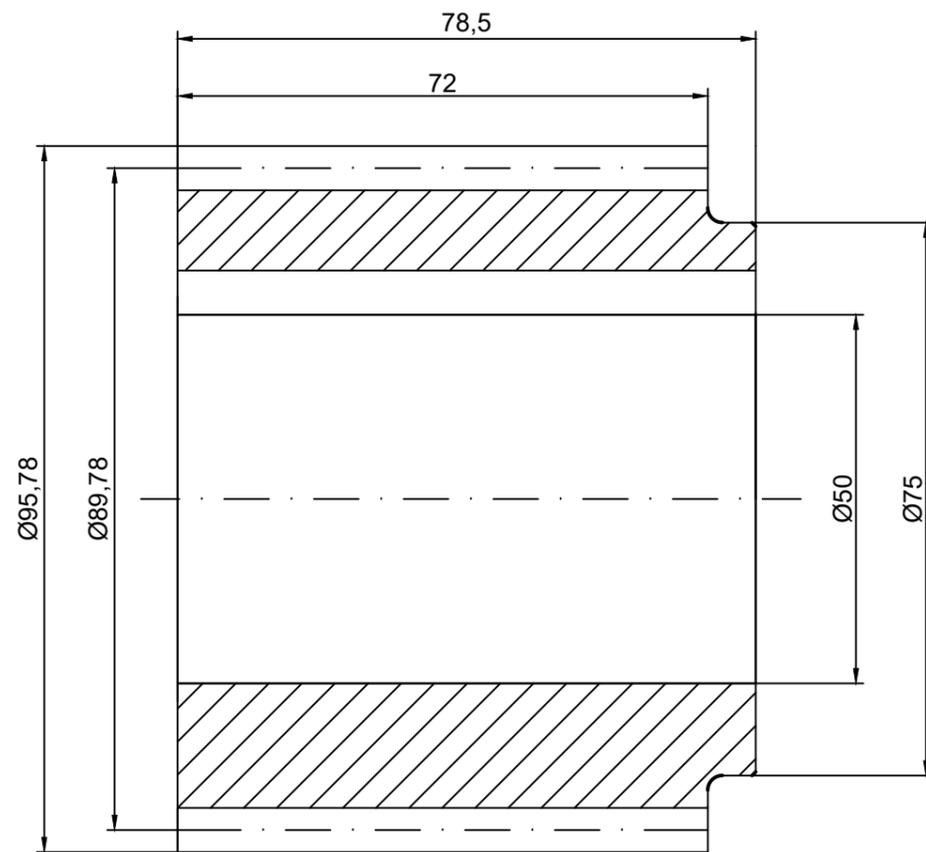
Plano:			TAPA SUPERIOR	TRAT. TÉRMICO
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E.Huerga			
Aceptado	J.E. Tarancón			
Escala	Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES			
1:1				



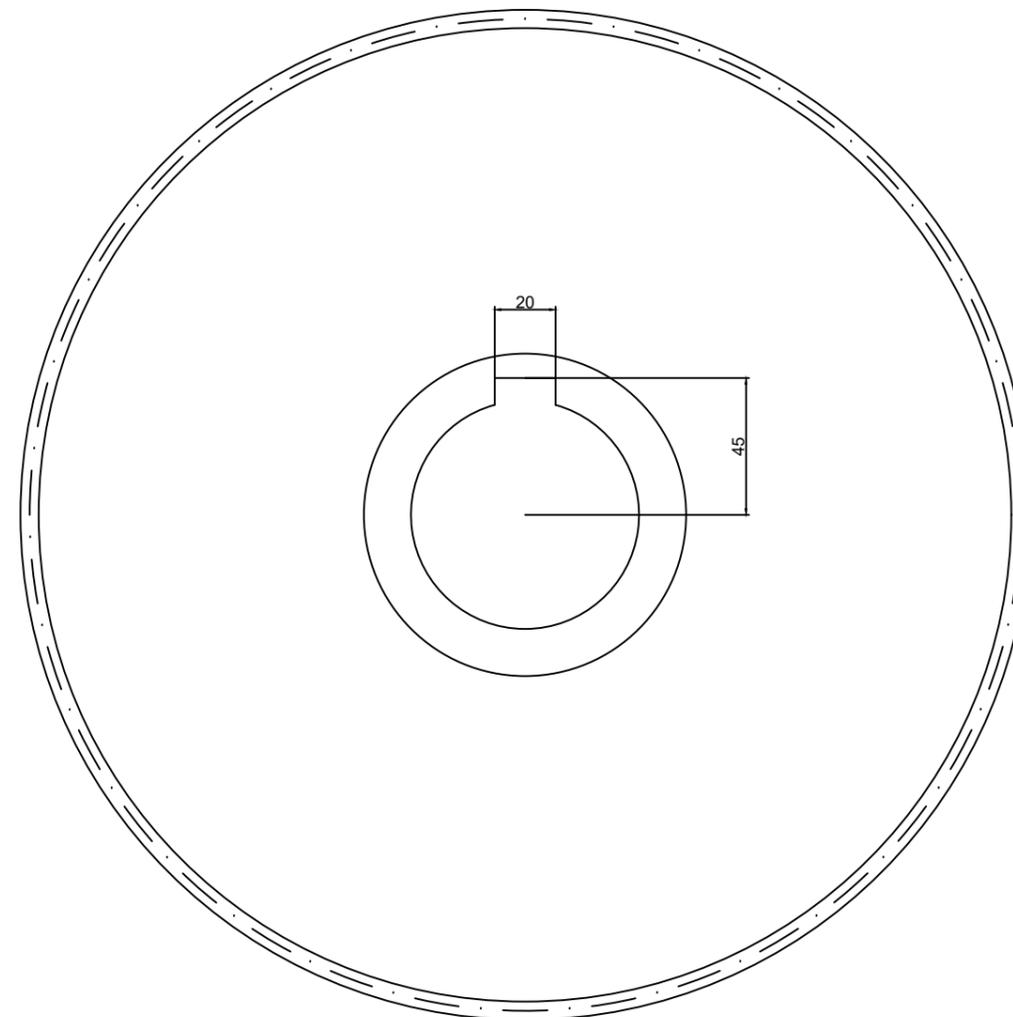
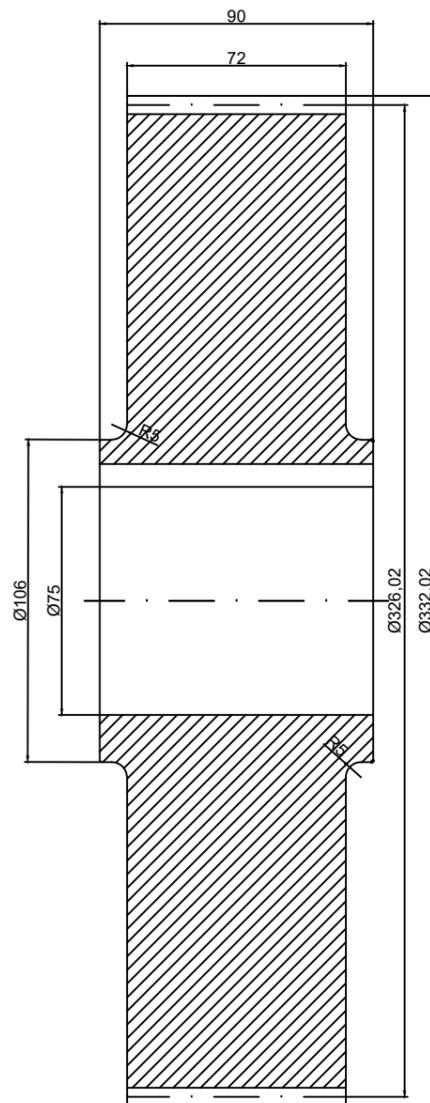
Plano:			PIÑÓN 1ª ETAPA		
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño		
Proyectado	E.Huerga	17-07-18			
Revisado	E. Huerga				
Aceptado	J.E. Taracón				
Escala	Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES				
1:1					

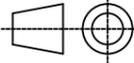


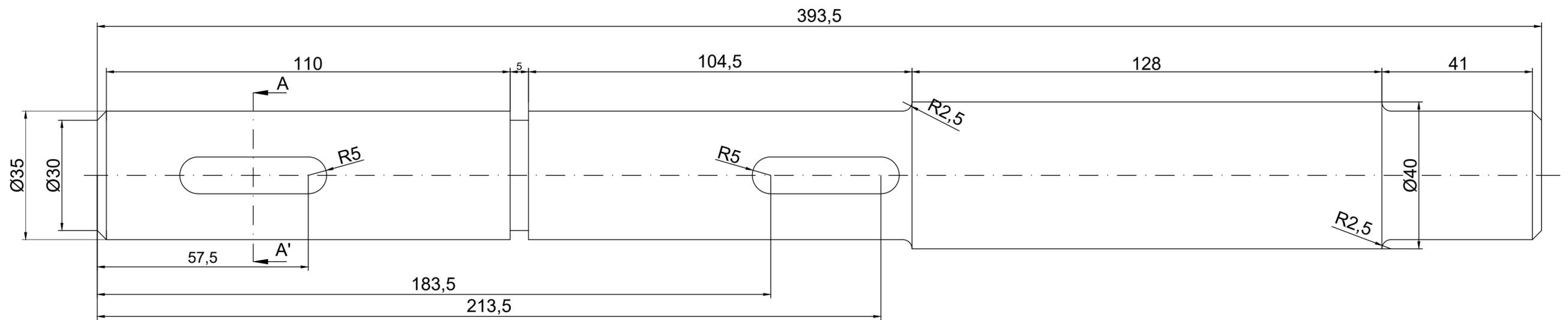
Plano:			RUEDA 1ª ETAPA	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E. Huerga			
Aceptado	J.E. Taracón			
Escala	1:1		Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES	



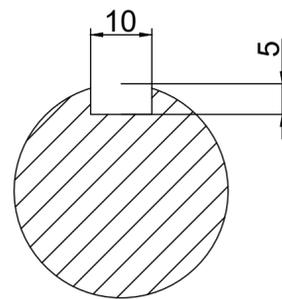
Plano:			PIÑÓN 2ª ETAPA	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E. Huerga			
Aceptado	J.E. Taracón			
Escala	Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES			
1:1				



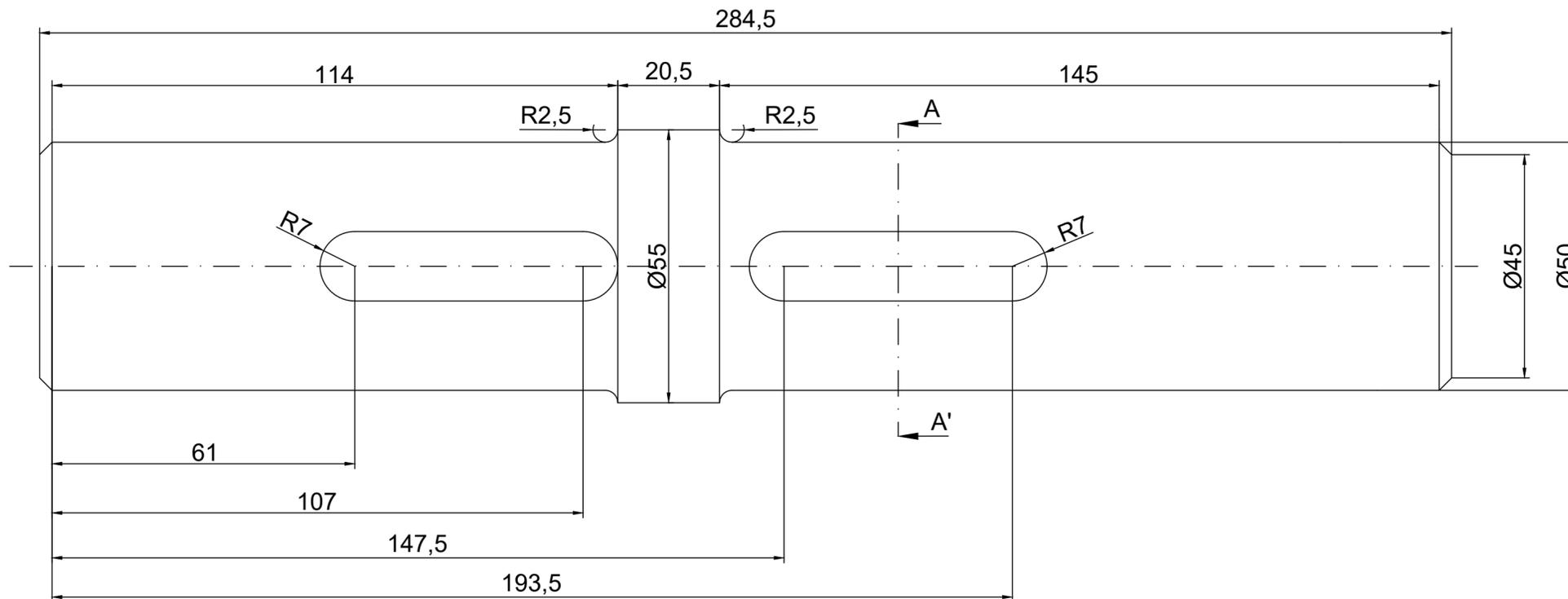
Plano:			RUEDA 2ª ETAPA	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E. Huerga			
Aceptado	J.E. Taracón			
Escala			Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES	
1:1				



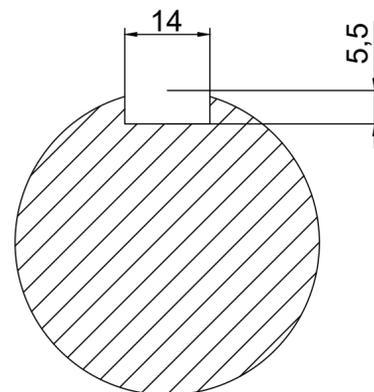
A - A'

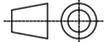


Plano:			EJE DE ENTRADA	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E.Huerga			
Aceptado	J.E. Tarancón			
Escala	2:1			

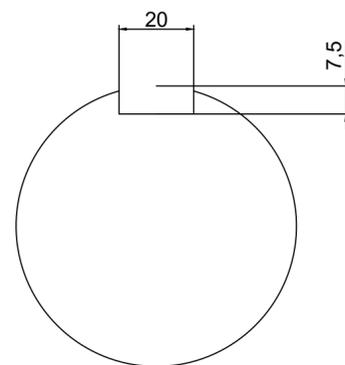
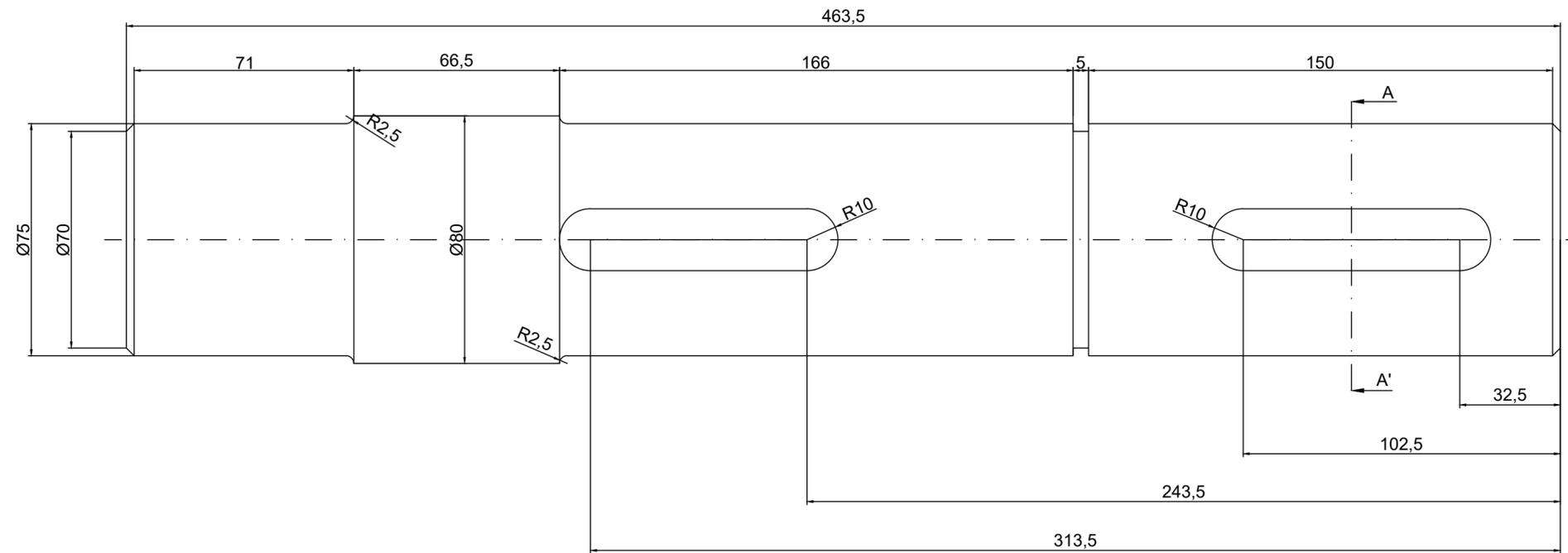


A - A'

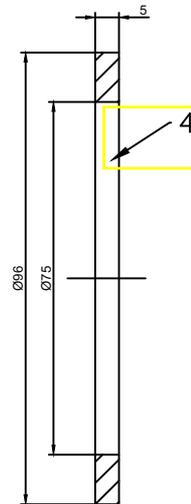
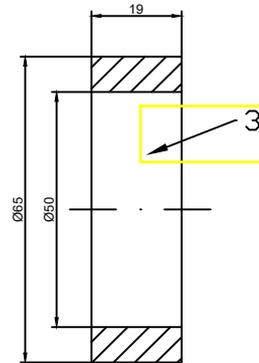
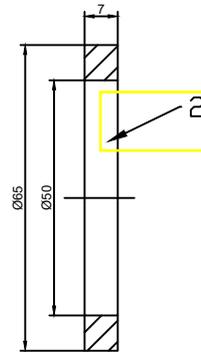
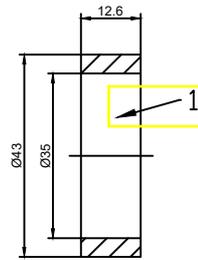


Plano:			EJE INTERMEDIO	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E.Huerga			
Aceptado	J.E. Tarancón			
Escala	2:1			

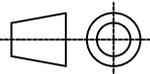


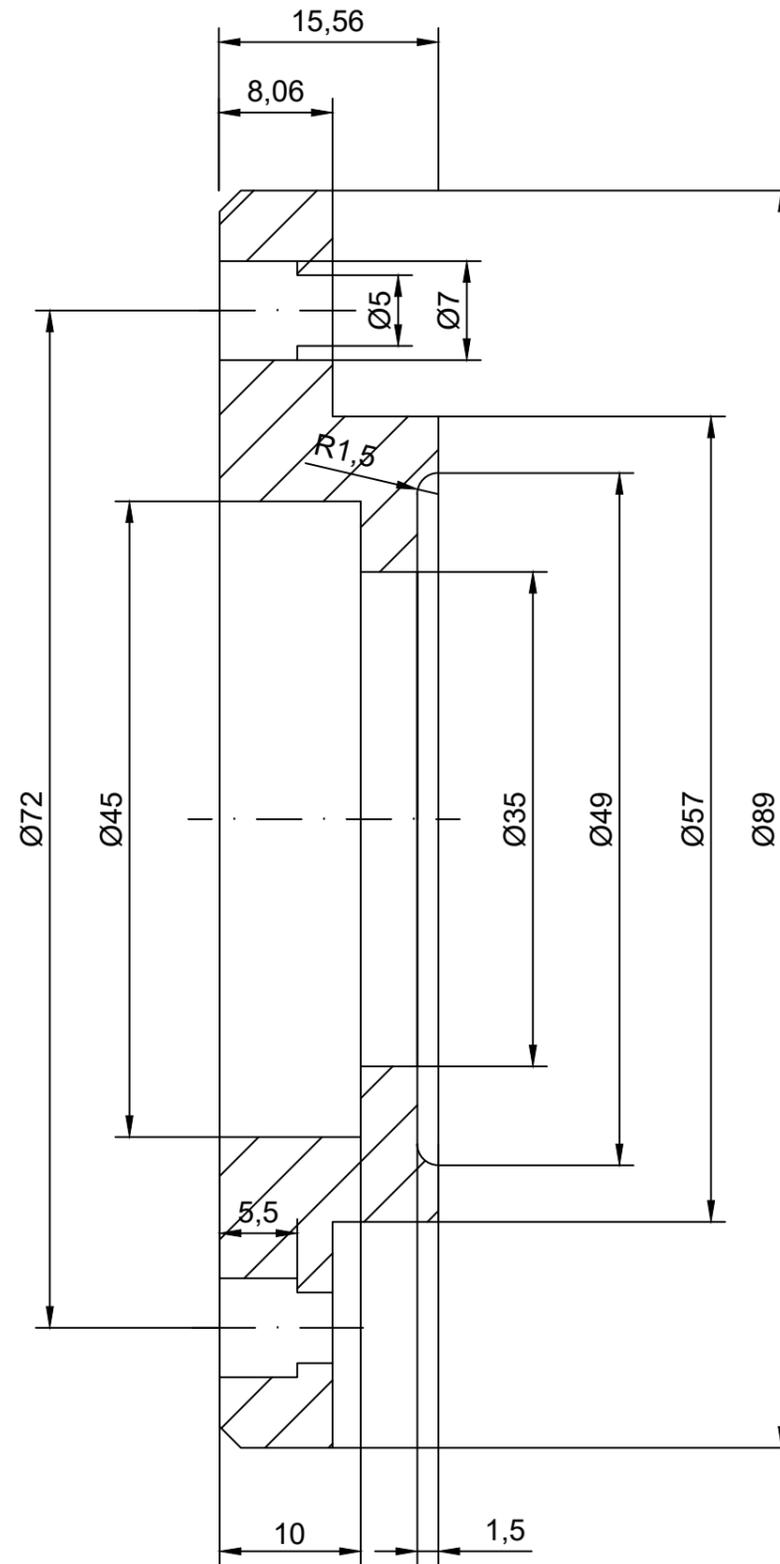


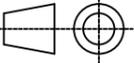
Plano:			EJE DE SALIDA	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E.Huerga	17-07-18		
Revisado	E.Huerga			
Aceptado	J.E. Tarancón			
Escala	2:1			



4	1	F-1140	Casquillo Eje Salida	
3	1	F-1140	Casquillo Eje Intermedio derecho	
2	1	F-1140	Casquillo Eje Intermedio izquierdo	
1	1	F-1140	Casquillo Eje Entrada	

CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
Proyectado	E. Huerga	17-07-18		
Revisado	E. Huerga			
Aceptado	J.E. Tarancón			
Escala		Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES		
1:1				



Plano:		TAPA EJE DE ENTRADA	
CAD	Nombre	Fecha	Universidad Politécnica Valencia Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Proyectado	E. Huerga	DD-MM-14	
Revisado	E. Huerga		
Aceptado	J.E. Tarancón		
Escala	Indice	Proyecto: REDUCTOR DE VELOCIDADES	
1:1			



