



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Grado en Ingeniería mecánica-169

**DISEÑO DE REDUCTOR DE 100 NM DE
PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE
VELOCIDADES 11.1**



Autor: Ivan Martinez Benito.

Tutor: Manuel Tur Valiente.



MEMORIA DEL PROYECTO

ÍNDICE

1. Objeto del proyecto.....	3
2. Condiciones y necesidades a satisfacer.....	3
2.1 Necesidades de reducción de velocidad.....	3
2.2 Condiciones de geometría.....	3
2.3 Condiciones de mantenimiento y duración	4
2.4 Condiciones ambientales.....	4
2.5 Factores a considerar.....	4
2.6 Normativa vigente.....	4
3. Estudio de alternativas.....	5
3.1 Transmisiones por engrane de contacto flexible.....	5
3.1.1 Cadenas.....	5
3.1.2 Correas dentadas.....	6
3.2 Transmisiones por engrane de contacto directo.....	6
3.2.1 Engranajes cilíndricos.....	6
3.2.2 Engranajes cónicos.....	7
3.2.3 Tornillo sin fin.....	8
3.3 Transmisiones por rozamiento de contacto directo.....	8
3.4 Transmisiones por rozamiento de contacto indirecto.....	9
4. Solución adoptada.....	10
4.1 Descripción general.....	10
4.2 Descripción detallada de cada componente.....	11
4.2.1 Engranajes.....	11
4.2.1.1 Material de los engranajes.....	11
4.2.1.2 Engranajes de la 1ª etapa.....	11
4.2.1.3 Engranajes de la 2ª etapa.....	12
4.2.2 Lubricante utilizado.....	12
4.2.3 Árboles.....	13
4.2.3.1 Material de los árboles.....	13

4.2.3.2	Árbol de entrada.....	14
4.2.3.3	Árbol intermedio.....	14
4.2.3.4	Árbol de salida.....	14
4.2.4	Chavetas.....	15
4.2.4.1	Material de las chavetas.....	15
4.2.5	Rodamientos.....	16
4.2.6	Arandelas elásticas.....	17
4.2.7	Casquillos.....	17
4.2.8	Retenes.....	17
4.2.9	Carcasa y tapas.....	17
4.2.10	Tapones de llenado y vaciado.....	18
4.2.11	Pintura.....	18

1. OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objeto el diseño de un reductor de velocidad de dos etapas industrial. Su finalidad será disminuir la velocidad en el árbol de entrada aumentando el par en el árbol de salida.

Los requisitos del proyecto son:

- Velocidad del árbol de entrada: 3000 r.p.m.
- Par torsor en el árbol de salida: 100 N·m
- Relación de transmisión: 11.1

La función del reductor de velocidad es transmitir potencia que se obtiene del motor eléctrico, hasta el árbol de salida ya que el motor eléctrico no podrá ser aplicado directamente debido a:

- Escaso par que proporciona.
- Elevada velocidad de giro.

2. CONDICIONES Y NECESIDADES A SATISFACER.

2.1 NECESIDADES DE REDUCCIÓN DE VELOCIDAD.

Debido a que la velocidad proporcionada por el motor es excesiva para la aplicación requerida, es necesario reducir la velocidad a la adecuada.

- Velocidad de entrada: 3000 r.p.m.
- Velocidad de salida: 272,72 r.p.m.
- Relación de transmisión: 11

2.2 CONDICIONES DE GEOMETRÍA.

El reductor ha de diseñarse para que tanto su construcción como su montaje sean lo más sencillos posible, intentando evitar complicaciones innecesarias que dificulten la fabricación del producto y que aumenten, por tanto, su coste de fabricación.

El diseño se llevará a cabo tratando de obtener el reductor de velocidad más compacto posible para reducir al máximo el tamaño, así como evitar interferencias con el resto de maquinaria.

2.3 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN.

Ha de conseguirse una alta fiabilidad frente a posibles averías debido a que el reductor a diseñar es un componente de vital importancia: un fallo del mismo supondría la parada del proceso productivo.

Se realizará el cambio de aceite después de las primeras 500 horas de funcionamiento, y en adelante, cada 3.000 horas siendo aconsejable el lavado interior después de cada cambio. Los rodamientos se sustituirán al final de su vida de diseño, es decir, cada 20.000 horas.

2.4 CONDICIONES AMBIENTALES

Como con la mayoría de procesos industriales de producción, este tipo de maquinaria se encuentra dentro de una nave industrial. Debido a esto no se espera que el reductor de velocidad se encuentre en un entorno agresivo.

Se tendrá en cuenta la suciedad producida por otra maquinaria existente en la nave, por lo que el reductor se diseñará para una contaminación por partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior.

2.5 FACTORES A CONSIDERAR

- Cumplimiento de las especificaciones de relación de transmisión.
- Volumen reducido.
- El precio y la calidad: el precio tiene que ser el mínimo posible, para que la fabricación del producto sea rentable y competitiva, asegurando una calidad máxima final del producto.
- El montaje y construcción de los elementos que forman el reductor ha de ser lo más sencillo posible.

2.6 NORMATIVA VIGENTE

- Norma UNE 18018 relativa a árboles de transmisión.
- Sistema ISO de tolerancias.
- Norma UNE 18066 relativa a engranajes rectos y helicoidales.
- Norma UNE 18048 relativa a la nomenclatura de los desgastes y rotura de los dientes de un engranaje.
- Norma UNE 18048 relativa a la precisión de las ruedas dentadas y engranajes cilíndricos-rectos con dientes de perfil envolvente.
- Norma UNE 18097 relativa a la capacidad de carga estática de los rodamientos.
- Norma UNE 18113 relativa a la capacidad de carga dinámica y vida útil de los rodamientos.
- Norma UNE 17102 relativa a chavetas paralelas (serie normal).
- Norma UNE 26074 y UNE 26075 relativa a anillos elásticos de seguridad.
- Norma UNE 17076 relativa a las medidas métricas de los extremos de tornillos.
- Norma UNE 17077 relativa a las salidas de rosca de tornillos y espárragos.

3. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Las exigencias de velocidad y par que habitualmente se exigen en las máquinas industriales no se pueden obtener directamente de los motores, dotando a los elementos de transmisión un gran papel en el panorama industrial. Estos permiten acondicionar la salida del motor a las necesidades de utilización.

Existen muchos tipos de mecanismos que ofrecen una solución al problema que ocupa este proyecto, a continuación se citan las más extendidas.

3.1 TRANSMISIONES POR ENGRANE DE CONTACTO FLEXIBLE.

3.1.1 CADENAS

Las cadenas de transmisión son la mejor opción para aplicaciones donde se quiera transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades de giro entre medias y bajas.

Las transmisiones por cadenas son transmisiones robustas, que permiten trabajar en condiciones ambientales adversas y con temperaturas elevadas, aunque requieren de lubricación. Además, proporcionan una relación de transmisión fija entre las velocidades y el ángulo de giro de los ejes de entrada y salida, lo que permite su aplicación en automoción y maquinaria en general que lo requiera.



Como principales ventajas se pueden destacar:

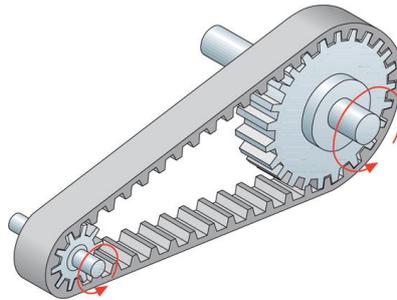
- Coste reducido frente a engranajes.
- Para relaciones de transmisión menores de 7, rendimientos del 97-98%.
- Relación de transmisión constante.
- Accionamiento de varias ruedas con una cadena.

Como principales desventajas son destacables:

- Duración limitada
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- Requerimientos de espacio elevados.
- Necesidad de lubricación.
- Necesidad de árboles paralelos.

3.1.2 CORREAS DENTADAS

La correa dentada es un elemento con el que se pueden conseguir unas ventajas similares a las de las cadenas, pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores. No obstante presentan el inconveniente de necesitar mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena y el no poder utilizarla en ambientes agresivos debido al material del cual están fabricadas las correas.



3.2 TRANSMISIONES POR ENGRANE DE CONTACTO DIRECTO

Son el sistema de transmisión más utilizado en el ámbito industrial ya que se pueden utilizar en árboles paralelos como en árboles que se cortan. Además, son aptos para unos rangos de potencia, velocidad y relación de transmisión muy amplios.

Como principales ventajas de las transmisiones por engrane directo se pueden destacar:

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

Como principales desventajas de las transmisiones por engrane directo se pueden destacar:

- Coste elevado.
- Generación de ruidos durante el funcionamiento.
- Transmisión rígida.

Dentro de las transmisiones por engrane directo destacan las transmisiones por engranajes cilíndricos, transmisiones por engranajes cónicos y transmisión por tornillo sin fin.

3.2.1 ENGRANAJES CILÍNDRICOS.

Se utilizan en árboles paralelos, admitiendo una relación de transmisión de hasta 1:8 para cada etapa. El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96-99 %. En el caso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos se pueden producir problemas de vibraciones debido a

los golpes entre dientes. Para conseguir un funcionamiento silencioso y con menos vibraciones se recurre a los engranajes de dentado helicoidal.

Los engranajes helicoidales tienen la ventaja que transmiten más potencia que los rectos, y también pueden transmitir más velocidad, son más silenciosos y más duraderos. Además, pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. De sus inconvenientes se puede decir que se desgastan más que los rectos, son más caros de fabricar y necesitan generalmente más engrase que los rectos.

Lo más característico de un engranaje cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engranaje. De esta hélice deriva el ángulo β que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria. Su valor se establece a priori de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, los datos orientativos de este ángulo son los siguientes:

Velocidad lenta: $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal: $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ$



3.2.2 ENGRANAJES CÓNICOS.

Los engranajes cónicos permiten transmitir movimiento entre ejes que se cortan con relaciones de transmisión no superiores a 1:6. Al igual que los cilíndricos se pueden ser de dientes rectos y de dientes helicoidales.

Existen también los engranajes cónicos hipoides. Estos son empleados cuando la distancia de los arboles es reducida y se desea reducir los ruidos y las vibraciones. La principal desventaja frente a los otros engranajes cónicos es el menor rendimiento provocado por el mayor deslizamiento.



3.2.3 TORNILLO SIN FIN.

Es un a transmisión diseñada para transmitir grandes esfuerzos, utilizándose como reductor de velocidad aumentando el par torsor en la transmisión. Generalmente trabaja en ejes que se cruzan con un ángulo de 90° .

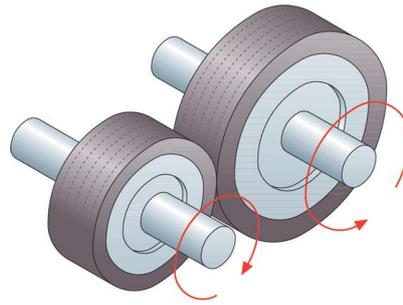
Tiene la desventaja de que su sentido de giro no es reversible y de consumir en rozamiento una parte importante de la potencia teniendo así un rendimiento entre el 45-97%.



3.3 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO DE CONTACTO DIRECTO.

Este sistema transmite la potencia mediante rozamiento. Esto se logra mediante ruedas de fricción y pueden utilizarse tanto en árboles paralelos como entre cruzados y para relaciones de transmisión que no superen 1:6.

La principal desventaja de las transmisiones por rozamiento de contacto directo es su capacidad reducida de transmitir potencias. Además generan esfuerzos adicionales en los ejes debido a la fuerza de contacto que debe existir entre los materiales de fricción.



3.4 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO DE CONTACTO INDIRECTO.

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

Las principales ventajas de las correas son:

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

Las principales desventajas de las correas son:

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



4. SOLUCIÓN ADOPTADA

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

De todas las alternativas que se han expuesto, se ha decidido el uso de una transmisión por engrane de contacto directo, en concreto por un sistema de transmisión de engranajes cilíndricos con dentado helicoidal. Esta solución satisface todas las necesidades del proyecto ya que ofrece un muy buen rendimiento, una vida de uso larga, alta fiabilidad, bajo mantenimiento y un volumen reducido con un coste asumible.

Se ha decidido realizar engranajes con un dentado helicoidal porque generan menos vibraciones y ruido que los rectos. Aunque esta selección tenga un coste mayor y dificulte los cálculos del proyecto, satisface mejor las necesidades de un proceso industrial.

Para la solución adoptada se realizará la reducción mediante dos etapas, ya que no es recomendable la realización de etapas con relaciones de transmisión mayores de ocho.

El reductor contará por lo tanto con tres árboles de transmisión: uno de entrada, uno intermedio y uno salida. Los árboles se han diseñado teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deflexiones y la resistencia a fatiga en las secciones más desfavorables.

Se unirán los árboles y los engranajes mediante chavetas, ya que es una solución sencilla y económica.

Para permitir el giro de los árboles con la mínima fricción se emplearán rodamientos. Esta solución presenta diversas ventajas frente a los cojinetes hidrodinámicos:

- Su par torsor de fricción de arranque es pequeño.
- Simplicidad de montaje.
- Se precisa de menor espacio axial.

Para posicionar axialmente los componentes montados sobre los árboles se utilizarán arandelas elásticas, casquillos espaciadores y cambios de sección en los árboles

La lubricación de los distintos elementos se realiza por barboteo, para ello el reductor debe tener lubricante en una cantidad tal que cubra hasta la mitad del árbol intermedio. Se emplearán retenes de goma para impedir la pérdida de lubricante, montados tanto en el árbol de entrada como en el de salida. Del mismo modo se emplearán juntas en las uniones entre las tapas y la carcasa.

4.2 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE CADA COMPONENTE

4.2.1 ENGRANAJES.

Una vez obtenidos los diámetros de los árboles, se procederá a determinar el diámetro de los engranajes. Se estimará, en primer lugar, el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y a continuación, multiplicando por el valor de la relación de transmisión de cada etapa, se obtendrá el diámetro primitivo de cada una de las ruedas. Hay que tener en cuenta que cuanto menor sea el diámetro de los piñones, menor será el tamaño de las ruedas y en consecuencia menor será el tamaño del reductor.

Para el cálculo de la anchura de los engranajes se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que el fallo por flexión es catastrófico y no muestra señales, mientras que el fallo superficial es progresivo y avisa de la existencia de un problema originando ruido y vibraciones crecientes en el funcionamiento de los engranajes. Concretamente se ha diseñado el ancho de los engranajes con un coeficiente de seguridad $X=2$.

4.2.1.1 MATERIAL DE LOS ENGRANAJES

El material empleado en ambos piñones y ambas ruedas es el acero F-1250 cuyas características principales son:

- Límite de fluencia S_y : 900 N/mm².
- Límite de rotura S_u : 1050 N/mm².
- Dureza Brinell: 265
- Módulo de elasticidad: 206000 N/mm².

4.2.1.2 ENGRANAJES DE LA 1ª ETAPA.

La primera etapa de reducción está formada por un piñón y una rueda consiguiendo una relación de transmisión de $i = 3.33$. Estos elementos se encuentran montados sobre dos árboles paralelos cuya distancia entre centros es de 60.56mm. El piñón y la rueda tienen las siguientes características:

DIMENSIÓN	PIÑÓN	RUEDA
<i>Módulo</i>	1mm	1mm
α	20	20
β	15	15
<i>mt</i>	1,0353mm	1,0353mm
<i>Número de dientes</i>	27	90
<i>Diámetro primitivo</i>	27,95mm	93,17mm

Para el dimensionado del ancho se ha utilizado el método I.S.O., realizándose el diseño del diente a flexión y para fallo superficial. Se ha obtenido un ancho de 27mm, siendo esta medida la que adopta tanto el piñón como la rueda.

4.2.1.3 ENGRANAJES DE LA 2ª ETAPA.

La primera etapa de reducción está formada por un piñón y una rueda consiguiendo una relación de transmisión de $i = 3,3215$. Estos elementos se encuentran montados sobre dos árboles paralelos cuya distancia entre centros es de 107.15mm. El piñón y la rueda tienen las siguientes características:

DIMENSIÓN	PIÑÓN	RUEDA
Módulo	3mm	3mm
α	20	20
β	15	15
mt	3,1058mm	3,1058mm
Número de dientes	16	53
Diámetro primitivo	49,69mm	164,61mm
Diámetro exterior	55,69mm	170,61mm

El ancho se ha obtenido de la misma forma que para la 1ª etapa, obteniendo un ancho de 27mm, siendo esta medida la que adopta tanto el piñón como la rueda.

4.2.2 LUBRICANTE UTILIZADO

Para lubricar los elementos móviles en contacto del sistema se utilizó un aceite sintético "Shell Tivela S 320" cuya viscosidad cinemática es de $321 \text{ mm}^2/\text{s}$. Este lubricante se selecciona al realizar el cálculo del ancho de diente de los engranajes. El método de lubricación es por barboteo llenando la carcasa de lubricante hasta la mitad del árbol intermedio. De este modo los engranajes de ambas etapas se encuentran mojados en lubricante.

Se ha optado por un aceite sintético ya que presentan estas ventajas:

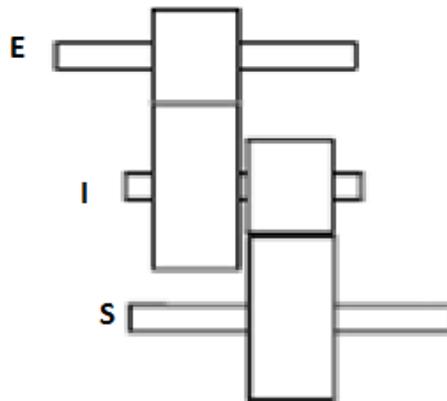
- Mejor desempeño de viscosidad en temperaturas bajas, altas y extremas.
- Estabilidad de viscosidad.
- Mejor estabilidad química.
- Disminución en la pérdida por evaporación.
- Estabilidad térmica y de oxidación.
- Excelente protección contra el desgaste.

4.2.3 ÁRBOLES.

Los árboles se han calculado siguiendo tres criterios: rigidez torsional, fallo a fatiga y deflexión lateral. El criterio más restrictivo es el de rigidez torsional, sin embargo solo es aplicable a las secciones del árbol donde haya esfuerzo torsor. El resto del árbol se diseña según los otros tres criterios:

- Se limita la rigidez torsional a $1,5^\circ/m$.
- Se establece como coeficiente de seguridad para el diseño de fatiga de $X=2$.
- Se limita la deflexión lateral procurando una separación en la sección central del engranaje de $0,005 m_n$ y en el árbol una pendiente menor de $0,001$ rad.

La disposición de los árboles es la mostrada en la siguiente imagen:



La solución adoptada no es la más compacta pero las tareas de mantenimiento de sus piezas así como su diseño es más sencillo.

Para llevar a cabo el estudio por fallo a fatiga y deflexión lateral se dividen los árboles en secciones críticas, bien por haber un concentrador de tensiones, por haber una fuerza externa o la reacción del apoyo.

4.2.3. MATERIAL DE LOS ÁRBOLES.

El material escogido para la realización de los árboles es un Acero al Carbono Duro F-1150 cuyas características mecánicas son:

- Límite de rotura: $S_u = 980$ Mpa.
- Límite de fluencia: $S_y = 784$ Mpa.
- Dureza Brinell: 270 – 300
- Alargamiento: 6%

4.2.3.2 ÁRBOL DE ENTRADA.

Este árbol tiene una velocidad de rotación de 3.000 r.p.m. y según los cálculos, teniendo en cuenta tanto la rigidez torsional, las deflexiones y la resistencia a fatiga, el diámetro mínimo del árbol en la zona de transmisión de momentos torsores es de 15mm.

Realizando el cálculo a fatiga se obtiene un factor de seguridad en cada sección de:

<i>Sección</i>	X
1	-
2	-
3	3,18
4	4,58
5	27,73
6	-
7	-

4.2.3.3 ÁRBOL INTERMEDIO.

Este árbol tiene una velocidad de rotación de 900 r.p.m. y según los cálculos teniendo en cuenta tanto la rigidez torsional, las deflexiones y la resistencia a fatiga, el diámetro mínimo del árbol en la zona de transmisión de momentos torsores es de 20 mm.

Realizando el cálculo a fatiga se obtiene un factor de seguridad en cada sección de:

<i>Sección</i>	X
1	-
2	-
3	3,84
4	2,82
5	-
6	-

4.2.3.4 ÁRBOL DE SALIDA.

Este árbol tiene una velocidad de rotación de 271,7 r.p.m. y según los cálculos teniendo en cuenta tanto la rigidez torsional, las deflexiones y la resistencia a fatiga, el diámetro mínimo del árbol en la zona de transmisión de momentos torsores es de 26 mm. Por motivos de disponibilidad de rodamientos, se ha optado por un árbol de 30 mm de diámetro.

Realizando el cálculo a fatiga se obtiene un factor de seguridad en cada sección de:

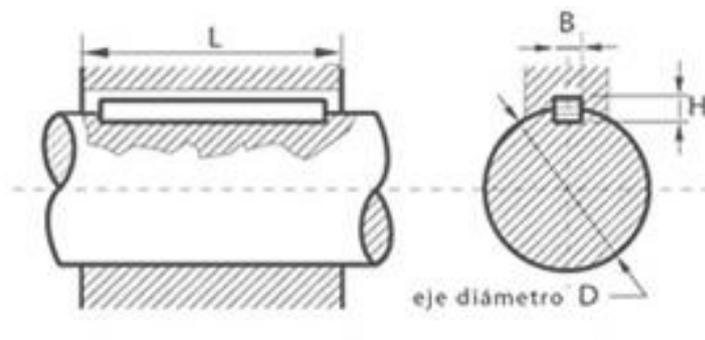
<i>Sección</i>	X
1	-
2	-
3	38,82
4	11,50
5	8,30
6	-
7	-

4.2.4 CHAVETAS

Las chavetas son los elementos encargados de unir los engranajes a sus respectivos árboles. Las dimensiones de las chavetas están normalizadas y usualmente son de acero con bajo contenido en carbono, si bien pueden ser de aceros aleados tratados térmicamente si es necesaria una mayor resistencia.

La elección de las chavetas se ha realizado en función de los diámetros de los árboles aplicando la norma UNE 17102 para chavetas paralelas. Así mismo, también se ha realizado el cálculo de la longitud de las mismas siendo esta 1,25 veces el diámetro del árbol, con lo que las dimensiones son las siguientes:

ÁRBOL	LONGITUD	SECCIÓN (bxh)
<i>Entrada</i>	18,75mm	5X5mm
<i>Intermedio</i>	25mm	6x6mm
<i>Salida</i>	35,5mm	8x7mm



4.2.4.1 MATERIAL DE LAS CHAVETAS

Las chavetas se realizarán en acero F-1140. Las características son:

- Límite de rotura: $S_u = 580 \text{ Mpa}$.
- Límite de fluencia: $S_y = 345 \text{ Mpa}$.
- Dureza Brinell: 200 – 240
- Alargamiento: 14-16%

4.2.5 RODAMIENTOS

A la hora de seleccionar los rodamientos se ha tenido en cuenta que un extremo sea fijo y otro libre. Cuando se emplean engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, los rodamientos tendrán que transmitir esfuerzos radiales y axiales.

El hecho de que uno de los extremos sea fijo limitando el movimiento en la dirección axial y el otro sea libre es para asegurar la isoestaticidad del árbol y evitar que aparezcan esfuerzos en dirección axial a causa de dilataciones térmicas. Los rodamientos han de calcularse para que estos transmitan a la carcasa las reacciones que aparecen sobre el árbol en los sitios donde estos van colocados.

Se ha optado por la utilización de rodamientos de rígidos de bolas marca SKF.

El rodamiento rígido de bolas presentan las siguientes ventajas:

- Capacidad de absorción de carga radial y axial en dos direcciones.
- Par torsor de fricción muy bajo, alto rendimiento.
- Bajo nivel de ruido y vibraciones.
- Pueden suministrarse prelubricados y sellados.

En la siguiente tabla se muestran los rodamientos utilizados:

	Eje de entrada		Eje intermedio		Eje salida	
Posición en el eje	Izquierdo	Derecho	Izquierdo	Derecho	Izquierdo	Derecho
Tipo	Rígido de bolas					
Comportamiento del extremo	Fijo	Libre	Fijo	Libre	Libre	Fijo
Referencia	E2.6202-2Z	E2.6202-2Z	E2.6004-2Z	E2.6204-2Z	61906-2ZR	E2.6006-2Z
d (mm)	15	15	20	20	30	30
D (mm)	35	35	42	47	47	55
b (mm)	11	11	12	14	9	13
C (KN)	7,8	7,8	9,4	12,7	7,3	12,8
Co(KN)	3,8	3,8	5	6,6	4,6	7,5
Lubricación	Grasa	Grasa	Grasa	Grasa	Grasa	Grasa

Para la lubricación de los rodamientos se ha optado por el uso de grasa NLGI 2, también de la marca SKF

4.2.6 ARANDELAS ELÁSTICAS

Las arandelas elásticas evitan deslizamientos longitudinales sobre los árboles de los rodamientos y engranajes que sobre los mismos puedan montarse.

Se han escogido seis arandelas elásticas según norma UNE, para posicionar axialmente los rodamientos de los tres árboles, dos en cada uno de ellos

Árbol	Diámetro del árbol (mm)	Diámetro interior, rebaje en el árbol (mm)	Ancho del anillo (mm)
<i>Entrada</i>	15	14,3	1
<i>Intermedio</i>	20	19	1,2
<i>Salida</i>	30	28,6	1,5

4.2. CASQUILLOS ESPACIADORES

Estos elementos están destinados a posicionar axialmente de los distintos elementos montados en los árboles y ejes.

La altura de los casquillos necesarios para el posicionamiento y apoyo axial de los rodamientos se ha obtenido siguiendo las indicaciones que se muestran en el catálogo de rodamientos SKF.

4.2.8 RETENES

Los retenes para aceite cierran los espacios entre los componentes estáticos y en movimiento ayudando a evitar las fugas de lubricante.

Árbol	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Ancho del retén (mm)
1	15	30	7
2	30	50	8

4.2.9 CARCASA Y TAPAS

La carcasa cumple las funciones de elemento resistente, que contiene el lubricante y aísla a los elementos internos del exterior. Este aislamiento permite trabajar a los componentes en un ambiente limpio y protegido de agentes corrosivos permitiendo una mayor duración de los mismos. Debe ser una estructura lo bastante rígida para evitar deformaciones producidas por cargas aplicadas que introducirían desalineamientos perjudiciales en árboles, engranajes y rodamientos.

También ha de absorber las vibraciones que se producen debidas a la rotación de los árboles. Por ello, entre otras razones, se ha escogido para la fabricación de la carcasa y de las tapas, fundición gris.

El tipo de fundición a emplear será la fundición gris FG-25, que según la norma UNE 3611-73 tiene una tensión de rotura mínima de $196/mm^2$ y una dureza Brinell de entre 175 y 235 HB.

La conformación de la carcasa y de las tapas se realizará por moldeo en molde de arena ya que permite espesores que como mínimo deben ser de 3mm, y en este caso serán de 15mm de espesor en las zonas más delgadas, ensanchándose lo necesario en los asentamientos de rodamientos. Aunque las cualidades de acabado superficial y precisión dimensional que se consiguen son bajas, no es importante pues los alojamientos para los rodamientos se obtendrán por mecanizado posterior.

4.2.10 TAPONES DE LLENADO Y VACIADO

Se emplearán dos tapones: uno de llenado con respiradero incorporado y otro para el vaciado del lubricante. Éste último tendrá incorporado un imán para atrapar todas las impurezas que contenga el lubricante.

4.2.11 PINTURA

Se pintará la carcasa y las tapas para que tengan una mayor protección frente a la corrosión y a su vez proporcionar al reductor una buena presentación comercial.

The image features a large, faint watermark of the seal of the Universitat Politècnica de València. The seal is circular and contains a central shield with vertical stripes, topped with a crown. The text 'UNIVERSIDAD POLITECNICA' is written along the top arc, and 'VALENCIA' along the bottom arc. Two crossed tools, a hammer and a pickaxe, are positioned on the left and right sides of the shield. The text 'EX TECHNICA' is on the left and 'PROGRESSIO' is on the right. A horizontal line is drawn across the middle of the seal, passing through the text 'ANEXO DE CÁLCULOS'.

ANEXO DE CÁLCULOS

ÍNDICE

1. Introducción.....	4
2. Datos de partida.....	4
3. Relación de transmisión de cada etapa.....	4
4. Diseño del árbol por rigidez torsional.....	5
4.1 Dimensionado del árbol de entrada.....	5
4.2 Dimensionado del árbol intermedio.....	6
4.3 Dimensionado del árbol de salida.....	7
5. Material empleado en los árboles.....	8
6. Diseño de los engranajes.....	8
6.1 Determinación del módulo de la primera atapa.....	10
6.2 Determinación del módulo de la segunda etapa.....	10
7. Material empleado en los engranajes.....	11
8. Cálculo del ancho de los engranajes.....	11
8.1 Cálculo a flexión.....	12
8.2 Cálculo a presión superficial.....	15
8.3 Dimensionado del ancho de la primera etapa.....	17
8.4 Dimensionado del ancho de la segunda etapa.....	19
9. Comprobación del lubricante.....	21
10. Aligerado de ruedas.....	23
11. Tabla resumen de la solución adoptada.....	23
12. Diseño de los árboles.....	24
12.1 Cálculo de los esfuerzos en los árboles.....	24
12.2 Esfuerzos en el árbol de entrada.....	26
12.2.1 Plano XY sentido horario.....	26
12.2.2 Plano XZ sentido horario.....	27
12.2.3 Plano XY sentido antihorario.....	28
12.2.4 Plano XZ sentido antihorario.....	29
12.3 Esfuerzos en el árbol intermedio.....	31
12.3.1 Plano XY sentido horario.....	31

12.3.2 Plano XZ sentido horario.....	32
12.3.3 Plano XY sentido antihorario.....	33
12.3.4 Plano XZ sentido antihorario.....	34
12.4 Esfuerzos en el árbol se salida.....	36
12.4.1 Plano XY sentido horario.....	36
12.4.2 Plano XZ sentido horario.....	37
12.4.3 Plano XY sentido antihorario.....	38
12.4.4 Plano XZ sentido antihorario.....	39
12.5 Cálculo a fatiga.....	41
12.5.1 Cálculo del límite de fatiga.....	41
12.5.1.1 Cálculo del factor K_f	43
12.5.1.1.1 Árbol de entrada.....	43
12.5.1.1.2 Árbol intermedio.....	43
12.5.1.1.3 Árbol de salida.....	43
12.5.2 Cálculo del factor de seguridad.....	44
12.5.2.1 Árbol de entrada.....	44
12.5.2.2 Árbol intermedio.....	44
12.5.2.3 Árbol de salida.....	44
12.6 Cálculo a deflexión lateral.....	45
12.6.1 Árbol de entrada plano XY sentido horario.....	45
12.6.2 Árbol de entrada plano XZ sentido horario.....	45
12.6.3 Árbol de entrada plano XY sentido antihorario.....	46
12.6.4 Árbol de entrada plano XZ sentido antihorario.....	46
12.6.5 Árbol intermedio plano XY sentido horario.....	46
12.6.6 Árbol intermedio plano XZ sentido horario.....	47
12.6.7 Árbol intermedio plano XY sentido antihorario.....	47
12.6.8 Árbol de intermedio plano XZ sentido antihorario.....	47
12.6.9 Árbol de salida plano XY sentido horario.....	48
12.6.10 Árbol de salida plano XZ sentido horario.....	48
12.6.11 Árbol de salida plano XY sentido antihorario.....	48
12.6.12 Árbol de salida plano XZ sentido antihorario.....	48

13. Unión a torsión.....	49
14. Cálculo de rodamientos.....	49
14.1 Cálculo por fatiga.....	49
14.1.1 Cálculo de aISO.....	51
14.2 Método de selección del rodamiento.....	52
14.2.1 Rodamiento izquierdo árbol de entrada.....	52
14.2.2 Rodamiento derecho árbol de entrada.....	52
14.2.3 Rodamiento izquierdo árbol intermedio.....	52
14.2.4 Rodamiento derecho árbol intermedio.....	53
14.2.5 Rodamiento izquierdo árbol de salida.....	53
14.2.6 Rodamiento derecho árbol de salida.....	53
14.3 Cálculo por fallo bajo carga estática.....	53

1. INTRODUCCI3N.

En este documento se abordarán las cuestiones relacionadas con los cálculos. Se llevarán a cabo los cálculos necesarios para dimensionar los árboles, tanto el de entrada, intermedio y salida, así como los cálculos para determinar los engranajes de ambas etapas y los rodamientos de cada árbol.

2. DATOS DE PARTIDA.

- Velocidad del eje de entrada: $\omega_e = 3.000$ r.p.m.
- Potencia del motor: $P = 2845.22$ W
- Par torsor en el eje de salida: $T_s = 100$ N·m
- Relación de transmisión total del reductor: 11.1

3. RELACI3N DE TRANSMISI3N EN CADA ETAPA.

Para el diseo del reductor se ha optado por el uso de engranajes cilíndricos helicoidales. Estos engranajes pueden operar admitiendo una relación de transmisión de hasta 8. Como en este proyecto se exige una relación de transmisión de 11 no se puede realizar en solo una etapa, siendo necesario el uso de dos etapas. La solución adoptada será:

$$i_{etapa} = \sqrt{i_{total}} = \sqrt{11} = 3,316$$

Conseguir una relación exacta es complejo así que se tolera un margen de error del 5% siendo el intervalo admisible en cada etapa el siguiente:

- Relación de transmisión máxima por etapa: 3,395
- Relación de transmisión mínima por etapa: 3,233

Con estas relaciones de transmisión la velocidad que se obtendría en el eje de salida sería:

- Velocidad máxima de salida: 287,081 r.p.m.
- Velocidad mínima de salida: 259,74r.p.m.

4. DISEÑO DEL ÁRBOL POR RIGIDEZ TORSIONAL.

El factor que determina el diámetro del árbol normalmente es la rigidez torsional. Si se diseña un árbol con una rigidez torsional baja se pueden producir problemas de vibraciones y causar el fallo prematuro de rodamientos o afectar al funcionamiento correcto de los engranajes. Dado que normalmente el cálculo del diámetro mediante la rigidez torsional es más restrictivo que en el cálculo a fatiga es recomendable iniciar el diseño del árbol partiendo de los diámetros obtenidos por rigidez torsional.

La deformación angular producida por un momento torsor T , sobre una longitud L , en una sección circular con un diámetro d se puede calcular como:

$$\theta = \frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$$

Despejando de la anterior fórmula se obtiene que:

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

4.1 DIMENSIONADO DEL ÁRBOL DE ENTRADA

Para llevar a cabo el dimensionado se necesita saber cuál es el par torsor que existe en cada árbol. En el árbol de entrada se conocen los siguientes datos:

- Velocidad: 3.000 r.p.m.
- Relación de transmisión total: 11.1
- Par torsor en el árbol de salida: 100 N·m

Conociendo estos datos podemos obtener el par del árbol de entrada de la siguiente forma:

$$T_{entrada} = \frac{T_{salida}}{i_{total}} = \frac{100}{11} = 9,09 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En este proyecto se empleará acero para los árboles cuyo módulo de rigidez torsional es $G = 81 \text{ GPa}$. Primero se realizara el cálculo a rigidez torsional con una rigidez torsional de $1,5^\circ$ y luego se repetirá el cálculo para la condición de tener una deformación inferior a 1° en $L=20 \cdot d$. Se tomará el diámetro mayor de los dos obtenidos.

- Para una restricci3n de 1,5°:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 9,09}{81 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{180}}} = 0,01,44m = 14,455mm$$

- Para una restricci3n de 1°/20d:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9,09 \cdot 20}{81 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \frac{1 \cdot \pi}{180}}} = 0,0109m = 10,9mm$$

El resultado m1s restrictivo que se ha obtenido es de un di1metro de 14,45mm. Dado que no se comercializan rodamientos con ese di1metro en concreto, se ha decidido tomar 15mm como di1metro.

4.2 DIMENSIONADO DEL 1RBOL INTERMEDIO.

Para realizar el dimensionado del 1rbol intermedio es necesario conocer el par torsor aplicado. Sabiendo el par torsor del 1rbol de entrada y la relaci3n de transmisi3n, el par torsor se determina de la siguiente forma:

$$T_{intermedio} = T_{entrada} \cdot i = 9,09 \cdot 3,316 = 30,148 N \cdot m$$

Calculando di1metro a rigidez torsional se obtienen los siguientes resultados:

- Para una restricci3n de 1,5°:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 30,148}{81 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{180}}} = 0,0195m = 19,5mm$$

- Para una restricci3n de $1^\circ/20d$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 30,148 \cdot 20}{81 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \frac{1 \cdot \pi}{180}}} = 0,0163m = 16,3mm$$

El resultado m3s restrictivo que se ha obtenido es de un di3metro de 19,5mm. Dado que no se comercializan rodamientos con ese di3metro en concreto, se ha decidido tomar 20mm como di3metro.

4.3 DIMENSIONADO DEL 3RBOL DE SALIDA.

Para el dimensionado del 3rbol de salida se proceder3 de la misma forma que con el 3rbol intermedio. Sabiendo que el par torsor es una exigencia del proyecto siendo de 100 N·m. Calculando el di3metro a rigidez torsional se obtienen los siguientes resultados:

- Para una restricci3n de $1,5^\circ$:

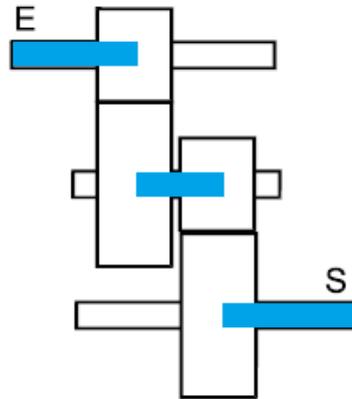
$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 100}{81 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{180}}} = 0,0263m = 26,3mm$$

- Para una restricci3n de $1^\circ/20d$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 100 \cdot 20}{81 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot \frac{1 \cdot \pi}{180}}} = 0,0243m = 24,3mm$$

El resultado m3s restrictivo que se ha obtenido es de un di3metro de 26,3mm. Dado que no se comercializan rodamientos con ese di3metro en concreto, se ha decidido tomar 30mm como di3metro. Se podr3a optar tambi3n por un di3metro de 28mm pero en el mercado hay m3s rodamientos para un di3metro de 30mm.

Se debe tener en cuenta que el dimensionado solo tiene sentido en las zonas de los árboles donde exista esfuerzo torsor. En un reductor de dos etapas con la configuración siguiente, las zonas sometidas a torsión son las siguientes:



En el resto de secciones serán diseñadas teniendo en cuenta otros criterios, como el de fatiga y límite de flexión.

5. MATERIAL EMPLEADO EN LOS ÁRBOLES.

Tanto el árbol de entrada, el intermedio y el árbol de salida se realizarán en el mismo material, un acero al carbono duro F-1150 cuyas características mecánicas son:

- Límite de rotura: $S_u = 980$ Mpa.
- Límite de fluencia: $S_y = 784$ Mpa.
- Dureza Brinell: 270 – 300
- Alargamiento: 6%

6. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.

Una vez se han obtenido los diámetros de los árboles, se procederá a determinar el diámetro de los engranajes. Se estimará en primer lugar el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y a continuación, multiplicando por el valor de la relación de transmisión de cada etapa, se obtendrá el diámetro primitivo de cada una de las ruedas. Hay que tener en cuenta que cuanto menor sea el diámetro de los piñones, a su vez menor será el tamaño de las ruedas y en consecuencia menor será el tamaño del reductor.

En este proyecto se utilizarán chavetas para realizar la unión a torsión entre el árbol y el engranaje. Por este motivo el piñón no puede ser excesivamente pequeño ya que si la

circunferencia primitiva es demasiado pequeña se corre el peligro de que la circunferencia base quede muy próxima al fondo del cubo del chavetero, lo que lo debilitaría excesivamente el engranaje. Se debe cumplir que:

$$\frac{s_r}{h_t} > 1,2$$

Siendo h_t igual a $2,25 \cdot m_n$ y s_r el espesor medido desde el fondo del diente.

Para el cálculo de la circunferencia primitiva del piñón se usará la siguiente expresión:

$$d_{\text{piñón}} = 2 \cdot h_2 + 7,9m_n$$

Siendo m_n el módulo del engranaje y h_2 la profundidad del cubo del chavetero la cual está normalizada mostrada en la tabla 1 del "Anexo de tablas".

En este proyecto se usan engranajes helicoidales así que se tiene que distinguir entre el módulo normal, m_n el cual es perpendicular al diente y el módulo aparente, m_t el cuales perpendicular al eje de rotación. La relación entre ambos módulos es la siguiente:

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

En este reductor al tener una velocidad media se empleará un ángulo $\beta=15^\circ$. Una vez se haya obtenido el diámetro primitivo se calcularán los dientes según la siguiente expresión:

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

Lo más corriente es que salga un número no redondo de dientes, obviamente eso no se puede llevar cabo por lo que se redondeará. Una vez hecho esto se procederá a calcular de nuevo el diámetro primitivo según la expresión:

$$d = m_t \cdot z$$

Hay que tener en cuenta que los posibles módulos a seleccionar serán aquellos que permitan la construcción de piñones sin interferencia y con ruedas con menos de 125 dientes. Para el caso de engranajes cilíndricos con dentado helicoidal el número mínimo para evitar que aparezca interferencia viene dado por la siguiente expresión:

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

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

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

Dado que en este reductor $\alpha_n = 20^\circ$:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 15} \right) = 20,647^\circ$$

Conocido esto se puede determinar que:

$$z_{\min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} = \frac{2 \cdot \cos 15}{\sin^2 20,647} = 15,38$$

6.1 DETERMINACIÓN DEL MÓDULO DE LA PRIMERA ETAPA

Módulo (mm)	d piñón (mm)	s_r/h_t	z piñón	d piñón real (mm)	z rueda	i	Válido
0,5	23,55	1,08	45	23,29	149	3,311	NO
0,6	24,34	1,16	39	24,23	129	3,07	NO
0,8	25,92	1,13	31	25,67	103	3,32	NO
1	27,5	1,3	27	27,95	90	3,33	SÍ

Se ha escogido como módulo 1 ya que es el primero que cumple y logra unas dimensiones reducidas tanto del piñón como de la rueda.

6.2 DETERMINACIÓN DEL MÓDULO DE LA SEGUNDA ETAPA

Módulo (mm)	d piñón (mm)	s_r/h_t	z piñón	d piñón real (mm)	z rueda	i total	Válido
0,5	29,55	1,18	57	29,51	189	11,05	NO
0,6	30,34	1,24	49	30,44	163	11,09	NO
0,8	31,92	1,31	39	32,30	129	11,03	NO
1	33,5	1,12	32	33,13	106	11,04	NO
1,25	35,48	1,1	27	34,94	90	11,11	NO
1,50	37,45	1,17	24	37,27	80	11,11	NO
2	41,40	1,19	20	41,41	66	11	NO
2,50	45,35	1,31	18	46,59	60	11,11	SÍ
3	49,30	1,23	16	49,69	53	11,04	SÍ

En este caso se ha optado por un módulo de 3 ya que la relación de transmisión total se acercaba más a la exigida por el proyecto, siendo esta de 11,04. Esto supone un error del 0,379% el cual está dentro del margen de error del 5%

7. MATERIAL EMPLEADO EN LOS ENGRANAJES

Tanto los engranajes de la primera etapa como los engranajes de la segunda, se realizarán en el mismo material, acero F-1250 cuyas características principales son:

- Límite de fluencia S_y : 900 N/mm².
- Límite de rotura S_u : 1050 N/mm².
- Dureza Brinell: 265
- Módulo de elasticidad: 206000 N/mm².

8. CÁLCULO DEL ANCHO DE LOS ENGRANAJES

Una vez determinado el módulo de cada etapa así como el diámetro primitivo del piñón y de la rueda se procederá a calcular el ancho del engranaje. Para dimensionar el engranaje se supondrá inicialmente un lubricante. Una vez finalizado el dimensionado del engranaje se comprobará si el lubricante seleccionado inicialmente es el correcto, o al menos, es de mejores características que el necesario.

En concreto, para dimensionar la anchura del engranaje es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a 40°C. Para el dimensionado del engranaje se ha supuesto inicialmente un aceite sintético "Shell Tivela S 320" cuya viscosidad cinemática es de 321 mm²/s. Se ha optado por un aceite sintético ya que presentan estas ventajas:

- Mejor desempeño de viscosidad en temperaturas bajas, altas y extremas.
- Estabilidad de viscosidad.
- Mejor estabilidad química.
- Disminución en la pérdida por evaporación.
- Estabilidad térmica y de oxidación.
- Excelente protección contra el desgaste.

En el diseño de la anchura de los engranajes se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial ya que el fallo por flexión es catastrófico y no muestra señales, mientras que el fallo superficial es progresivo y avisa de la existencia de un problema originando ruido y vibraciones crecientes en el funcionamiento de los engranajes.

8.1 CÁLCULO A FLEXIÓN.

La tensión máxima se calcula mediante el método ISO más los coeficientes de aplicación resultando así la siguiente expresión:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_f \cdot m} \cdot Y_{fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_F$$

Para el cálculo de la anchura se adoptará un coeficiente de seguridad $X_F=2$, el cual viene determinado por:

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

Ya que se desea dimensionar el ancho del engranaje, se despeja de la fórmula anterior quedando de la siguiente forma

$$b_f = \frac{F_t}{m} \cdot Y_{fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{X_F}{S_{FP}}$$

Donde:

- F_t : Fuerza tangencial que aparece en el engranaje. Esta se puede calcular de la siguiente forma:

$$F_T = \frac{T}{\frac{d_p}{2}}$$

- m : Módulo normalizado de los engranajes.
- Y_{fa} : Coeficiente de concentrador de tensiones en la base del diente:

$$Y_{fa} = 38,15 \cdot Z_v^{-1,29} + 2,11$$

$$Z_v = \frac{z}{(\cos \beta)^3}$$

- Y_ε : Coeficiente de conducción que permite considerar la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje.

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha}$$

Siendo:

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

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

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log Z_v$$

- K_A : Coeficiente que depende de la aplicación. Para este caso se considera que la máquina motriz tiene como características uniforme, mientras que para la máquina arrastrada tiene como característica choques moderados. Con lo expuesto anteriormente se determina un coeficiente de 1,5.
- K_V : Coeficiente dinámico que tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol.

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

Donde:

- V: velocidad tangencial en m/s
- Si $K_A + \frac{F_T}{b} < 100 \text{ N/mm}$ se introduce 100
- z_1 : Número de dientes del piñón
- i : Relación de transmisión
- K_1 : Coeficiente en función de la calidad de tallado Qiso
- K_2 : 0,0087 para dentado helicoidal

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

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

- $K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$: Estos coeficientes son diferentes según se trate del estudio de flexión $K_{F\beta}$ o presión superficial $K_{H\beta}$. Con ellos se consideran los problemas debidos a una distribución de carga sobre los dientes de los engranajes diferentes a la supuesta en el cálculo de las tensiones.

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

Siendo:

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

Basándose en el método simplificado de Henriot, el valor de $K_{H\beta}$ se obtiene de la ecuación siguiente:

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

Los coeficientes H_1 , H_2 y H_3 son dependientes de la calidad ISO de fabricación y el ajuste. Éstos se pueden consultar en la tabla 5.2 del "Anexo de tablas".

- $K_{F\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal el cual es dependiente de la calidad ISO del proceso de fabricación. El tallado de los engranajes de ambas etapas se realizan con una calidad ISO 5 por lo cual, $K_{F\alpha}=1$
- S_{FP} : Tensión normal máxima admisible por el material.

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

Donde:

- S_{FL} : es la resistencia límite nominal a flexión del engranaje de referencia, obtenida para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga
- Y_{ST} : Coeficiente de concentración de tensiones. $Y_{ST} = 2,1$
- Y_{NT} : Coeficiente de duración por flexión. $Y_{NT}=1$
- $Y_{\delta T}$: Coeficiente de sensibilidad a la entalla. $Y_{\delta T} = 0,4558 + 0,2941Y_{sa}$
- Y_{RrT} : Coeficiente de rugosidad relativa.
- Y_X : Coeficiente de tamaño. Tiene en cuenta la disminución de resistencia asociada al aumento del tamaño, es función del módulo y para todos los materiales. Si $m \leq 5 \rightarrow Y_X=1$

8.2 CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL

El ancho del engranaje viene dado por la siguiente expresión:

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

Al igual que en el cálculo a flexión se adoptará un coeficiente de seguridad de $X_H=2$, el cual viene determinado por:

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

Los coeficientes F_T, K_A, K_V y $K_{H\beta}$ son los mismos que para el cálculo a flexión.

- $K_{H\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal. El tallado de los engranajes de ambas etapas se realizan con una calidad ISO 5 por lo cual $K_{H\alpha} = 1$
- Z_H : Coeficiente geométrico que depende del ángulo de presión. Para $\alpha=20^\circ$ y engranajes cilíndricos de dientes helicoidales y normales:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\frac{\sin \alpha_t}{\cos \alpha_t}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 14,0}{\frac{\sin 20,65}{\cos 20,65}}} = 2,42$$

- Z_E : Coeficiente elástico del material

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

- Z_ε : Coeficiente de conducción:

$$\text{si } \varepsilon_\beta > 1 \rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$\text{si } \varepsilon_\beta < 1 \rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\left(4 - \varepsilon_\alpha \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_\beta}{3} \right) + \left(\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha} \right) \right)}$$

$$\varepsilon_\beta = \sin \beta \cdot \frac{b}{\pi m}$$

Como se puede observar el factor Z_ε depende del ancho del engranaje, así que será necesario llevar a cabo un proceso iterativo.

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

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

- S_{HL} : Tensión superficial límite del material.
- Z_N : Coeficiente de duración
- Los coeficientes Z_L , Z_R y Z_V modifican el límite del material del engranaje en función de la lubricación entre las superficies de contacto entre engranajes.
- Z_L : Coeficiente de viscosidad.

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

Siendo:

$$C_{ZL} = 0,08 \cdot \frac{(S_{HL} - 85)}{35} + 0,083$$

Si $S_{HL} \leq 85$ se toma un valor de $S_{HL} = 85$.

Si $S_{HL} \geq 120$ se toma un valor de $S_{HL} = 120$.

- Z_V : Coeficiente de velocidad:

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

$$C_{ZV} = 0,085 + 0,08 \cdot \frac{(S_{HL} - 85)}{35}$$

Si $S_{HL} \leq 85$ se toma un valor de $S_{HL} = 85$.

Si $S_{HL} \geq 120$ se toma un valor de $S_{HL} = 120$.

- Z_R : Coeficiente de rugosidad. Este coeficiente considera la influencia de la rugosidad superficial en la formación y comportamiento de la película del lubricante.

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

Si $S_{HL} < 850$ se toma un valor de $C_{ZR} = 0,15$

Si $850 < S_{HL} < 1200$ se toma un valor de $C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot S_{HL}$

Si $S_{HL} > 1200$ se toma un valor de $C_{ZR} = 0,08$

- Z_W : Coeficiente de relación de durezas. Dado que el material utilizado en la realización de los engranajes tiene una dureza brinell superior a 130 e inferior a 470, Z_W se puede determinar de la siguiente forma:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

Una vez se haya calculado el ancho de los engranajes tanto a flexión como a presión superficial se tomará el mayor de los dos anchos obtenidos. Se debe comprobar que:

- $b < 2 \cdot d_p$
- $b > 0,5 \cdot d_p$

8.3 DIMENSIONADO DEL ANCHO DE LA PRIMERA ETAPA

Datos de la primera etapa:

- Potencia: 2845,216 W
- $\omega_{\text{piñón}}$: 3000 r.p.m.
- m: 1 mm
- β : 15°
- α_n : 20°
- d_p : 27,5 mm
- Relación de transmisión: 3,333
- $d_{\text{árbol}}$: 15 mm
- Coeficiente de seguridad: $X=2$
- Tensión normal máxima admisible por el material: $S_{FP} = 299,6 \text{ MPa}$
- Tensión de contacto máxima admisible por el material: $S_{HP} = 720,9 \text{ MPa}$
- Dureza brinell del material: 265
- Viscosidad cinemática del lubricante a 40°C. $\nu_{40} = 321 \text{ mm}^2/\text{s}$

Realizando el cálculo por flexión se obtienen los siguientes resultados:

- | | |
|---------------------------------|---|
| • $F_T = 648 \text{ N}$ | • $\varepsilon_\alpha = 1,70$ |
| • $Y_{fa \text{ piñón}} = 2,59$ | • $Y_\varepsilon = 0,69$ |
| • $Y_{fa \text{ rueda}} = 2,21$ | • $V_{\tan \text{ piñón}} = 4,39 \text{ m/s}$ |
| • $Y_{sa \text{ piñón}} = 1,76$ | • $K_{f\alpha} = 1$ |
| • $Y_{sa \text{ rueda}} = 2,04$ | • $S_{FP} = 625,72 \text{ M}$ |

Realizando el cálculo por presión superficial se obtienen los siguientes resultados:

- $S_{HP} = 801,57$
- $Z_E = 189,81 (N/mm^2)^{0,5}$
- $b_H = 30,8578 \cdot Z_E^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_V$

Se realizará el cálculo a presión superficial mediante iteración. Una vez se haya obtenido el ancho, se comprobará que el factor de seguridad a flexión es igual o mayor a 2. Para la iteración se ha utilizado la herramienta informática Excel ya que facilita enormemente la tarea. Los resultados son los siguientes:

b_{H0}	Z_ϵ	$K_{H\beta}$	K_V	b_H
27.952	0.766	1.283	1.143	26.593
26.593	0.766	1.266	1.143	26.236
26.236	0.766	1.262	1.143	26.145
26.145	0.766	1.260	1.143	26.122
26.122	0.766	1.260	1.143	26.116
26.116	0.766	1.260	1.143	26.115
26.115	0.766	1.260	1.143	26.114
26.114	0.766	1.260	1.143	26.114
26.114	0.766	1.260	1.143	26.114
26.114	0.766	1.260	1.143	26.114

El resultado final es de 26,11 mm, pero se tomará 27, como ancho. Ahora se debe de comprobar que el coeficiente a flexión es igual o superior a 2. Realizando cálculos se determina que el coeficiente a flexión, $X_F = 4,34$.

Por último se debe de comprobar que $b < 2 \cdot d_p$ y $b > 0,5 \cdot d_p$

$$2 \cdot d_p = 55,9mm$$

$$0,5 \cdot d_p = 14mm$$

Como se puede comprobar, cumple. Así que el ancho de los engranajes de la primera etapa es de 27mm.

8.4 DIMENSIONADO DEL ANCHO DE LA SEGUNDA ETAPA

Datos de la segunda etapa:

- Potencia: 2845,216 W
- $\omega_{\text{piñón}}$: 900 r.p.m.
- m : 3 mm
- β : 15°
- α_n : 20°
- d_p : 49,3 mm
- Relación de transmisión: 3,3125
- $d_{\text{árbol}}$: 20 mm
- Coeficiente de seguridad: $X=2$
- Tensión normal máxima admisible por el material: $S_{FP} = 299,6 \text{ MPa}$
- Tensión de contacto máxima admisible por el material: $S_{HP} = 720,9 \text{ MPa}$
- Dureza brinell del material: 265
- Viscosidad cinemática del lubricante a 40°C. $\nu_{40} = 321 \text{ mm}^2/\text{s}$

Realizando el cálculo por flexión se obtienen los siguientes resultados:

- | | |
|---------------------------------|---|
| • $F_T = 1215 \text{ N}$ | • $\varepsilon_\alpha = 1,60$ |
| • $Y_{fa \text{ piñón}} = 3,04$ | • $Y_\varepsilon = 0,72$ |
| • $Y_{fa \text{ rueda}} = 2,31$ | • $V_{\tan \text{ piñón}} = 2,34 \text{ m/s}$ |
| • $Y_{sa \text{ piñón}} = 1,63$ | • $K_{f\alpha} = 1$ |
| • $Y_{sa \text{ rueda}} = 1,92$ | • $S_{FP} = 593,21 \text{ MPa}$ |

Realizando el cálculo por presión superficial se obtienen los siguientes resultados:

- $S_{HP} = 801,94$
- $Z_E = 189,81 \text{ (N/mm}^2\text{)}^{0,5}$
- $b_H = 32,563 \cdot Z_E^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_V$

Al igual que en la primera etapa se realizará el cálculo a presión superficial mediante iteración. Una vez se haya obtenido el ancho, se comprobará que el factor de seguridad a flexión es igual o mayor a 2.

b_{H0}	Z_{ε}	$K_{H\beta}$	K_V	b_H
49.693	0.789	1.286	1.053	27.462
27.462	0.816	1.158	1.056	26.528
26.528	0.819	1.154	1.056	26.628
26.628	0.819	1.155	1.056	26.617
26.617	0.819	1.155	1.056	26.619
26.619	0.819	1.155	1.056	26.618
26.618	0.819	1.155	1.056	26.618
26.618	0.819	1.155	1.056	26.618
26.618	0.819	1.155	1.056	26.618
26.618	0.819	1.155	1.056	26.618

El resultado final es de 26,618 mm, pero se tomará 27, como ancho. Ahora se debe de comprobar que el coeficiente a flexión es igual o superior a 2. Realizando cálculos se determina que el coeficiente a flexión, $X_F = 6,80$

Por último se debe de comprobar que $b < 2 \cdot d_p$ y $b > 0,5 \cdot d_p$

$$2 \cdot d_p = 99,4mm$$

$$0,5 \cdot d_p = 24,8mm$$

Como se puede comprobar, cumple. Así que el ancho de los engranajes de la primera etapa es de 27mm.

9. COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE

Como se ha mencionado anteriormente en un principio se supuso un lubricante para llevar a cabo el dimensionado del engranaje, ahora se debe de comprobar que el lubricante seleccionado presenta características apropiadas.

Para determinar la validez del lubricante se utilizará el método UNITED expuesto a continuación.

En este método se evalúa la carga por medio de la variable K siendo:

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

Donde F_T es la fuerza tangencial en daN, b y d_1 son el ancho del engranaje y el diámetro primitivo del piñón en mm respectivamente y K_A es el coeficiente de aplicación utilizado en el dimensionado del ancho de los engranajes.

El lubricante adecuado se obtiene a partir de su viscosidad a 38°C calculada a partir de la relación K/V_{Tan} mediante la siguiente formula:

$$\text{Si } 2,5 \cdot 10^{-4} \leq K/V_{Tan} \leq 2 \text{ y } V_{Tan} \leq 20$$

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left[\log\left(\frac{K}{V_{Tan}}\right) \right]^3 - 0,10865 \cdot \left[\log\left(\frac{K}{V_{Tan}}\right) \right]^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{K}{V_{Tan}}\right) + 3,0079$$

Donde V_{Tan} es la velocidad tangencial en m/s y v_{38} la viscosidad cinemática en cSt.

Utilizando este método se obtendrá la validación del lubricante cuando la viscosidad v_{38} sea igual o mayor que la viscosidad del lubricante elegido a 38°C. Esto último se puede calcular de la siguiente forma:

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

Siendo A y B dos constantes propias del lubricante y T la temperatura medida en °K. Como el fabricante del lubricante proporciona la viscosidad a 40 y 100°C, se puede determinar el valor de los coeficientes y a partir de eso conocer la viscosidad a 38°C.

El lubricante utilizado en el reductor se trata de un aceite sintético "Shell Tivela S 320" cuya $v_{40} = 321 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $v_{100} = 52,7 \text{ mm}^2/\text{s}$. Con esto se obtiene el siguiente sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$\left. \begin{aligned} 321 &= 10^{10(A-B \cdot \log(40+273))} - 0,7 \\ 52,7 &= 10^{10(A-B \cdot \log(100+273))} - 0,7 \end{aligned} \right\}$$

Resolviendo el sistema se obtiene que:

- A= 5,70
- B= 2,12

Con los coeficientes se está en condiciones de calcular v_{38} de la siguiente forma:

$$v_{38} = 10^{10^{(5,7-2,12 \cdot \log(38+273))}} - 0,7 = 347,5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Los datos de la primera etapa son:

K_A	F_T (daN)	b (mm)	d_1 (mm)	i	V_{Tan} (m/s)
1,5	64,8	27	27,95	3,333	4,39

K entonces se puede calcular de la siguiente forma:

$$K = \frac{64,8}{27 \cdot 27,95} \cdot \frac{1 + 3,333}{3,333} \cdot 1,5 = 0,1674$$

Por tanto:

$$\frac{K}{V_{Tan}} = \frac{0,1674}{4,39} = 0,038$$

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot [\log(0,038)]^3 - 0,10865 \cdot [\log(0,038)]^2 + 0,3263 \cdot \log(0,038) + 3,0079$$

$$= 2,398$$

$$v_{38} = 10^{2,398} = 250,15 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Como $250,15 \leq 347,5$ el lubricante cumple con las características de la primera etapa.

Los datos de la segunda etapa son:

K_A	F_T (daN)	b (mm)	d_1 (mm)	i	V_{Tan} (m/s)
1,5	121,5	27	49,69	3,3215	2,34

K entonces se puede calcular de la siguiente forma:

$$K = \frac{121,5}{27 \cdot 49,69} \cdot \frac{1 + 3,3215}{3,3215} \cdot 1,5 = 0,1769$$

Por tanto:

$$\frac{K}{V_{Tan}} = \frac{0,1769}{2,34} = 0,0755$$

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot [\log(0,0755)]^3 - 0,10865 \cdot [\log(0,0755)]^2 + 0,3263 \cdot \log(0,0755) + 3,0079$$

$$= 2,537$$

$$v_{38} = 10^{2,537} = 344,48 \text{ mm}^2/s$$

Como $344,48 \leq 347,5$ el lubricante cumple con las características de la segunda etapa.

10. ALIGERADO DE LAS RUEDAS

Debido al peso de las ruedas de ambas etapas se han aligerado para que la incidencia del peso sobre la deformación elástica sea menor. Así mismo, el menor peso de las ruedas evita que se produzcan deformaciones en los rodamientos. En el "Anexo de planos" se encuentran ambas ruedas detalladas.

11. TABLA RESUMEN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

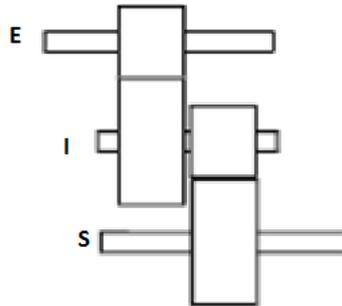
	ETAPA 1	ETAPA 2
<i>m</i> (mm)	1	3
<i>i</i>	3,333	3,3125
<i>z_p</i>	27	16
<i>z_r</i>	90	53
<i>d_p</i>	27,95	49,69
<i>d_r</i>	93,17	164,61
<i>F_T</i> (N)	648	1215
<i>F_r</i> (N)	244,17	457,82
<i>F_a</i> (N)	173,63	325,56
Material	Acero F1250	
Lubricante	Shell Tivela S 320	
<i>b</i> (mm)	27	27

12. DISEÑO DE LOS ÁRBOLES

Para determinar el tamaño de cada una de las secciones de los árboles se realizará el dimensionado a rigidez torsional, fatiga y a deflexión lateral. Para el dimensionado de los engranajes se ha realizado previamente el dimensionado a rigidez torsional. Ahora se verificará que ese diámetro obtenido cumple a fatiga y a flexión lateral.

Para el cálculo a fatiga se debe de conocer la longitud del árbol. Se realizará una estimación de la longitud y para ello se deberán tener en cuenta todos los elementos que van montados sobre el árbol: engranajes, rodamientos, casquillos, etc. En el caso de que el reductor contenga engranajes de grandes dimensiones se deberá tener en cuenta el peso de estos. En este caso los engranajes no son demasiado grandes así que no se tendrá en cuenta el peso de estos.

La disposición de los ejes será la siguiente:



La distancia entre los árboles se puede calcular de la siguiente forma:

$$D_{C_{E-I}} = \frac{d_p + d_r}{2} = \frac{27,95 + 93,17}{2} = 60,56 \text{ mm}$$

$$D_{C_{I-S}} = \frac{d_p + d_r}{2} = \frac{49,69 + 164,61}{2} = 107,15 \text{ mm}$$

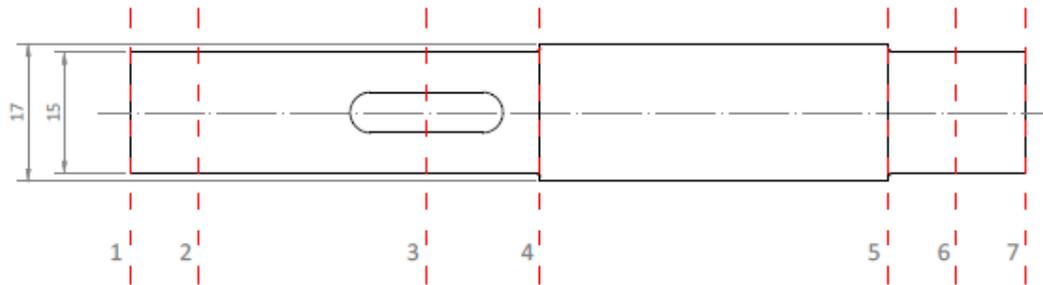
12.1 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS ÁRBOLES.

Para calcular los esfuerzos se tendrá en cuenta las fuerzas que actúan en el engranaje. Estas fuerzas son la fuerza tangencial (F_T), la fuerza radial (F_r) y al tratarse de engranajes con dientes helicoidales, la fuerza axial (F_a). Si el reductor puede trabajar con dos sentidos de marcha, se deberán realizar los cálculos para ambas condiciones y diseñar el árbol para las condiciones más desfavorables. Para el predimensionado se han tenido en cuenta los rodamientos con mayor anchura disponible para cada árbol.

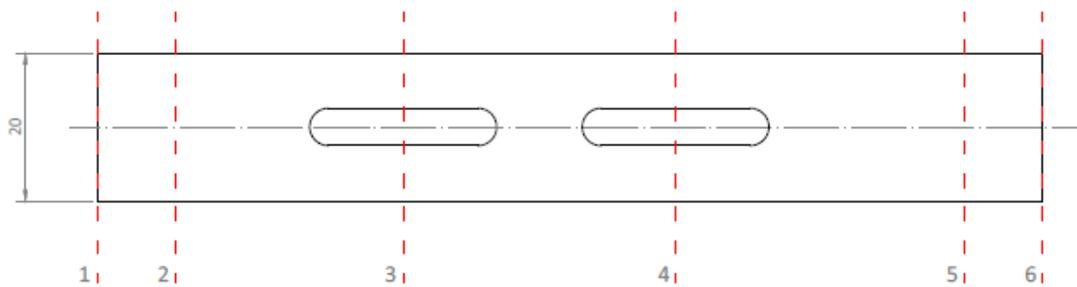
Cabe destacar que las figuras que se presentan a continuación tan solo son un esquema general del eje. Para consultar los detalles de los ejes se recomienda consultar los planos anexos.

Las secciones numeradas en cada eje son secciones significativas para los diferentes cálculos en el diseño de los ejes y se mantendrán como referencia a lo largo de todo el documento.

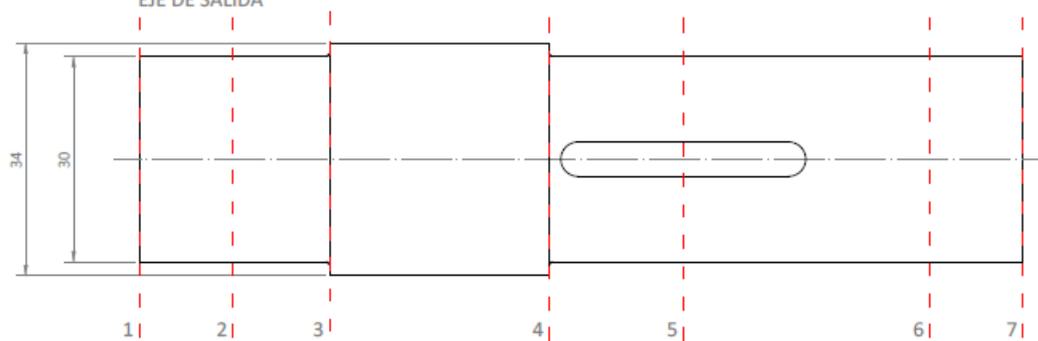
EJE DE ENTRADA



EJE INTERMEDIO



EJE DE SALIDA



Primero se realizará el cálculo de las reacciones en los apoyos. Se determinarán las reacciones mediante un equilibrio de momentos y un equilibrio de fuerzas aplicando las siguientes ecuaciones:

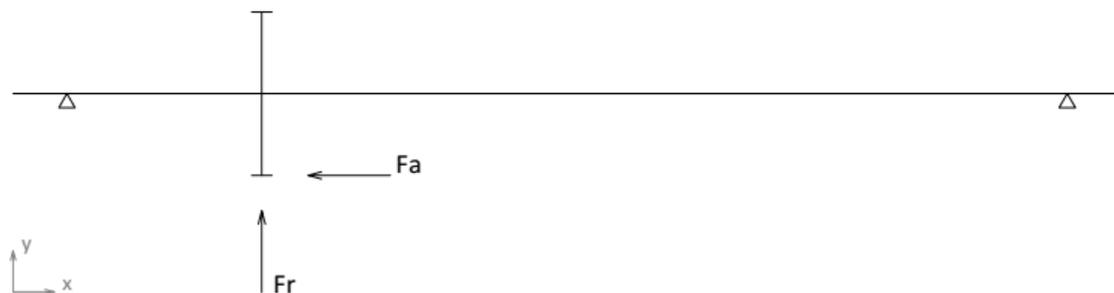
$$\sum M = 0$$

$$\sum F = 0$$

Finalmente el cálculo de los momentos de cada árbol será en función de las reacciones en los apoyos calculadas y de las fuerzas exteriores aplicadas. Se determinarán en las secciones mostradas anteriormente ya que en ellas actúan alguna fuerza o hay concentradores de tensiones.

12.2 ESFUERZOS EN EL ÁRBOL DE ENTRADA

12.2.1 PLANO XY SENTIDO HORARIO



$$F_r = F_T \cdot \tan \alpha_t = 648 \cdot \tan 20,647 = 244,173N$$

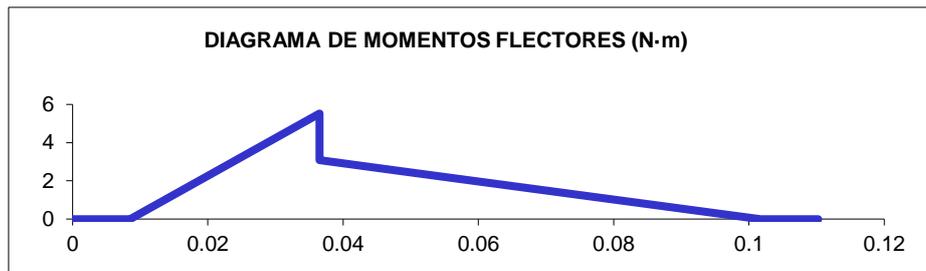
$$F_a = F_T \cdot \tan \beta = 648 \cdot \tan 15 = 173,63N$$

Los cálculos se han llevado a cabo mediante la herramienta informática Excel ya que facilita enormemente la tarea. Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
-196,91 N	-47,26 N

Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	8,5	35,5	50,5	93,25	101,75	110,25
M_z (N·m)	0	0	5,51	2,42	0,40	0	0



12.2.2 PLANO XZ SENTIDO HORARIO



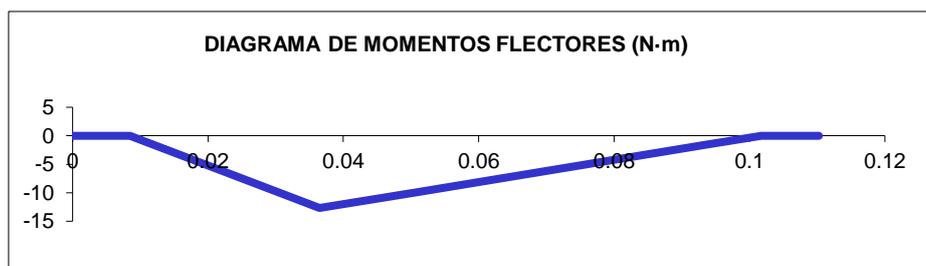
$$F_T = 648 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
453,43 N	194,57 N

Los momentos flectores en cada sección son:

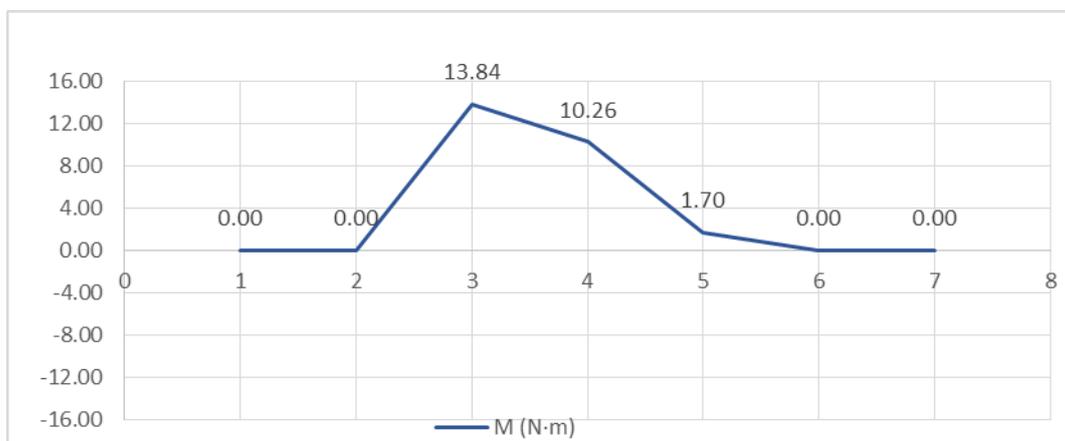
Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	8,5	35,5	50,5	93,25	101,75	110,25
M_y (N·m)	0	0	-12,70	-9,97	-1,65	0	0



El momento flector total en cada sección es el siguiente:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	8,5	35,5	50,5	93,25	101,75	110,25
M (N·m)	0	0	13,84	10,26	1,70	0	0



12.2.3 PLANO XY SENTIDO ANTIHORARIO



$$F_r = 244,173N$$

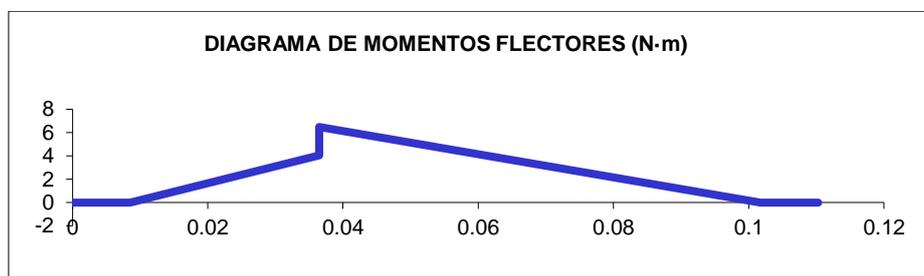
$$F_a = 173,63N$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
-144,84 N	-99,33 N

Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	8,5	35,5	50,5	93,25	101,75	110,25
M_z (N·m)	0	0	6,48	5,09	0,84	0	0



12.2.4 PLANO XZ SENTIDO ANTIHORARIO



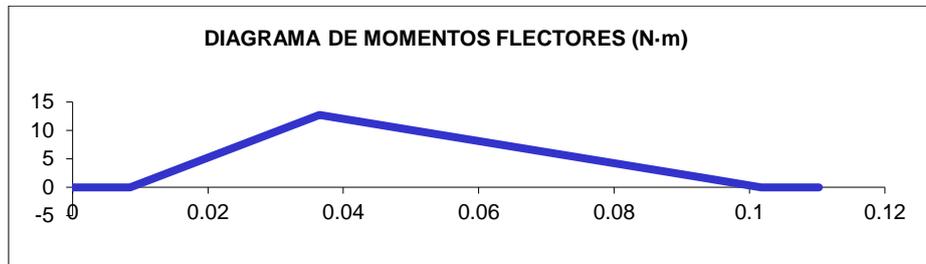
$$F_T = 648 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
-453,43	-194,57

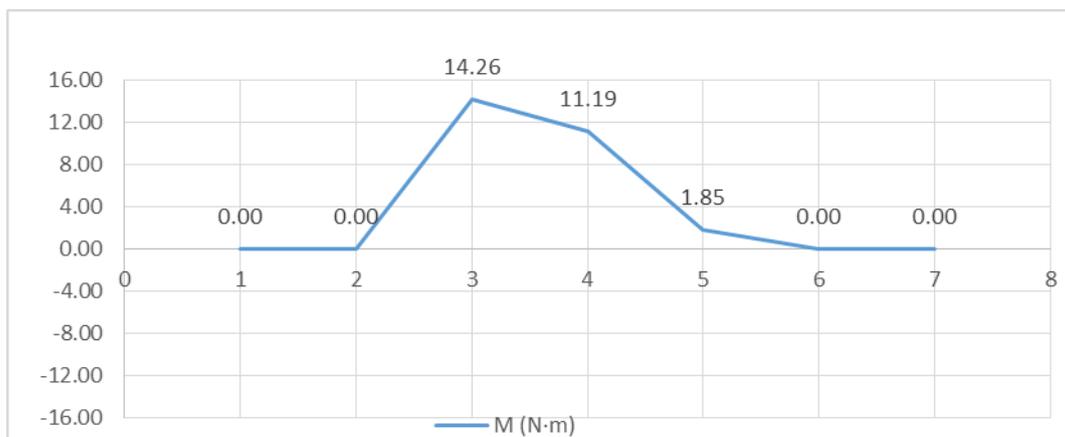
Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
<i>L (mm)</i>	0	8,5	35,5	50,5	93,25	101,75	110,25
<i>M_y (N·m)</i>	0	0	12,70	9,97	1,65	0	0



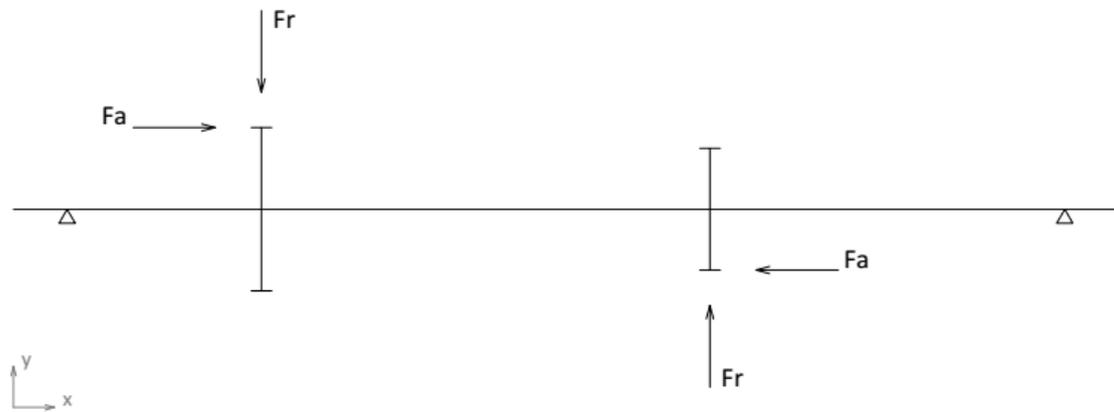
El momento flector total en cada sección es el siguiente:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
<i>L (mm)</i>	0	8,5	35,5	50,5	93,25	101,75	110,25
<i>M (N·m)</i>	0	0	14,26	11,19	1,85	0	0



12.3 ESFUERZOS EN EL ÁRBOL INTERMEDIO

12.3.1 PLANO XY SENTIDO HORARIO



$$F_{r1} = 244,173N$$

$$F_{a1} = 173,63N$$

$$F_{r2} = F_T \cdot \tan \alpha_t = 1215 \cdot \tan 20,647 = 457,824N$$

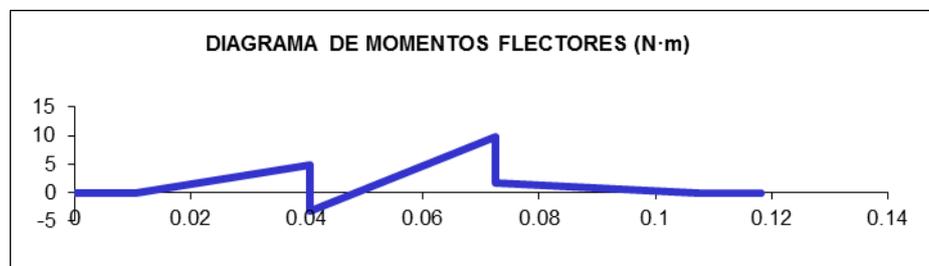
$$F_{a2} = F_T \cdot \tan \beta = 1215 \cdot \tan 15 = 325,558N$$

Las reacciones en los apoyos son:

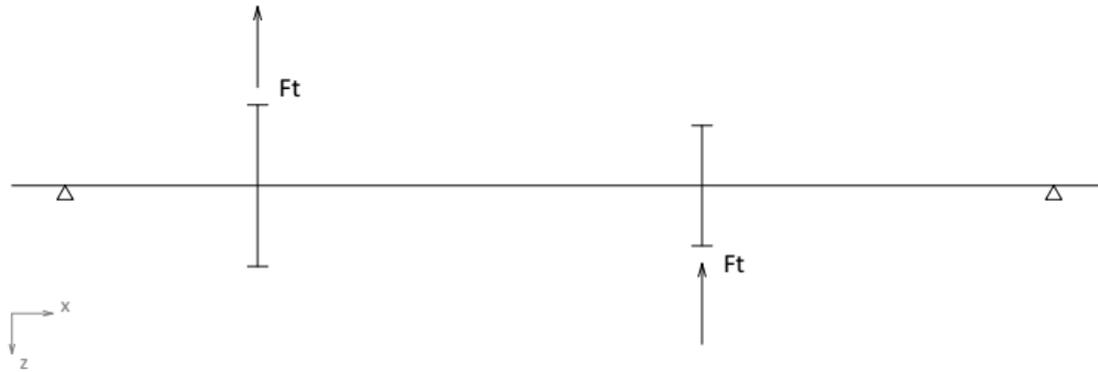
R_A	R_B
-163,33 N	-50,30 N

Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	10,5	40,5	72,5	107,75	118,25
M_z (N·m)	0	0	4,90	9,86	0	0



12.3.2 PLANO XZ SENTIDO HORARIO



$$F_{T1} = 648N$$

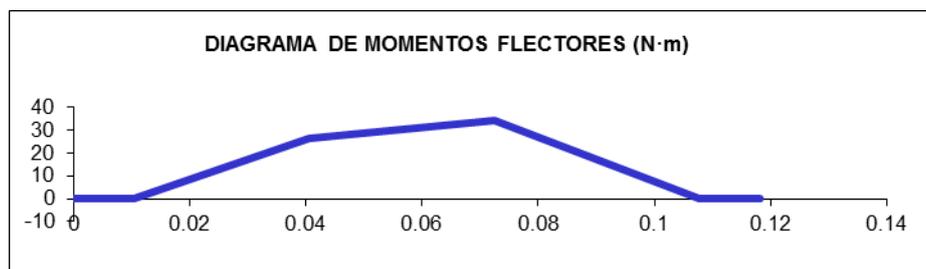
$$F_{T2} = 1215N$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
-888,50 N	-974,50 N

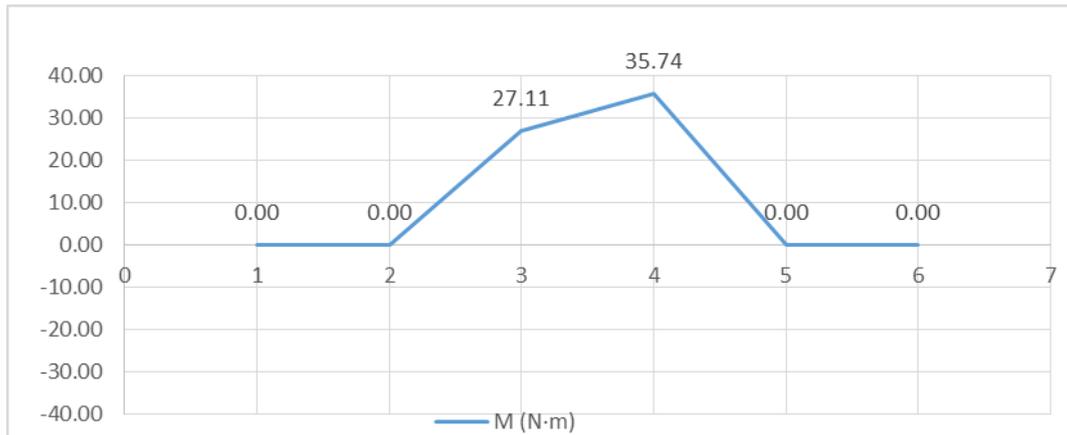
Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	10,5	40,5	72,5	107,75	118,25
M_y (N·m)	0	0	26,66	34,35	0	0

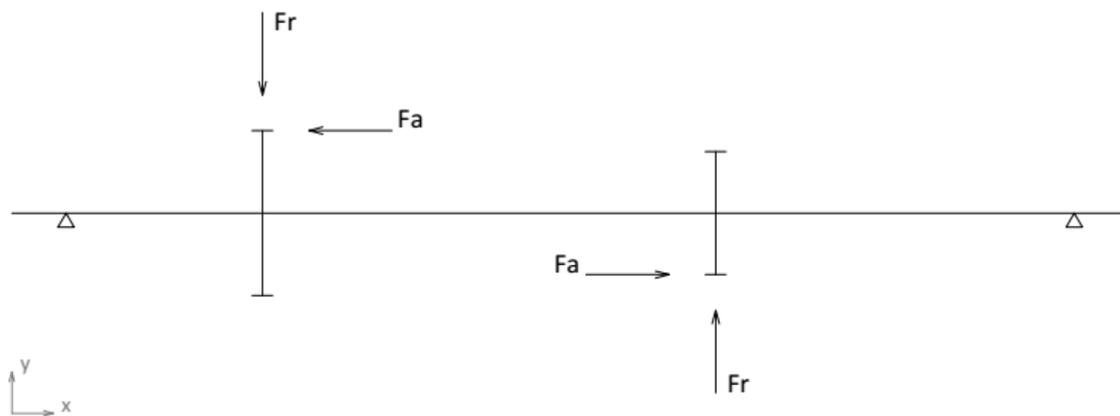


Los momentos flectores totales en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	10,5	40,5	72,5	107,75	118,25
M (N·m)	0	0	27,11	35,74	0	0



12.3.3 PLANO XY SENTIDO ANTIHORARIO



$$F_{r1} = 244,173N$$

$$F_{a1} = 173,63N$$

$$F_{r2} = 457,824N$$

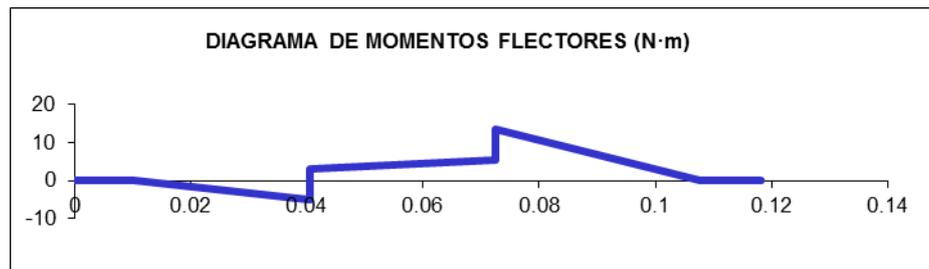
$$F_{a2} = 325,558N$$

Las reacciones en los apoyos son:

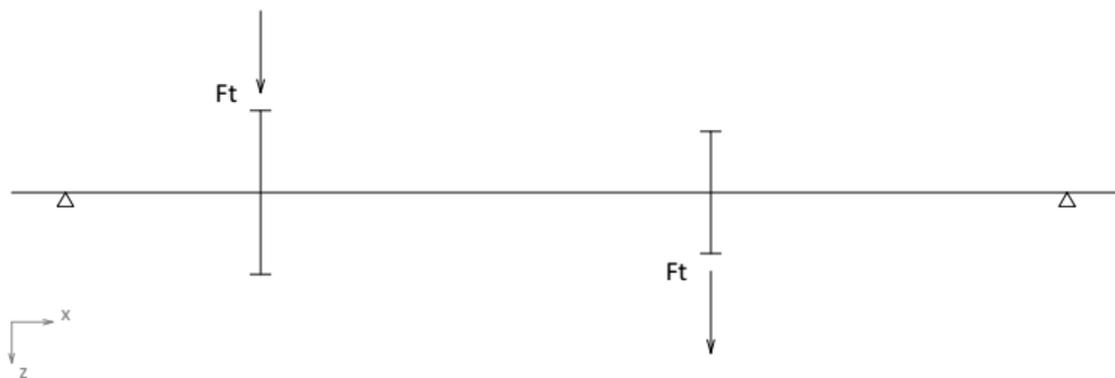
R_A	R_B
169,17 N	-382,80 N

Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	10,5	40,5	72,5	107,75	118,25
M_z (N·m)	0	0	-5,08	13,49	0	0



12.3.4 PLANO XZ SENTIDO ANTIHORARIO



$$F_{T1} = 648N$$

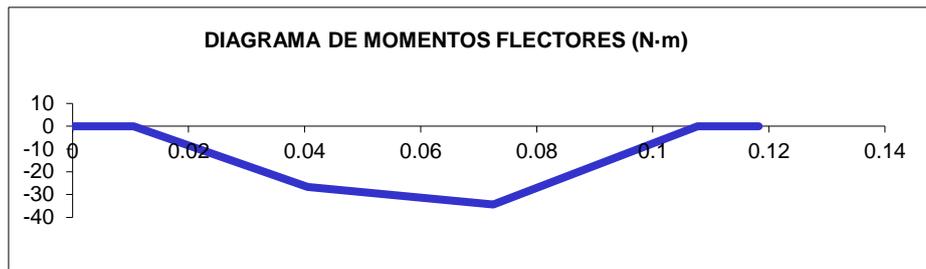
$$F_{T2} = 1215N$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
888,50 N	974.50 N

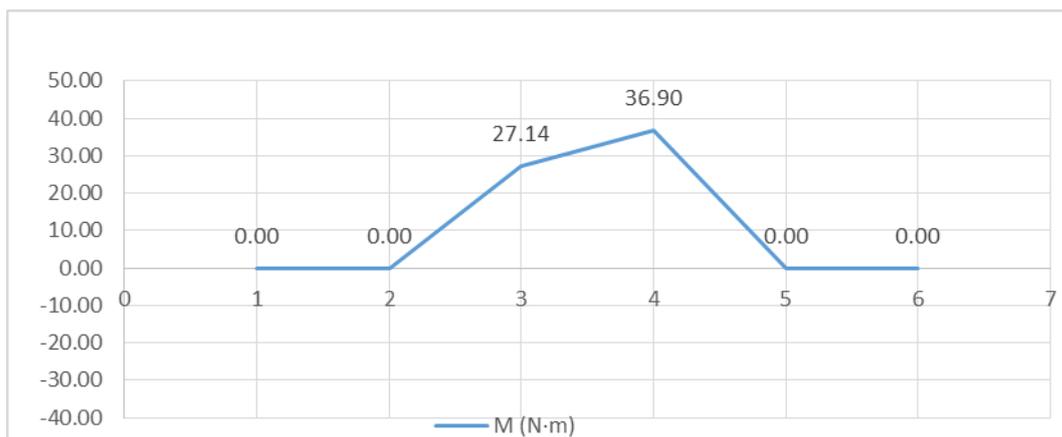
Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	10,5	40,5	72,5	107,75	118,25
M_y (N·m)	0	0	-26,66	-34,35	0	0



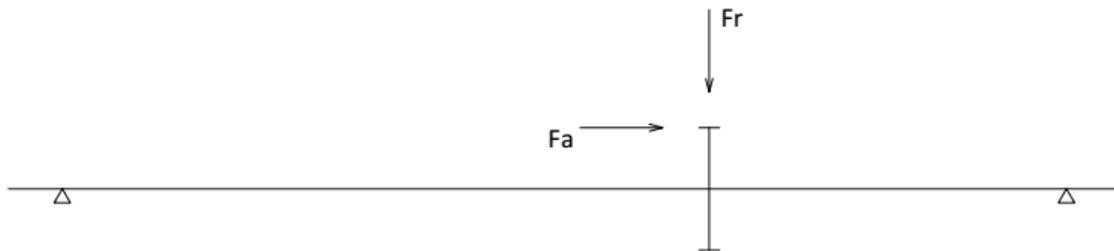
Los momentos flectores totales en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6
<i>L (mm)</i>	0	10,5	40,5	72,5	107,75	118,25
<i>M (N·m)</i>	0	0	27,14	36,90	0	0



12.4 ESFUERZOS EN EL ÁRBOL DE SALIDA

12.4.1 PLANO XY SENTIDO HORARIO



$$F_r = 457,824N$$

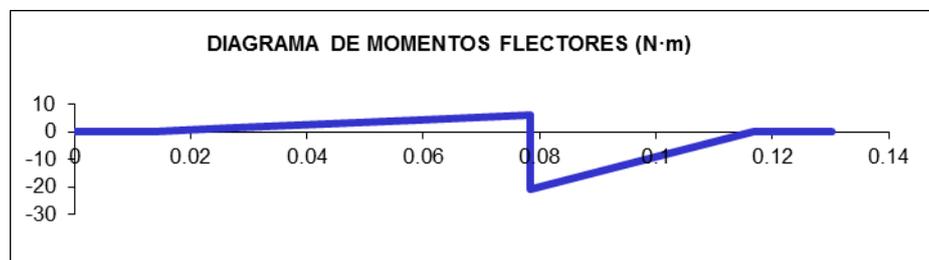
$$F_a = 325,558N$$

Las reacciones en los apoyos son:

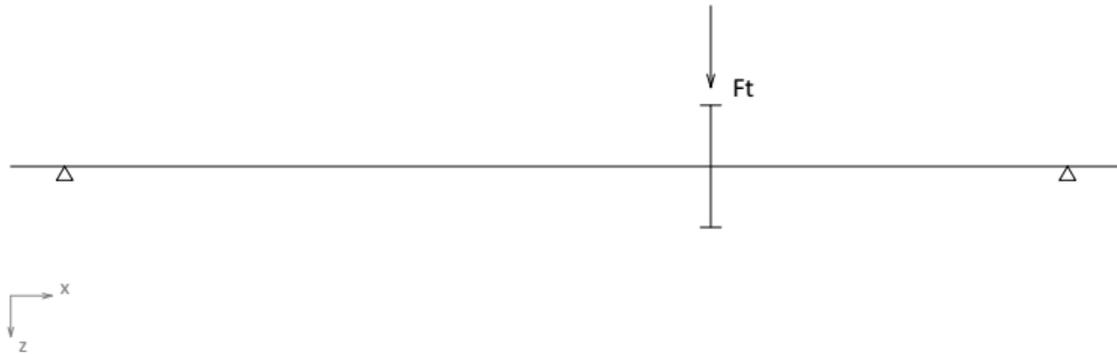
R_A	R_B
-89,91 N	547,73

Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	13,5	27	58,75	78,50	116,75	130,25
M_z (N·m)	0	0	1,21	4,07	-20,95	0	0



12.4.2 PLANO XZ SENTIDO HORARIO



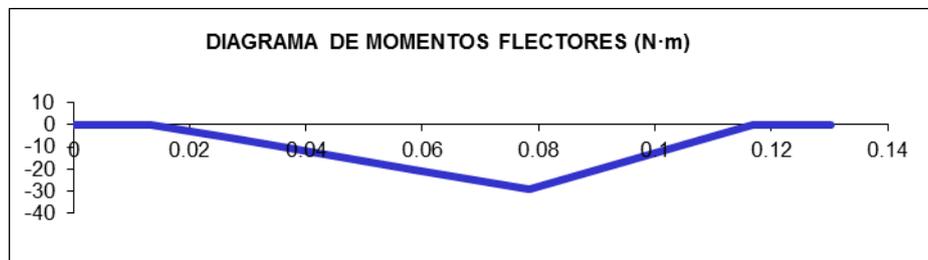
$$F_T = 1215\text{N}$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
450,11 N	764,89 N

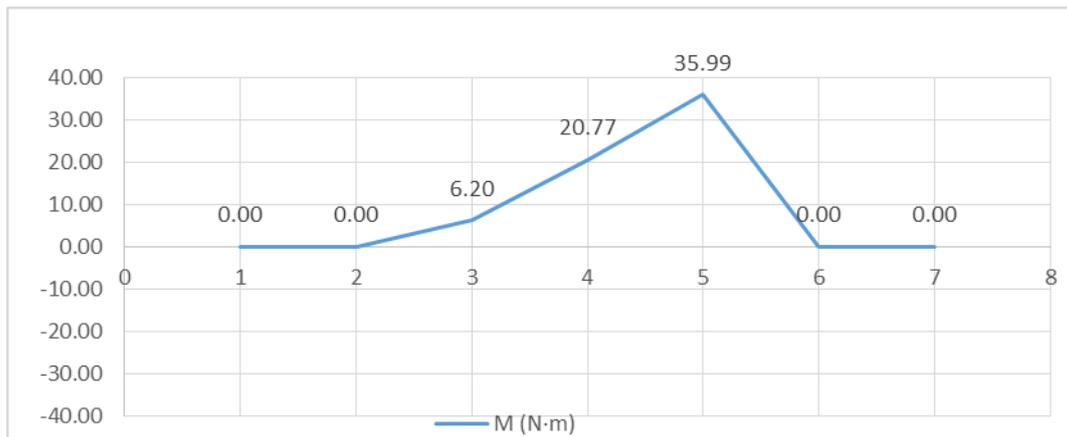
Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	13,5	27	58,75	78,50	116,75	130,25
M_z (N·m)	0	0	-6,08	-20,37	-29,26	0	0

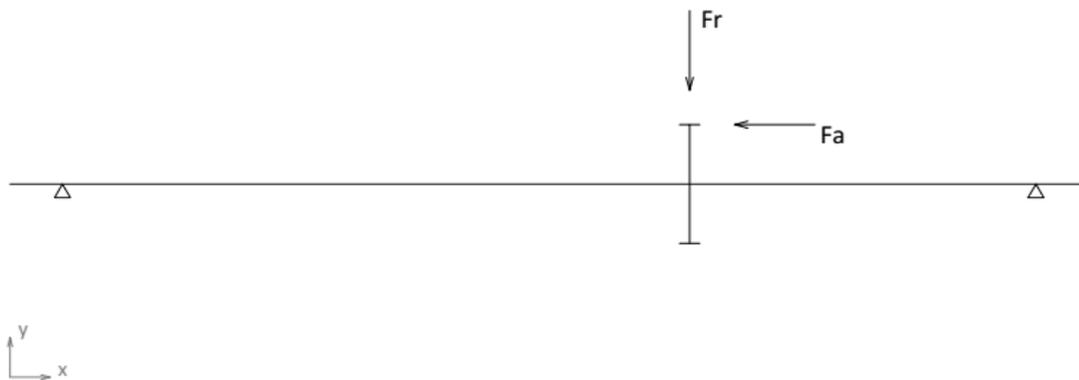


Los momentos flectores totales en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	13,5	27	58,75	78,50	116,75	130,25
M (N·m)	0	0	6,20	20,77	35,99	0	0



12.4.3 PLANO XY SENTIDO ANTIHORARIO



$$F_r = 457,824N$$

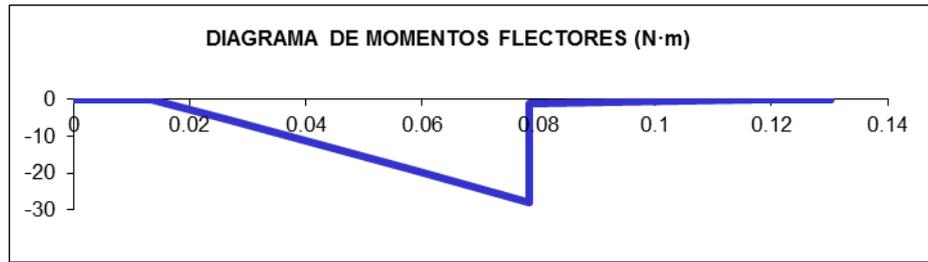
$$F_a = 325,558N$$

Las reacciones en los apoyos son:

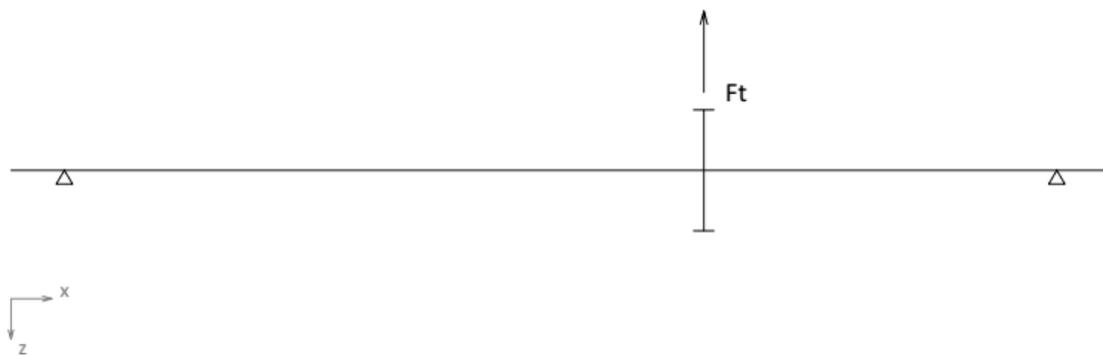
R_A	R_B
429,12 N	28,70 N

Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	13,5	27	58,75	78,50	116,75	130,25
M_z (N·m)	0	0	-5,79	-19,42	-27,89	0	0



12.4.4 PLANO XZ SENTIDO ANTIHORARIO



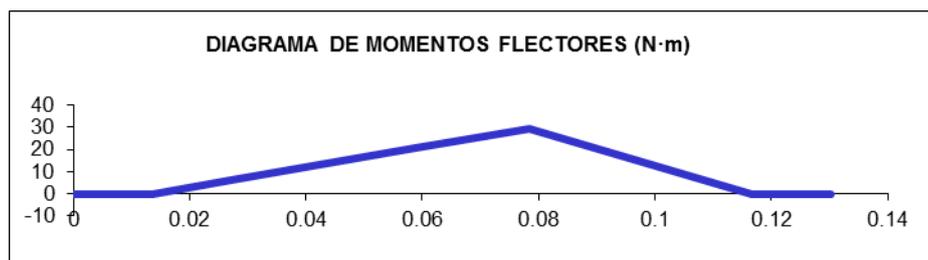
$$F_T = 1215\text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos son:

R_A	R_B
-450,11 N	-764,89 N

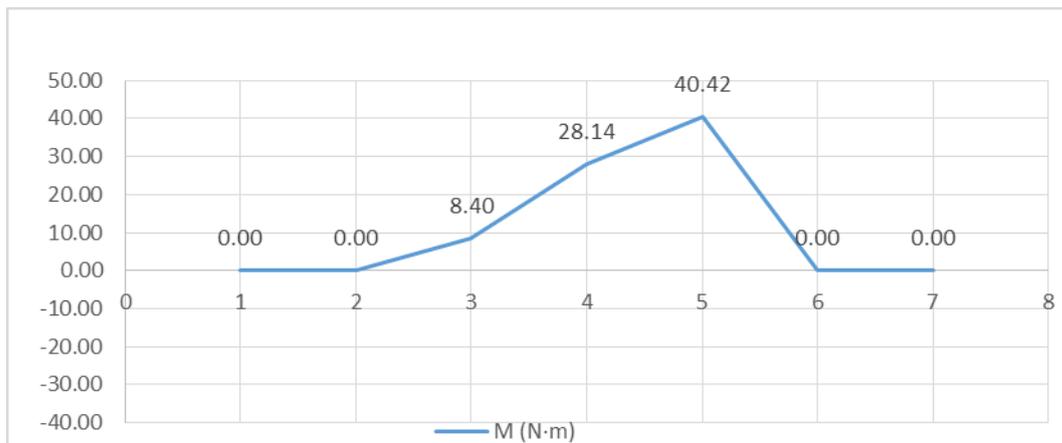
Los momentos flectores en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	13,5	27	58,75	78,50	116,75	130,25
M_y (N·m)	0	0	6,08	20,37	29,26	0	0



Los momentos flectores totales en cada sección son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
<i>L (mm)</i>	0	13,5	27	58,75	78,50	116,75	130,25
<i>M (N·m)</i>	0	0	8,40	28,14	40,42	0	0



12.5 CÁLCULO A FATIGA

El cálculo fatiga garantiza la integridad del árbol cuando este está sometido a tensiones alternantes. Los árboles se diseñarán para una vida infinita. Primero calcularemos el límite de fatiga S_e , este valor corresponde a una vida de 10^6 ciclos, lo que quiere decir que si el árbol ha superado los 10^6 ciclos no fallará por fatiga. En este cálculo se comprobará que el árbol, previamente dimensionado a rigidez torsional, cumple a fatiga teniendo un coeficiente de seguridad igual o superior a 2.

Para el cálculo solo se tendrán en cuenta los momentos flectores que actúan en cada sección. El coeficiente de seguridad se calcula de la siguiente forma:

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

Siendo:

- d: el diámetro de la sección estudiada.
- M: El momento actuante en la sección.

12.5.1 CÁLCULO DEL LÍMITE DE FATIGA

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \frac{S'_e}{k_f}$$

Donde:

- S'_e : Límite a fatiga de una probeta en un ensayo a flexión rotativa. Se estima el límite de fatiga como:

$$\text{si } S_u \leq 1400 \text{ Mpa} \rightarrow S'_e = 0,5 \cdot S_u$$

$$\text{si } S_u > 1400 \text{ Mpa} \rightarrow S'_e = 700 \text{ Mpa}$$

- k_a : Factor de superficie. Este parámetro tiene en cuenta en acabado superficial según el tipo de mecanizado que se haya hecho a la pieza.

$$k_a = a \cdot S_u^b$$

Siendo a y b coeficientes determinados por cada tipo de mecanizado.

Dado que los dos árboles tienen el mismo acabado superficial, mecanizado, se obtiene que $k_a=0,727$

- k_b : Factor de tamaño. El límite de fatiga depende del tamaño de la pieza en materiales bajo condiciones de flexión y torsión. Se puede obtener mediante la siguiente forma:

$$\text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \rightarrow k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-1,107}$$

$$\text{si } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0,859 - 8,37 \cdot 10^{-4} \cdot d$$

- k_c : Factor de tipo de carga. El límite de fatiga se obtiene de un ensayo a flexión rotativa así que se deberá de corregir su valor para otro tipo de carga.

$$k_c = \begin{cases} 0,8 & \text{Carga axial} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

- k_d : Factor de temperatura. A temperaturas bajas de funcionamiento, puede existir fractura frágil. Por otro lado cuando la temperatura es elevada se debe considerar la fluencia como un posible modo de fallo. Sin embargo en el caso del acero a temperaturas medias (aproximadamente entre 20 y 250 °C) se mejora ligeramente el comportamiento a fatiga. Por tanto se tomará para todos los casos $k_d=1$
- k_e : Factor de confiabilidad. Considerando la distribución estadística de los resultados de ensayos de fatiga sobre aceros, se puede establecer un coeficiente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad. Esto significa que para un número de ciclos dados al menos un % de piezas igual o superior a la confiabilidad elegida no fallarán. Se ha elegido un factor de confiabilidad del 99% con lo que se obtiene $k_e = 0,814$

- k_f : Factor de reducci3n del l3mite de fatiga por presencia de entalla. Este par3metro tiene en cuenta el efecto de los concentradores de tensiones tales como chavetas, ranuras para arandelas o cambios de secci3n. Es funci3n de otro coeficiente llamado factor de concentraci3n te3rico de tensiones, k_t que para este caso concreto es funci3n de los di3metros y del radio de acuerdo ρ , siendo este de 0,5mm.

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

El valor de q puede calcularse a partir de la siguiente expresi3n.

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

Donde ρ es el radio de acuerdo de la secci3n considerada y α se puede calcular de la siguiente forma:

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

Se emplear3 el mismo material para todos los 3rboles siendo $\alpha = 0,0528$.

12.5.1.1 C3LCULO DEL FACTOR K_f

En el 3rbol con el fin de impedir el desplazamiento lateral de los componentes se realizan cambios de secci3n y junto con las chavetas crean concentradores de tensi3n.

La siguiente tabla muestra el valor de K_f debido a la utilizaci3n de chavetas.

Chaveta	Tipo pat3n (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexi3n	Torsi3n	Flexi3n	Torsi3n
<i>Acero</i>				
<i>Recocido (<200 BHN)</i>	1,3	1,3	1,6	1,3
<i>Templado (>200 BHN)</i>	1,6	1,6	2,0	1,6

Se considerar3 que se utilizar3n chavetas tipo perfilado. Dado que la dureza del material empleado en el 3rbol es superior a 200, el valor de $K_f = 2$.

12.5.1.1.1 ÁRBOL DE ENTRADA

Sección	D/d	ρ/d	q	K_T	K_f
1	-	-	-	-	1
2	-	-	-	-	1
3	CHAVETA	-	-	-	2
4	1,133	0,033	0,904	2,7	2,537
5	1,133	0,033	0,904	2,7	2,537
6	0	-	-	-	1
7	0	-	-	-	1

12.5.1.1.2 ÁRBOL INTERMEDIO

Sección	D/d	ρ/d	q	K_T	K_f
1	-	-	-	-	1
2	-	-	-	-	1
3	CHAVETA	-	-	-	2
4	CHAVETA	-	-	-	2
5	-	-	-	-	1
6	-	-	-	-	1

12.5.1.1.3 ÁRBOL DE SALIDA

Sección	D/d	ρ/d	q	K_T	K_f
1	-	-	-	-	1
2	-	-	-	-	1
3	1,133	0,0166	0,904	3,2	2,98
4	1,133	0,0166	0,904	3,2	2,98
5	CHAVETA	-	-	-	2
6	-	-	-	-	1
7	-	-	-	-	1

12.5.2 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD
12.5.2.1 ÁRBOL DE ENTRADA

Sección	M (N·m)	K_a	K_b	K_e	K_f	S_e (Mpa)	X
1	0.00	0.727	0.926	0.814	1.000	268.532	-
2	0.00	0.727	0.926	0.814	1.000	268.532	-
3	14.26	0.727	0.926	0.814	2.000	134.266	3,18
4	11.19	0.727	0.913	0.814	2.538	104.331	4,58
5	1.85	0.727	0.913	0.814	2.538	104.331	27,73
6	0.00	0.727	0.926	0.814	1.000	268.532	-
7	0.00	0.727	0.926	0.814	1.000	268.532	-

12.5.2.2 ÀRBOL INTERMEDIO

Sección	M (N·m)	K_a	K_b	K_e	K_f	S_e (Mpa)	X
1	0.00	0.727	0.896	0.814	1.000	259.921	-
2	0.00	0.727	0.896	0.814	1.000	259.921	-
3	27.14	0.727	0.896	0.814	2.000	129.960	3,84
4	36.90	0.727	0.896	0.814	2.000	129.960	2,82
5	0.00	0.727	0.896	0.814	1.000	259.921	-
6	0.00	0.727	0.896	0.814	1.000	259.921	-

12.5.2.3 ÀRBOL DE SALIDA

Sección	M (N·m)	K_a	K_b	K_e	K_f	S_e (Mpa)	X
1	0.00	0.727	0.856	0.814	1.000	248.250	-
2	0.00	0.727	0.856	0.814	1.000	248.250	-
3	8.40	0.727	0.844	0.814	2.980	82.132	38,82
4	28.14	0.727	0.844	0.814	2.980	82.132	11,50
5	40.42	0.727	0.856	0.814	2.000	124.125	8,30
6	0.00	0.727	0.856	0.814	1.000	248.250	-
7	0.00	0.727	0.856	0.814	1.000	248.250	-

Todos los árboles tienen un factor de seguridad mayor a 2 por lo que el diseño realizado a rigidez torsional es válido a fatiga. Se observa también que el coeficiente de seguridad del árbol de salida es muy grande, esto es debido a que se adecuó el diámetro a los rodamientos existentes en el mercado.

12.6 CALCULO A DEFLEXIÓN LATERAL

La deflexión lateral de los árboles debe de estar limitada, por lo que se deberá de comprobar que no supere los límites. Se comprobará que:

- En engranajes cilíndricos con dientes helicoidales es conveniente una separación en la sección central del engranaje de $0,005 m_n$.
- En rodamientos rígidos de bolas una pendiente menor de $0,001 \text{ rad}$.

Para evaluar la deflexión lateral de los árboles se utilizará una hoja de cálculo Excel.

12.6.1 ÁRBOL DE ENTRADA PLANO XY SENTIDO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.93E-04	-1.640E-06
2	0.00850	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.93E-04	0.000E+00
3	0.03650	0.01500	244.17	2.43	5.51	3.08	4.36E-05	4.008E-06
4	0.05050	0.01700	0.00	0.00	2.42	2.42	-3.10E-05	4.075E-06
5	0.09325	0.01700	0.00	0.00	0.40	0.40	-1.02E-04	8.764E-07
6	0.10175	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-1.04E-04	0.000E+00
7	0.11025	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-1.04E-04	-8.820E-07

12.6.2 ÁRBOL DE ENTRADA PLANO XZ SENTIDO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-5.78E-04	4.909E-06
2	0.00850	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-5.78E-04	0.000E+00
3	0.03650	0.01500	-648.00	0.00	-12.70	-12.70	-2.34E-04	-1.296E-05
4	0.05050	0.01700	0.00	0.00	-9.97	-9.97	7.33E-05	-1.400E-05
5	0.09325	0.01700	0.00	0.00	-1.65	-1.65	3.65E-04	-3.147E-06
6	0.10175	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	3.73E-04	0.000E+00
7	0.11025	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	3.73E-04	3.170E-06

Haciendo la composición de las deformaciones angulares y deflexiones queda:

$$\theta_R = \sqrt{\theta_{XY}^2 + \theta_{XZ}^2} \quad D_R = \sqrt{D_{XY}^2 + D_{XZ}^2}$$

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (Rad)	6.09E-04	6.09E-04	2.38E-04	7.96E-05	3.79E-04	3.87E-04	3.87E-04
D_R (m)	5.18E-06	0.00E+00	1.36E-05	1.46E-05	3.27E-06	0.00E+00	3.29E-06

12.6.3 ÀRBOL ENTRADA PLANO XY SENTIDO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	2.42E-04	-2.059E-06
2	0.00850	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	2.42E-04	0.000E+00
3	0.03650	0.01500	244.17	-2.43	4.06	6.48	1.32E-04	5.758E-06
4	0.05050	0.01700	0.00	0.00	5.09	5.09	-2.43E-05	6.471E-06
5	0.09325	0.01700	0.00	0.00	0.84	0.84	-1.73E-04	1.495E-06
6	0.10175	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-1.77E-04	0.000E+00
7	0.11025	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-1.77E-04	-1.507E-06

12.6.4 ÀRBOL ENTRADA PLANO XZ SENTIDO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	5.78E-04	-4.909E-06
2	0.00850	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	5.78E-04	0.000E+00
3	0.03650	0.01500	648.00	0.00	12.70	12.70	2.34E-04	1.296E-05
4	0.05050	0.01700	0.00	0.00	9.97	9.97	-7.33E-05	1.400E-05
5	0.09325	0.01700	0.00	0.00	1.65	1.65	-3.65E-04	3.147E-06
6	0.10175	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-3.73E-04	0.000E+00
7	0.11025	0.01500	0.00	0.00	0.00	0.00	-3.73E-04	-3.170E-06

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (Rad)	6.26E-04	6.26E-04	2.69E-04	7.73E-05	4.04E-04	4.13E-04	4.13E-04
D_R (m)	5.32E-06	0.00E+00	1.42E-05	1.54E-05	3.48E-06	0.00E+00	3.51E-06

12.6.5 ÀRBOL INTERMEDIO PLANO XY SENTIDO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	6.78E-05	-7.123E-07
2	0.01050	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	6.78E-05	0.000E+00
3	0.04050	0.02000	-244.19	8.08	4.90	-3.18	2.28E-05	1.585E-06
4	0.07250	0.02000	457.82	8.09	9.86	1.77	-4.26E-05	1.951E-06
5	0.10775	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-6.17E-05	0.000E+00
6	0.11825	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-6.17E-05	-6.480E-07

12.6.6 ÁRBOL INTERMEDIO PLANO XZ SENTIDO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	5.95E-04	-6.245E-06
2	0.01050	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	5.95E-04	0.000E+00
3	0.04050	0.02000	648.00	0.00	26.66	26.66	3.50E-04	1.539E-05
4	0.07250	0.02000	1215.00	0.00	34.35	34.35	-2.48E-04	1.743E-05
5	0.10775	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-6.18E-04	0.000E+00
6	0.11825	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-6.18E-04	-6.491E-06

Sección	1	2	3	4	5	6
θ_R (Rad)	5.99E-04	5.99E-04	3.51E-04	2.51E-04	6.21E-04	6.21E-04
D_R (m)	6.29E-06	0.00E+00	1.55E-05	1.75E-05	0.00E+00	6.52E-06

12.6.7 ÁRBOL INTERMEDIO PLANO XY SENTIDO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	4.03E-05	-4.230E-07
2	0.01050	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	4.03E-05	0.000E+00
3	0.04050	0.02000	-244.19	-8.08	-5.08	3.00	8.69E-05	1.675E-06
4	0.07250	0.02000	457.82	-8.09	5.41	13.49	4.51E-06	3.262E-06
5	0.10775	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-1.41E-04	0.000E+00
6	0.11825	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-1.41E-04	-1.481E-06

12.6.8 ÁRBOL INTERMEDIO PLANO XZ SENTIDO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-5.95E-04	6.245E-06
2	0.01050	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	-5.95E-04	0.000E+00
3	0.04050	0.02000	-648.00	0.00	-26.66	-26.66	-3.50E-04	-1.539E-05
4	0.07250	0.02000	-1215.00	0.00	-34.35	-34.35	2.48E-04	-1.743E-05
5	0.10775	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	6.18E-04	0.000E+00
6	0.11825	0.02000	0.00	0.00	0.00	0.00	6.18E-04	6.491E-06

Sección	1	2	3	4	5	6
θ_R (Rad)	5.96E-04	5.96E-04	3.61E-04	2.48E-04	6.34E-04	6.34E-04
D_R (m)	6.26E-06	0.00E+00	1.55E-05	1.77E-05	0.00E+00	6.66E-06

12.6.9 ÁRBOL DE SALIDA PLANO XY HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-3.53E-06	4.767E-08
2	0.01350	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-3.53E-06	0.000E+00
3	0.02700	0.03400	0.00	0.00	1.21	1.21	-4.52E-06	-5.213E-08
4	0.05875	0.03400	0.00	0.00	4.07	4.07	-1.07E-05	-2.757E-07
5	0.07850	0.03000	-457.82	26.80	5.84	-20.95	-1.78E-05	-5.530E-07
6	0.11675	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	3.06E-05	0.000E+00
7	0.13025	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	3.06E-05	4.132E-07

12.6.10 ÁRBOL DE SALIDA PLANO XZ HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-5.89E-05	7.956E-07
2	0.01350	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-5.89E-05	0.000E+00
3	0.02700	0.03400	0.00	0.00	-6.08	-6.08	-5.40E-05	-7.733E-07
4	0.05875	0.03400	0.00	0.00	-20.37	-20.37	-2.32E-05	-2.087E-06
5	0.07850	0.03000	-1215.00	0.00	-29.26	-29.26	1.27E-05	-2.211E-06
6	0.11675	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	8.04E-05	0.000E+00
7	0.13025	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	8.04E-05	1.085E-06

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (Rad)	5.90E-05	5.90E-05	5.42E-05	2.55E-05	2.19E-05	8.60E-05	8.60E-05
D_R (m)	7.97E-07	0.00E+00	7.75E-07	2.10E-06	2.28E-06	0.00E+00	1.16E-06

12.6.11 ÁRBOL DE SALIDA PLANO XY ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-4.09E-05	5.519E-07
2	0.01350	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-4.09E-05	0.000E+00
3	0.02700	0.03400	0.00	0.00	-5.79	-5.79	-3.62E-05	-5.306E-07
4	0.05875	0.03400	0.00	0.00	-19.42	-19.42	-6.82E-06	-1.297E-06
5	0.07850	0.03000	-457.82	-26.80	-27.89	-1.10	2.74E-05	-1.114E-06
6	0.11675	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	3.00E-05	0.000E+00
7	0.13025	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	3.00E-05	4.044E-07

12.6.12 ÀRBOL DE SALIDA PLANO XZ ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones	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	0.00000	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	5.89E-05	-7.956E-07
2	0.01350	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	5.89E-05	0.000E+00
3	0.02700	0.03400	0.00	0.00	6.08	6.08	5.40E-05	7.733E-07
4	0.05875	0.03400	0.00	0.00	20.37	20.37	2.32E-05	2.087E-06
5	0.07850	0.03000	1215.00	0.00	29.26	29.26	-1.27E-05	2.211E-06
6	0.11675	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.04E-05	0.000E+00
7	0.13025	0.03000	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.04E-05	-1.085E-06

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (Rad)	7.17E-05	7.17E-05	6.50E-05	2.42E-05	3.02E-05	8.58E-05	8.58E-05
D_R (m)	9.68E-07	0.00E+00	9.38E-07	2.46E-06	2.48E-06	0.00E+00	1.16E-06

13. UNIÓN A TORSIÓN

Para llevar a cabo la unión entre los árboles y los engranajes se ha decidido el uso de chavetas. Las dimensiones de las chavetas están normalizadas, estas se pueden consultar en la tabla 1 del "Anexo de tablas". La longitud de la chaveta es de 1,25 veces el diámetro del eje.

A continuación una tabla resumen de las chavetas empleadas.

EJE	LONGITUD	SECCIÓN (bxh)
Entrada	18,75mm	5X5mm
Intermedio	25mm	6x6mm
Salida	35,5mm	8x7mm

14. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Los rodamientos se utilizan con el fin de disminuir la fricción de los árboles al girar en los puntos donde se apoya en la carcasa. Todos los rodamientos se han calculado para la misma vida, 20.000 horas.

Se ha optado por el uso de rodamientos de La marca SKF. Los datos característicos han sido consultados en el catálogo de la propia marca.

14.1 CÁLCULO POR FATIGA

Los rodamientos se han de seleccionar en función del número de horas de funcionamiento. En este caso las horas son un factor de diseño, la tarea consistirá en elegir el rodamiento que cumpla esa exigencia teniendo las dimensiones más reducidas posibles. Sabiendo la carga que aparece en cada rodamiento, la carga dinámica máxima que aguanta el rodamiento tiene que ser mayor.

Para ello se empezará determinando la

$$L = \frac{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}}{60 \cdot n}$$

Donde:

- L: Vida en horas del rodamiento.
- a_1 : Factor de fiabilidad. La vida nominal de un rodamiento está calculada para una probabilidad del 90% de supervivencia. Para el cálculo usaremos una fiabilidad del 99% por lo que $a_1=0,25$
- a_{ISO} : Factor por condiciones de trabajo viniendo expresado normalmente en función de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento, de la contaminación del lubricante, de su viscosidad a la temperatura de trabajo, de las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.
- n : Velocidad angular en r.p.m.
- L_{10} : número de revoluciones, u horas a una velocidad constante dada, que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo. Esta se puede calcular mediante la siguiente expresión:

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

Siendo

- C: Carga dinámica que soporta el rodamiento.
- q : Constante que $q=3$ en rodamientos rígidos de bolas.
- F_{eq} : Fuerza equivalente.

En el rodamiento aparecen dos fuerzas, una radial y otra axial debida al empuje que ejercen los engranajes de dentado helicoidal.

En rodamientos rígidos de bolas la fuerza equivalente se puede calcular mediante la siguiente expresión:

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

Donde:

- x: Factor de fuerza radial.
- y: Factor de fuerza axial.
- F_r : Fuerza radial.
- F_a : Fuerza axial.

Para determinar los valores de x e y, es necesario determinar en primer lugar la relación F_a/F_r y en función de que sea superior o inferior a un valor preestablecido e, se seccionarán los valores. Dicho factor e depende del cociente $f_o \cdot F_a/C_o$, donde C_o es la capacidad estática siendo la máxima carga estática que puede soportar un rodamiento, y f_o un factor geométrico que depende de la relación entre el elemento rodante, el diámetro de la circunferencia de paso y el ángulo de contacto normal.

$F_a/F_r > e$			
$f_o \cdot F_a/C_o$	e	x	y
0,3	0,22	0,56	2
0,5	0,24	0,56	1,8
0,9	2,28	0,56	1,58
1,6	0,32	0,56	1,40
3,0	0,36	0,56	1,20
6,0	0,43	0,56	1

Cuando F_a/F_r es pequeña es el efecto axil es ignorado y los coeficientes x e y valen 1 y 0 respectivamente.

14.1.1 CÁLCULO DE a_{ISO}

Primero se calculará la viscosidad relativa v_1 en función del diámetro medio d_m del rodamiento con las siguientes expresiones:

$$\text{si } n < 1000 \text{ r.p.m.} \rightarrow v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}}$$

$$\text{si } n > 1000 \text{ r.p.m.} \rightarrow v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}}$$

A continuación se obtiene el valor del cociente de la viscosidad del lubricante empleado en el rodamiento v y la viscosidad relativa v_1 . Este cociente se identifica con $k = v_1/v$. Si $k < 0,4$ existirá contacto entre los elementos siendo necesario el empleo de un lubricante más sólido.

Posteriormente se determinará el factor de contaminación del lubricante η_c . Dado que en la contaminación va a ser ligera, se adopta un valor de $\eta_c = 0,4$.

Por último se calcula la relación contaminación-carga se determina mediante la siguiente expresión:

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

Donde P_u es la carga límite de fatiga y es un dato proporcionado por el fabricante.

Con ella se entra en la gráfica correspondiente al tipo de rodamiento empleado para obtener así el factor a_{ISO} .

14.2 MÉTODO DE SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Operado y simplificando la capacidad de carga dinámica se obtiene la siguiente expresión:

$$C = F_{eq} \cdot \sqrt[3]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6}}$$

Primeramente se preselecciona un rodamiento del catálogo del fabricante. A continuación se calcula mediante la anterior ecuación la carga dinámica que sufre el rodamiento. Se deberá comprobar que sea menor a la carga dinámica máxima que soporta el rodamiento. Si no es así se deberá de elegir otro rodamiento hasta que cumpla. Se debe de tener en cuenta que para el cálculo de a_{ISO} se requiere datos del catálogo del rodamiento preseleccionado.

Todos los rodamientos estarán lubricados con una grasa NLGL 2 de la marca SKF con una viscosidad $\nu = 65,30 \text{ mm}^2/\text{s}$

14.2.1 RODAMIENTO IZQUIERDO DEL ÁRBOL DE ENTRADA

- El árbol de entrada tiene una velocidad angular de 3.000 r.p.m.
- $d_{eje} = 15\text{mm}$

Modelo	C (N)	Co (N)	D (mm)	Pu (N)	F_{eq} (N)	v_1 (mm^2/s)	k	$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$	a_{ISO}	C* (N)	OK?
61802-2RS1	1900	1100	24	48	519,38	18,65	3,51	0,037	1,9	10202,2	NO
E2.6002-2Z	5500	2800	32	118	588,84	16,948	3,85	0,080	4,6	8613,85	NO
E.2 6202-2Z	7800	3800	35	160	588,84	16,43	3,97	0,108	7,5	7318,62	SÍ
E2.6302-2RSH	11400	5300	42	224	623,56	15,39	4,24	0,147	17	5900	SÍ

14.2.2 RODAMIENTO DERECHO ÁRBOL DE ENTRADA

Modelo	C (N)	C_o (N)	D (mm)	P_u (KN)	F_{eq} (N)	v_1 (mm ² /s)	k	$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$	a_{ISO}	C^* (N)	OK?
61902-2Z	4400	2200	28	95	395,30	17,718	3,68	0,09	6,4	5179,90	NO
E2.6002-2Z	5500	2800	32	118	433,50	16,95	3,85	0,10	6,5	5651,17	NO
E2.6002-2RSH	5800	2800	32	120	433,50	16,95	3,85	0,11	6,5	5651,17	SÍ
E2.6202-2Z	7800	3800	35	160	433,50	16,43	3,97	0,15	15	4276,40	SÍ

En este caso se ha optado por el uso del rodamiento E2.6202-2Z ya que el radio de acuerdo no permite un correcto montaje del rodamiento E2.6002-2RSH.

14.2.3 RODAMIENTO IZQUIERDO ÁRBOL INTERMEDIO

- El árbol intermedio tiene una velocidad angular de 900 r.p.m.
- $d_{eje} = 20\text{mm}$

Modelo	C (N)	C_o (N)	D (mm)	P_u (KN)	F_{eq} (N)	v_1 (mm ² /s)	k	$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$	a_{ISO}	C^* (N)	OK?
61904-2RZ	6400	3600	37	156	943,79	29,07	2,25	0,066	2,5	11325,42	NO
E2.6004-2Z	9400	5000	42	212	943,79	27,87	2,34	0,09	4	9683,10	NO
6004-2Z	10000	5000	42	212	943,79	27,87	2,34	0,09	4	9683,10	SÍ

14.2.4 RODAMIENTO DERECHO ÁRBOL INTERMEDIO

Modelo	C (N)	C_o (N)	D (mm)	P_u (KN)	F_{eq} (N)	v_1 (mm ² /s)	k	$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$	a_{ISO}	C^* (N)	OK?
6004-2Z	10000	5000	42	212	999,80	27,87	2,34	0,085	3,9	10344,82	NO
E2.6204-2Z	12700	6600	47	275	999,80	26,81	2,44	0,11	5,9	9011,43	SÍ

14.2.5 RODAMIENTO IZQUIERDO ÁRBOL DE SALIDA

- El árbol intermedio tiene una velocidad angular de 271,7 r.p.m.
- $d_{eje} = 30mm$

Modelo	C (N)	C_o (N)	D (mm)	P_u (KN)	F_{eq} (N)	v_1 (mm ² /s)	k	$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$	a_{ISO}	C^* (N)	OK?
61806-2RZ	4500	2900	42	146	873,06	70,19	0,67	0,097	1,6	8155,39	NO
61906-2RZ	7300	4600	47	212	873,06	67,86	0,962	0,097	2,5	7028,10	SÍ
E2.6006-2Z	12700	7400	55	310	944,67	64,60	1,01	0,131	2	8191,87	SÍ

Aunque el 61906-2RZ cumple, se ha decidido usar el E2.6006-2Z ya que este es mucho más barato y coincide con el rodamiento derecho.

14.2.6 RODAMIENTO DERECHO ÁRBOL DE SALIDA

Modelo	C (N)	C_o (N)	D (mm)	P_u (KN)	F_{eq} (N)	v_1 (mm ² /s)	k	$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$	a_{ISO}	C^* (N)	OK?
61906-2RZ	7300	4600	47	212	1036,0	67,88	0,96	0,082	1,9	9138,60	NO
E2.6006-2Z	12700	7400	55	310	1107,6	64,60	1,01	0,11	2,7	8690,44	SÍ

14.3 CÁLCULO POR FALLO BAJO CARGA ESTÁTICA

El fallo debido a carga estática es debido a las fuerzas que se transmiten cuando el rodamiento no gira o lo hace a una velocidad muy reducida. En esta situación el rodamiento se podría producir una deformación permanente sobre la pista de rodadura, que al girar producirá vibraciones y ruidos.

Cada rodamiento tiene definida una capacidad de carga estática C_o . Un rodamiento puede resistir cargas mayores a C_o si el rodamiento gira constantemente debido a que las deformaciones se distribuyen uniformemente. Este reductor no trabaja constantemente y en reposo el rodamiento solo tendría que soportar el peso propio de los elementos. Al ser un reductor de reducidas dimensiones el peso de los elementos también es reducido siendo soportable por el rodamiento.

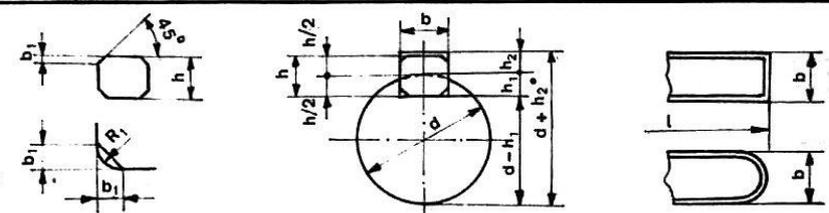
The image features a large, light gray watermark of the seal of the Universitat Politècnica de València. The seal is circular and contains a central shield with three vertical stripes, topped with a crown. The text 'UNIVERSIDAD POLITECNICA' is written along the top arc, and 'VALENCIA' along the bottom arc. Two crosses are positioned on the left and right sides of the seal. The title 'ANEXO DE TABLAS' is superimposed in the center of the seal in a bold, blue, sans-serif font.

ANEXO DE TABLAS

INDICE

1. CHAVETAS Y CHAVETEROS.....	2
2. RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS	3
3. ARANDELAS ELÁSTICAS	6
4. RETENES	7
5. CÁLCULO DEL ANCHO DE LOS ENGRANAJES.....	9
5.1 CÁLCULO DEL FACTOR K_A	9
6. DISEÑO DE LOS ÁRBOLES A POR FATIGA	10
6.1 FACTOR DE SUPERFICIA k_a	10
6.2 FACTOR DE TEMPERATURA k_d	10
6.3 FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e	10
6.4 FACTOR DE CONCENTRACIÓN TEÓRICO DE TENSIONES k_t	11
7. CÁLCULO DE RODAMIENTOS	12
7.1 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.....	12
7.2 FACTOR DE FIABILIDAD a_1	12
7.3 FACTOR DE CONTAMINACIÓN η_c	13
7.4 FACTOR a_{ISO}	14

1. CHAVETAS Y CHAVETEROS



(De UNE
17.102 h1)

Dimensiones en mm.

CHAVETA								
Sección <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i>		Altura <i>h</i>		Chafilán <i>b₁</i>		Longitud <i>l</i>	
	Nominal	Toler. <i>h9</i>	Nominal	Toler. <i>h9 y h11</i>	Mínima	Máximo	De...	...a
4 × 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 × 5	5	0	5	0	0,25	0,40	10	56
6 × 6	6	-0,030	6	-0,030	0,25	0,40	14	70
8 × 7	8	0	7	0	0,25	0,40	18	90
10 × 8	10	-0,036	8	0	0,40	0,60	22	110
12 × 8	12	0	8	0	0,40	0,60	28	140
14 × 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160
16 × 10	16	-0,043	10	0	0,40	0,60	45	180
18 × 11	18	0	11	0	0,40	0,60	50	200
20 × 12	20	0	12	0	0,40	0,80	56	220
22 × 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 × 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 × 16	28	0	16	0	0,60	0,80	80	320
32 × 18	32	0	18	0	0,60	0,80	90	360
36 × 20	36	0	20	0	0,60	1,20	100	400
40 × 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	—	—
45 × 25	45	0	25	0,130	1,00	1,20	—	—
50 × 28	50	0	28	0	1,00	1,20	—	—
56 × 32	56	0	32	0	1,00	2,00	—	—
63 × 32	63	0	32	0	1,60	2,00	—	—
70 × 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	—	—
80 × 40	80	0	40	-0,160	2,50	3,00	—	—
90 × 45	90	0	45	0	2,50	3,00	—	—
100 × 50	100	-0,087	50	0	2,50	3,00	—	—

CHAVETERO														
Diámetro del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i> , tolerancia					Profundidad				Chafilán <i>R₁</i>		
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado				Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>		Mín.	Máx.	
				Libre		Normal		Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal			Toler.
Más de	hasta		Eje <i>h9</i>	Cubo <i>D10</i>	Eje <i>N9</i>	Cubo <i>Js 9</i>	Eje y cubo <i>p9</i>	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.			
10	12	4 × 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	0	0	±0,015	0	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4	0	3,3	0	0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
38	44	12 × 8	12	0	0	0	±0,018	0	5	0	3,3	0	0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6	0	4,3	0	0,25	0,40
58	65	18 × 11	18	0	0	0	±0,0215	0	7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20	0	0	0	±0,0215	0	7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9	0	5,4	0	0,40	0,60
95	110	28 × 16	28	0	0	0	±0,026	0	10	0	6,4	0	0,40	0,60
110	130	32 × 18	32	0	0	0	±0,026	0	11	0	7,4	0	0,40	0,60
130	150	36 × 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12	0	8,4	0	0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	13	0	9,4	0	0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	0	0	±0,031	0	15	0	10,4	0	0,70	1,00
200	230	50 × 28	50	0	0	0	±0,031	0	17	0	11,4	0	0,70	1,00
230	260	56 × 32	56	0	0	0	±0,031	0	20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60
330	380	80 × 40	80	0	0	0	±0,037	0	25	0	15,4	0	2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28	0	17,4	0	2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31	0	19,5	0	2,00	2,50

2. RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

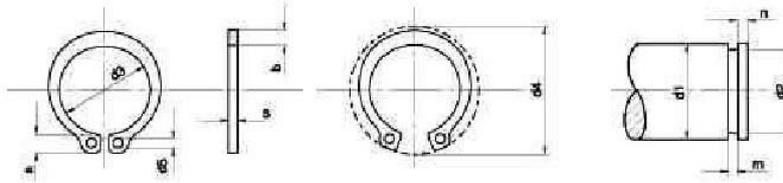


Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic	static	P _u	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN	C ₀	kN	r/min		
15	32	9	5.85	2.85	0.12	50000	32000	6002-Z
15	32	8	5.85	2.85	0.12	50000	32000	16002
15	35	11	8.06	3.75	0.16		13000	6202-2RSH
15	35	11	8.06	3.75	0.16	43000	22000	6202-2RSL
15	28	7	4.36	2.24	0.095	56000	28000	61902-2Z
15	42	13	11.9	5.4	0.228	38000	24000	6302-Z
15	24	5	1.9	1.1	0.048	60000	38000	61802
15	32	9	5.85	2.85	0.12	50000	32000	6002
15	32	9	5.53	2.75	0.118	55000	28000	E2.6002-2Z
15	28	7	4.36	2.24	0.095		16000	61902-2RS1
15	35	11	7.8	3.75	0.16	47000	25000	E2.6202-2Z
15	42	13	11.9	5.4	0.228		12000	6302-2RSH
15	42	13	11.9	5.4	0.228	38000	19000	6302-2RSL
15	32	8	5.85	2.85	0.12	50000	26000	16002-Z
15	32	9	5.85	2.85	0.12		14000	6002-2RSH
15	32	9	5.85	2.85	0.12	50000	26000	6002-2RSL
15	42	17	11.4	5.4	0.228		12000	62302-2RS1
15	35	11	8.06	3.75	0.16	43000	28000	6202
15	42	13	11.9	5.4	0.228		12000	6302-RSH
15	42	13	11.9	5.4	0.228	38000	24000	6302-RSL
15	35	11	7.8	3.75	0.16		14000	E2.6202-2RSH
15	32	9	5.85	2.75	0.12		15000	E2.6002-2RSH
15	35	14	7.8	3.75	0.16		13000	62202-2RS1
15	42	13	11.4	5.3	0.224		13000	E2.6302-2RSH
15	28	7	4.36	2.24	0.095	56000	34000	61902
15	24	5	1.9	1.1	0.048		17000	61802-2RS1
15	42	13	11.4	5.3	0.224	41000	21000	E2.6302-2Z
15	32	13	5.59	2.85	0.12		14000	63002-2RS1
15	28	7	4.36	2.24	0.095	56000	28000	61902-2RZ
15	32	9	5.85	2.85	0.12	50000	32000	6002-RSL
15	32	9	5.85	2.85	0.12		14000	6002-RSH
15	35	11	8.06	3.75	0.16	43000	22000	6202-2Z
15	32	9	5.85	2.85	0.12	50000	26000	6002-2Z
15	32	8	5.85	2.85	0.12	50000	26000	16002-2Z
15	35	11	8.06	3.75	0.16	43000	28000	6202-RSL
15	24	5	1.9	1.1	0.048	60000	30000	61802-2Z
15	35	11	8.06	3.75	0.16		13000	6202-RSH
15	35	11	8.06	3.75	0.16	43000	28000	6202-Z
15	42	13	11.9	5.4	0.228	38000	24000	6302
15	42	13	11.9	5.4	0.228	38000	19000	6302-2Z

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic	static	P_u	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN	C_0	kN	r/min		
20	42	12	9.95	5	0.212	38000	19000	6004-2Z
20	42	12	9.95	5	0.212	38000	24000	6004-Z
20	52	15	16.8	7.8	0.335		9500	6304-RSH
20	42	8	7.28	4.05	0.173	38000	24000	16004
20	42	12	9.36	5	0.212	41000	21000	E2.6004-2Z
20	47	14	12.7	6.55	0.275		11000	E2.6204-2RSH
20	52	15	16.8	7.8	0.335	30000	19000	6304-Z
20	32	7	4.03	2.32	0.104	45000	28000	61804
20	42	12	9.95	5	0.212	38000	24000	6004
20	47	14	13.5	6.55	0.28	32000	20000	6204
20	47	18	12.7	6.55	0.28		10000	62204-2RS1
20	47	14	15.6	7.65	0.325	32000	20000	6204 ETN9
20	47	14	13.5	6.55	0.28	32000	20000	6204-Z
20	72	19	30.7	15	0.64	24000	15000	6404
20	32	7	4.03	2.32	0.104		13000	61804-2RS1
20	52	15	16.8	7.8	0.335	30000	15000	6304-2Z
20	47	14	13.5	6.55	0.28	32000	20000	6204-RSL
20	47	14	13.5	6.55	0.28		10000	6204-RSH
20	47	14	13.5	6.55	0.28		10000	6204-2RSH
20	47	14	13.5	6.55	0.28	32000	17000	6204-2RSL
20	42	16	9.36	5	0.212		11000	63004-2RS1
20	37	9	6.37	3.65	0.156	43000	20000	61904-2RZ
20	52	21	15.9	7.8	0.335		9500	62304-2RS1
20	37	9	6.37	3.65	0.156	43000	26000	61904
20	42	12	9.36	5	0.212		15000	E2.6004-2RSH
20	42	12	9.95	5	0.212	38000	19000	6004-RSL
20	42	12	9.95	5	0.212		11000	6004-RSH
20	52	15	16.3	7.8	0.34	34000	18000	E2.6304-2Z
20	42	12	9.95	5	0.212	38000	19000	6004-2RSL
20	42	12	9.95	5	0.212		11000	6004-2RSH
20	52	15	18.2	9	0.38	30000	19000	6304 ETN9
20	52	15	16.8	7.8	0.335		9500	6304-2RSH
20	52	15	16.8	7.8	0.335	30000	15000	6304-2RSL
20	47	14	12.7	6.55	0.275	35000	19000	E2.6204-2Z
20	32	7	4.03	2.32	0.104	45000	22000	61804-2RZ
20	52	15	16.3	7.8	0.34		12000	E2.6304-2RSH
20	52	15	16.8	7.8	0.335	30000	19000	6304
20	37	9	6.37	3.65	0.156		12000	61904-2RS1
20	47	14	13.5	6.55	0.28	32000	17000	6204-2Z

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic	static	P_u	Reference speed	Limiting speed	
mm			C	C_0	kN		r/min	
30	55	19	13.3	8.3	0.355		8000	63006-2RS1
30	72	27	28.1	16	0.67		6300	62306-2RS1
30	55	13	13.8	8.3	0.355	28000	14000	6006-2RZ
30	55	9	11.9	7.35	0.31	28000	17000	16006
30	55	13	12.7	7.35	0.31	30000	15000	E2.6006-2Z
30	55	13	13.8	8.3	0.355	28000	17000	6006-Z
30	42	7	4.49	2.9	0.146	32000	20000	61806
30	72	19	28.1	15.6	0.67	22000	12000	E2.6306-2Z
30	55	13	13.8	8.3	0.355	28000	17000	6006
30	55	13	13.8	8.3	0.355		8000	6006-2RS1
30	62	16	20.3	11.2	0.475		7500	6206-RS1
30	62	16	20.3	11.2	0.475	24000	15000	6206
30	42	7	4.49	2.9	0.146	32000	16000	61806-2RZ
30	47	9	7.28	4.55	0.212	30000	15000	61906-2RZ
30	55	13	13.8	8.3	0.355		8000	6006-RS1
30	90	23	43.6	23.6	1	18000	11000	6406
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	11000	6306-2Z
30	72	19	29.6	16	0.67		6300	6306-RS1
30	62	16	20.3	11.2	0.475	24000	15000	6206-Z
30	55	13	13.8	8.3	0.355	28000	17000	6006-RZ
30	62	16	20.3	11.2	0.475	24000	15000	6206-RZ
30	62	16	19.5	11.2	0.475	26000	14000	E2.6206-2Z
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	11000	6306-2RZ
30	47	9	7.28	4.55	0.212	30000	19000	61906
30	72	19	32.5	17.3	0.735	22000	14000	6306 ETN9
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	13000	6306-Z
30	42	7	4.49	2.9	0.146		9500	61806-2RS1
30	62	16	23.4	12.9	0.54	24000	15000	6206 ETN9
30	62	16	20.3	11.2	0.475		7500	6206-2RS1
30	47	9	7.28	4.55	0.212		8500	61906-2RS1
30	55	13	13.8	8.3	0.355	28000	14000	6006-2Z
30	72	19	29.6	16	0.67		6300	6306-2RS1
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	13000	6306-RZ
30	62	20	19.5	11.2	0.475		7500	62206-2RS1
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	13000	6306
30	62	16	20.3	11.2	0.475	24000	12000	6206-2Z
30	62	16	20.3	11.2	0.475	24000	12000	6206-2RZ

3. ARANDELAS ELÁSTICAS

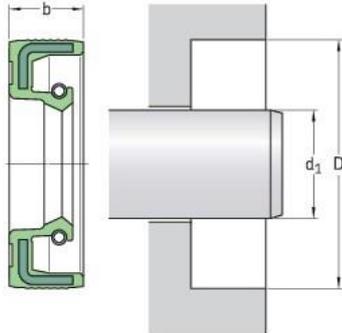


Med. Nom. d1	ANILLO								RANURA				Fuerza Axial KG. ≤	
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13	n min.		
4	0,4	2,2	0,9	3,7	+0,04 -0,15	8,6	1	0,034	3,8	h10 +0 -0,04	0,5	0,3	30	
5	0,6	2,5	1,1	4,7		10,3		0,066	4,8		0,7		38	
6	0,7	2,7	1,3	5,6		11,7		1,15	0,084		5,7		0,8	70
7	0,8	3,1	1,4	6,5	+0,06 -0,18	13,5	1,2	0,121	6,7	h10 +0 -0,06	0,9	0,45	80	
8		3,2	1,5	7,4		14,7		0,158	7,6				0,9	120
9	1	3,3	1,7	8,4	+0,10 -0,36	16,0	1,5	0,300	8,6	h11 +0 -0,11	1,1	0,6	138	
10			9,3	17,0		0,340		9,6	153					
11			1,8	10,2		0,410		10,5	210					
12			11	19,0		0,500		11,5	230					
13			2	11,9		0,530		12,4	300					
14		3,4	2,1	12,9		0,640	13,4	325						
15		3,5	2,2	13,8		0,670	14,3	400						
16		3,6	2,2	14,7		0,700	15,2	490						
17		3,7	2,3	15,7		0,820	16,2	520						
18		1,2	3,9	2,4		16,5	+0,13 -0,42	26,2	2			1,110	17	h12 +0 -0,21
19	2,5			17,5	1,220	18		725						
20	4			2,6	18,5	1,300		19		770				
21	4,1			2,7	19,5	1,420		20		805				
22	4,2			2,8	20,5	1,600		21		845				
23	4,3		2,9	21,5	1,680	22		885						
24	4,4		3	22,2	1,770	22,9		1010						
25	23,2		34,2	1,900	23,9	1060								
26	4,5		3,1	24,2	1,960	24,9		1100						
27	4,6		3,1	24,9	2,700	25,6		1200						
28	1,5	4,7	3,2	25,9	+0,21 -0,42	37,9	2,5	2,920	26,6	h12 +0 -0,25	1,6	2,1	1500	
29			3,4	26,9		39,1		3,200	27,6				1560	
30			5	3,5		27,9		40,5	3,320				28,6	1620
31			28,6	41,5		3,301		29,3	1860					
32		5,2	3,6	29,6		43	3,540	30,3	2100					
33		3,7	30,5	44		3,639	31,3	2160						
34		5,4	3,8	31,5		45,4	3,800	32,3	2220					
35		5,6	3,9	32,2		46,8	4,000	33	2670					

DIMENSIONES EN MM.

4. RETENES

Radial shaft seals – HMS5 and HMSA10 d₁ 6 – 25 mm



¹⁾ Designation to be followed by the design and material codes, indicating one of the four variants available for each dimension:

HMS5 RG without auxiliary lip, nitrile rubber
HMS5 V without auxiliary lip, fluoro rubber
HMSA10 RG with auxiliary lip, nitrile rubber
HMSA10 V with auxiliary lip, fluoro rubber
 Example: **6x16x5 HMSA10 RG**

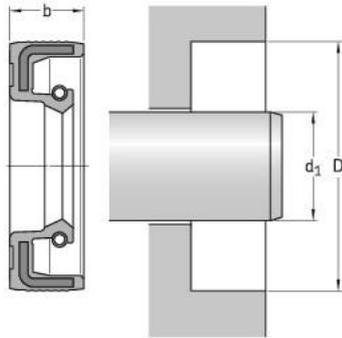
²⁾ Design execution differs from the basic design and is indicated by a number, see also **page 89**.

Please see **pages 74 to 76** for housing bore requirements.

Dimensions			Designation ¹⁾	ISO/DIN
Shaft	Bore	Nominal seal width		
d ₁	D	b		
mm			-	-
6	16	5	6x16x5	•
	16	7	6x16x7	
	22	7	6x22x7	
7	16	7	7x16x7 ²⁾	•
	22	7	7x22x7	
8	18	5	8x18x5	•
	18	7	8x18x7	
	22	7	8x22x7	
	24	7	8x24x7	
9	22	7	9x22x7	•
10	19	7	10x19x7 ²⁾	•
	20	6	10x20x6	
	20	7	10x20x7	
	22	7	10x22x7	
	24	7	10x24x7	
	25	7	10x25x7	
	26	7	10x26x7	
12	30	7	10x30x7	•
	19	5	12x19x5 ²⁾	
	22	5	12x22x5	
	22	6	12x22x6	
	22	7	12x22x7	
	24	7	12x24x7	
25	7	12x25x7	•	

Dimensions			Designation ¹⁾	ISO/DIN
Shaft	Bore	Nominal seal width		
d ₁	D	b		
mm			-	-
12 cont.	28	7	12x28x7	•
	30	7	12x30x7	
	32	7	12x32x7	
13	37	7	12x37x7	•
	26	7	13x26x7	
14	24	7	14x24x7	•
	25	5	14x25x5	
	28	7	14x28x7	
15	30	7	14x30x7	•
	24	7	15x24x7 ²⁾	
	25	5	15x25x5	
	25	6	15x25x6	
	26	7	15x26x7	
	30	7	15x30x7	
	32	7	15x32x7	
16	35	7	15x35x7	•
	40	7	15x40x7	
	40	10	15x40x10	
	24	7	16x24x7 ²⁾	
	28	7	16x28x7	
	30	7	16x30x7	
	32	7	16x32x7	

Radial shaft seals – HMS5 and HMSA10
d₁ 25 – 40 mm



¹⁾ Designation to be followed by the design and material codes, indicating one of the four variants available for each dimension:

HMS5 RG without auxiliary lip, nitrile rubber
HMS5 V without auxiliary lip, fluoro rubber
HMSA10 RG with auxiliary lip, nitrile rubber
HMSA10 V with auxiliary lip, fluoro rubber
 Example: **6x16x5 HMSA10 RG**

Please see pages 74 to 76 for housing bore requirements.

Dimensions			Designation ¹⁾	ISO/DIN
Shaft	Bore	Nominal seal width		
d ₁	D	b		
mm			-	-
25	62	7	25x62x7	
	62	8	25x62x8	
	62	10	25x62x10	
	72	7	25x72x7	
26	37	7	26x37x7	
	38	5	26x38x5	
	38	7	26x38x7	
	42	7	26x42x7	
	47	7	26x47x7	
27	37	7	27x37x7	
	42	10	27x42x10	
	43	7	27x43x7	
	47	7	27x47x7	
	47	10	27x47x10	
28	38	7	28x38x7	
	38	8	28x38x8	
	40	7	28x40x7	•
	40	8	28x40x8	
	42	7	28x42x7	
	42	8	28x42x8	
	44	6	28x44x6	
	45	8	28x45x8	
	47	7	28x47x7	•
	47	10	28x47x10	
52	7	28x52x7	•	
52	10	28x52x10		

Dimensions			Designation ¹⁾	ISO/DIN
Shaft	Bore	Nominal seal width		
d ₁	D	b		
mm			-	-
30	40	7	30x40x7	•
	42	6	30x42x6	
	42	7	30x42x7	•
	42	8	30x42x8	
	44	7	30x44x7	
	45	7	30x45x7	
	45	8	30x45x8	
	46	7	30x46x7	
	47	6	30x47x6	
	47	7	30x47x7	•
	47	8	30x47x8	
	47	10	30x47x10	
	48	8	30x48x8	
	50	5	30x50x5	
	50	7	30x50x7	
	50	8	30x50x8	
	50	10	30x50x10	
30	52	7	30x52x7	•
	52	8	30x52x8	
	52	10	30x52x10	
	55	7	30x55x7	
	55	10	30x55x10	
	62	7	30x62x7	
	62	10	30x62x10	
	72	10	30x72x10	
32	42	7	32x42x7	
	43	7	32x43x7	
	44	7	32x44x7	

5. CÁLCULO DEL ANCHO DE LOS ENGRANAJES

5.1 COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques importantes
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	2 o mayor
Choques moderados	1,50	1,75	2,25 o mayor

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas
Choques ligeros	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques moderados	Motor de combustión interna monocilíndrico

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques moderados	Mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladoras de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples
Choques importantes	Prensas, cizallas, accionamiento de laminadoras

5.2 COEFICIENTE H

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

6. DISEÑO DE LOS EJES POR FATIGA

6.1 FACTOR DE SUPERFICIA K_a

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

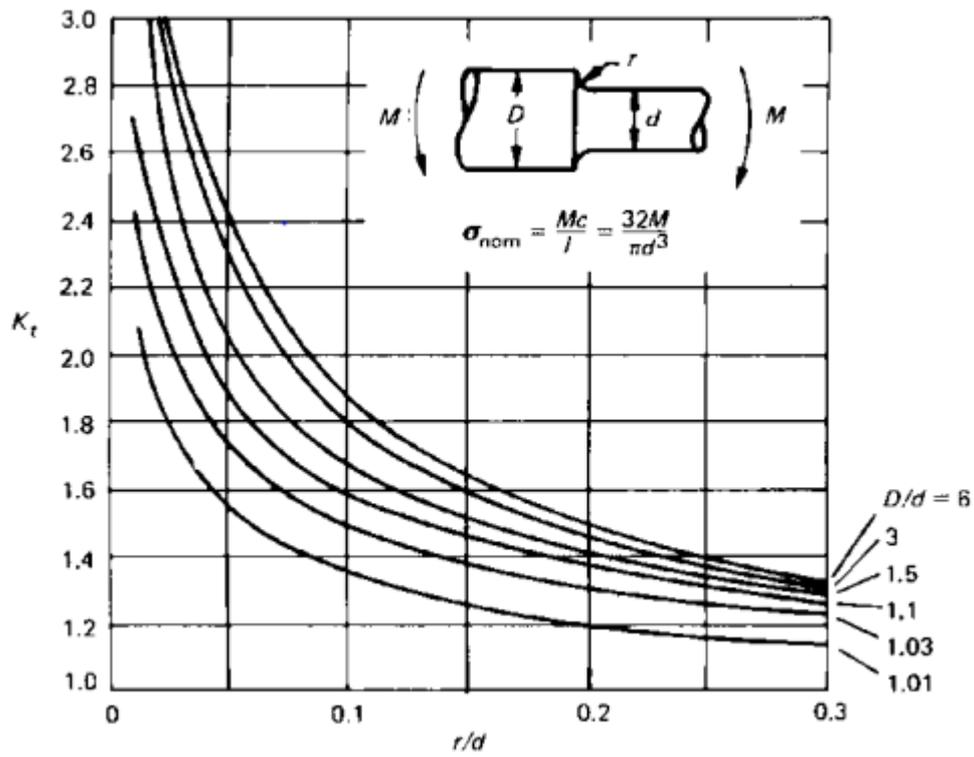
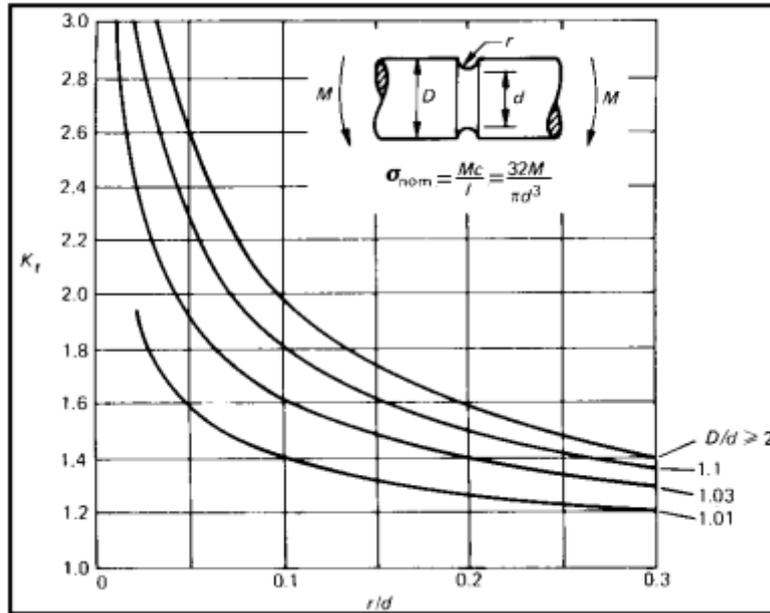
6.1 FACTOR DE TEMPERATURA K_d

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
k _d	1.000	1.010	1.020	1.025	1.020	1.00	0.975	0.927	0.922	0.840	0.766	0.670	0.546

6.2 FACTOR DE CONFIABILIDAD K_e

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

6.3 FACTOR DE CONCENTRACIÓN TEÓRICO DE TENSIONES K_t



7. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

7.1 CONNDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

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

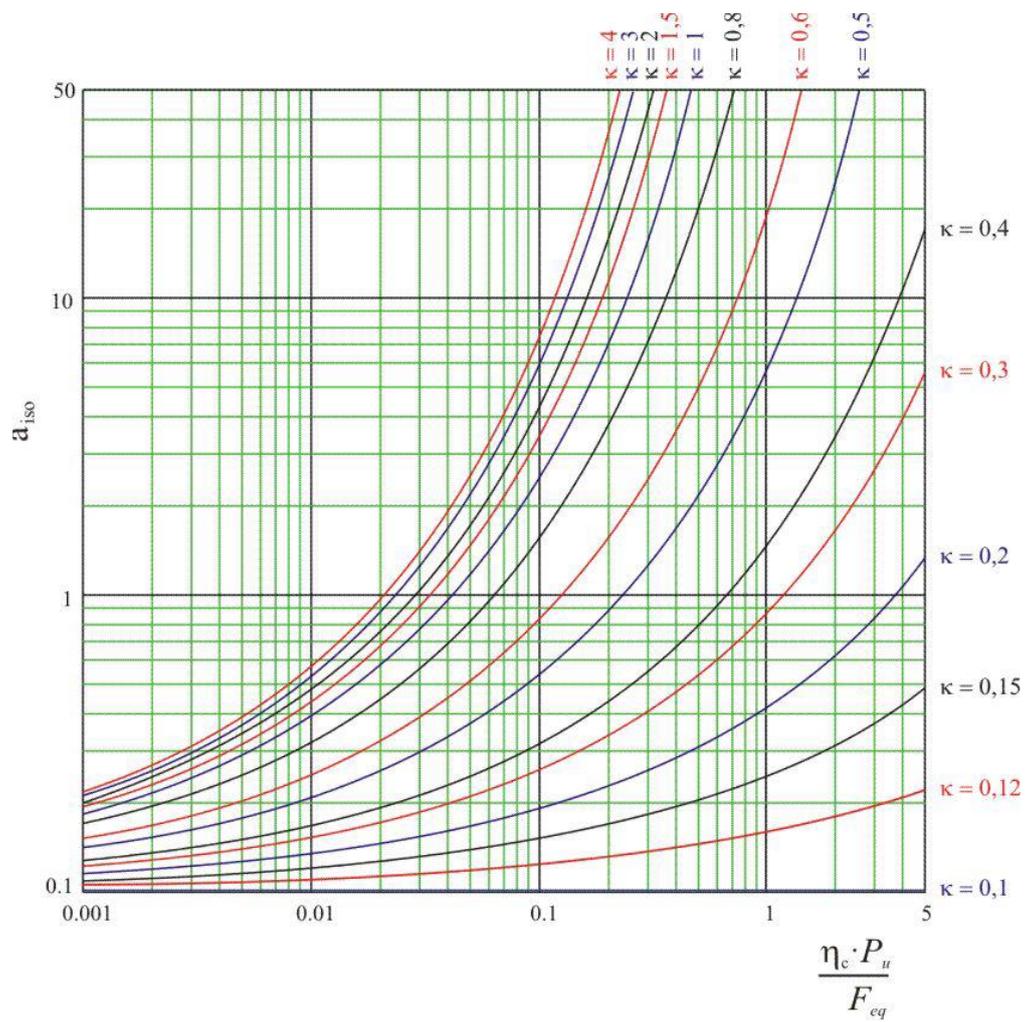
7.2 FACTOR DE FIABILIDAD a_1

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

7.3 FACTOR DE CONTAMINACIÓN η_c

Condición	$d_m < 100$ (mm)	$d_m \geq 100$ (mm)
Limpieza extrema	1	1
Gran limpieza	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta	0	0

7.4 FACTOR a_{ISO}





PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES.....	6
1.1 Condiciones facultativas	6
1.1.1 Delimitación de funciones técnicas	6
1.1.1.1 El ingeniero técnico director	6
1.1.1.2 El fabricante o contratista.....	7
1.1.2 Obligaciones y derechos generales del fabricante o contratista.....	7
1.1.2.1 Verificación de los documentos del proyecto.....	7
1.1.2.2 Plan de seguridad e higiene.....	7
1.1.2.3 Oficina en el taller.....	7
1.1.2.4 Representación del contratista.....	8
1.1.2.5 Presencia del contratista en la fabricación.....	8
1.1.2.6 Trabajos no estipulados expresamente.....	8
1.1.2.7 Interpretaciones, aclaraciones y modificaciones de los documentos del proyecto.....	8
1.1.2.8 Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa	9
1.1.2.9 Recusación por el contratista el personal nombrado por el ingeniero técnico director.....	9
1.1.2.10 Faltas del personal.....	9
1.1.3 Prescripciones generales relativas a los trabajos, a los materiales y a los medios auxiliares.....	9
1.1.3.1 Comienzo de la fabricación. Ritmo de ejecución de los trabajos.....	9
1.1.3.2 Orden de los trabajos.....	10
1.1.3.3 Facilidades para otros contratistas.....	10
1.1.3.4 Ampliación del proyecto por causas imprevistas o de fuerza mayor.....	10
1.1.3.5 Prórroga por causa de fuerza mayor.....	10
1.1.3.6 Responsabilidad de la dirección facultativa en el retraso de las tareas.....	10
1.1.3.7 Condiciones generales de ejecución de los trabajos.....	10
1.1.3.8 Trabajos defectuosos.....	11
1.1.3.9 Procedencia de los materiales y de los aparatos.....	11



1.1.3.10 Materiales y aparatos defectuosos.....	11
1.1.3.11 Trabajos sin prescripciones.....	11
1.2 Condiciones económicas	12
1.2.1 Principio general.....	12
1.2.2 Fianzas.....	12
1.2.2.1 Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza.....	12
1.2.2.2 De su devolución general.....	12
1.2.3 Los precios.....	12
1.2.3.1 Precios de contrata importe de contrata.....	12
1.2.3.2 Precios contradictorios.....	13
1.2.3.3 Reclamaciones de aumento de precios por causas diversas.....	13
1.2.3.4 Formas tradicionales de medir o aplicar los precios.....	13
1.2.3.5 De la revisión de los precios contratados.....	13
1.2.3.6 Acopio de materiales.....	13
1.2.4 Valoración y abono de los trabajos.....	14
1.2.4.1 Pagos.....	14
1.2.4.2 Abonos de trabajos ejecutados durante el plazo de garantía.....	14
1.2.5 Indemnizaciones mutuas.....	14
1.2.5.1 Importe de la indemnización por retraso no justificado en el plazo de terminación de las obras.....	14
1.2.5.2 Demora de los pagos.....	14
1.3 Condiciones legales.....	15
1.4 Condiciones de ejecución.....	16
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	17
2.1 Condiciones de los materiales.....	17
2.1.1 Condiciones de suministro de los productos siderúrgicos empleados en la fabricación.....	17
2.1.2 Descripción de los materiales.....	18
2.1.2.1 Fundición gris FG 25.....	18
2.1.3.2 Acero F-1250 aleado templado y revenido.....	18
2.1.3.3 Acero F-1150 al carbono templado y revenido.....	19
2.1.3.4 Tratamientos térmicos.....	19

2.1.3 Moldeo en arena.....	20
2.1.3.1 Materiales utilizados en el moldeo.....	20
2.1.3.2 Proceso de conformación.....	21
2.1.4 Piezas adquiridas.....	21
2.2 Condiciones técnicas.....	21
2.2.1 Introducción.....	21
2.2.2 Árbol de entrada.....	22
2.2.2.1 Material.....	22
2.2.2.2 Proceso de conformación.....	22
2.2.2.3 Ajustes y tolerancias	23
2.2.2.3.1 Ajustes de los chaveteros.....	23
2.2.2.3.2 Rugosidad del árbol.....	23
2.2.2.3.3 Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos.....	23
2.2.2.4 Radios de acuerdo y chaflanes.....	23
2.2.3 Piñón de la primera etapa.....	24
2.2.3.1 Material.....	24
2.2.3.2 Proceso de conformación.....	24
2.2.3.3 Ajustes y tolerancias.....	24
2.2.3.3.1 Ajuste eje-cubo.....	24
2.2.3.3.2 Chavetero.....	24
2.2.3.3.3 Tolerancias de la rueda dentada.....	24
2.2.4 Árbol intermedio.....	25
2.2.4.1 Material.....	25
2.2.4.2 Proceso de conformación.....	25
2.2.4.3 Ajustes y tolerancias.....	25
2.2.4.3.1 Ajuste del chavetero.....	25
2.2.4.3.2 Rugosidad del árbol.....	25
2.2.4.3.3 Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos.....	26
2.2.4.4. Chaflanes.....	26

2.2.5 Rueda de la primera etapa.....	26
2.2.5.1 Material.....	26
2.2.5.2 Proceso de conformación.....	26
2.2.5.3 Ajustes y tolerancias	27
2.2.5.3.1 Ajuste eje-cubo.....	27
2.2.5.3.2 Chavetero.....	27
2.2.5.3.3 Tolerancias de la rueda dentada.....	27
2.2.6 Piñón de la segunda etapa.....	27
2.2.6.1 Material.....	27
2.2.6.2 Proceso de conformación.....	27
2.2.6.3 Ajustes y tolerancias.....	28
2.2.6.3.1 Ajuste eje-cubo.....	28
2.2.6.3.2 Chavetero.....	28
2.2.6.3.3 Tolerancias de la rueda dentada.....	28
2.2.7 Árbol de salida.....	28
2.2.7.1 Material.....	28
2.2.7.2 Proceso de conformación.....	28
2.2.7.3 Ajustes y tolerancias.....	29
2.2.7.3.1 Ajuste del chavetero.....	29
2.2.7.3.2 Rugosidad del árbol.....	29
2.2.7.3.3 Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos.....	29
2.2.7.4 Radios de acuerdo y chaflanes.....	29
2.2.8 Rueda de la segunda etapa.....	29
2.2.8.1 Material.....	29
2.2.8.2 Proceso de conformación.....	30
2.2.8.3 Ajustes y tolerancias	30
2.2.8.3.1 Ajuste eje-cubo.....	30
2.2.8.3.2 Chavetero.....	30
2.2.8.3.3 Tolerancias de la rueda dentada.....	30

2.2.9 Carcasa.....	31
2.2.9.1 Material.....	31
2.2.9.2. Proceso de conformación.....	31
2.2.9.3 Ajustes y tolerancias.....	32
2.2.9.3.1 Asientos de los rodamientos.....	32
2.2.9.3.2 Zonas de contacto con la tapa.....	32
2.2.10 Tapas de los ejes.....	32
2.2.10.1 Material.....	32
2.2.10.2 Proceso de conformación.....	32
2.2.10.3 Ajustes y tolerancias.....	32
2.2.11 Uniones de los ejes con el motor y con la máquina.....	32
2.2.12 Controles de calidad.	33
2.2.12.1 Introducción.....	33
2.2.12.2 Control de calidad de los árboles.....	33
2.2.12.3 Control de calidad de los engranajes.....	33
2.2.13 Condiciones de montaje.....	34
2.2.13.1 Introducción.....	34
2.2.13.2 Condiciones generales de montaje.....	34
2.2.13.3 Montaje de las juntas.....	35
2.2.13.4 Orden de ensamblaje.....	35

DISPOSICIONES GENERALES

El siguiente documento pretende establecer las especificaciones técnicas, facultativas y legales que fijan las normas a seguir para la correcta ejecución de las obras proyectadas y una vez aceptado por las partes contratantes, obliga a su cumplimiento sin discusión o modificación.

En caso de duda o algún detalle omitido o no suficientemente especificado en el presente documento ni en la documentación gráfica y escrita, bien sea esto por su obviedad o por su poca importancia, se aceptarán en la ejecución de las distintas unidades del proceso, las normas de la buena práctica teniendo siempre en cuenta la calidad como máxima.

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

1.1 CONDICIONES FACULTATIVAS

1.1.1 Delimitación de funciones técnicas

1.1.1.1 Ingeniero Técnico Director

Corresponde al ingeniero Técnico Director:

- Comprobar la adecuación del aparato reductor con su motor correspondiente.
- Redactar los complementos o rectificaciones del proyecto que se precisen.
- Asistir a la fabricación, cuantas veces lo requiera su naturaleza y complejidad, a fin de resolver las contingencias que se produzcan e impartir las instrucciones complementarias que sean precisas para conseguir la correcta solución mecánica.
- Coordinar la intervención en la fabricación de otros técnicos que, en su caso, concurren a la dirección con función propia en sus aspectos parciales de su especialidad.
- Aprobar las certificaciones parciales, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- Planificar el control de calidad y económico de la fabricación.
- Redactar, cuando se requiera, el estudio de los sistemas adecuados a los riesgos del trabajo en la fabricación y aprobar el plan de seguridad e higiene para la aplicación del mismo.
- Ordenar y dirigir la ejecución material con arreglo al proyecto, a las normas técnicas y a las reglas de la buena construcción.
- Realizar o disponer las pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y demás unidades de fabricación. Así como efectuar las demás comprobaciones que resulten necesarias para asegurar la calidad de fabricación de acuerdo con el proyecto y la normativa técnica aplicable. De los resultados informará puntualmente al Fabricante o Contratista, impartándole, en su caso, las órdenes oportunas.

1.1.1.2 Fabricante o Contratista

Corresponde al Fabricante o Contratista:

- Organizar los trabajos, redactando los planos de fabricación que se precisen y proyectando o autorizando las instalaciones provisionales y medios auxiliares.
- Ostentar la jefatura de todo el personal que intervenga en la fabricación y coordinar las intervenciones de los subcontratistas.
- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los materiales y elementos constructivos que se utilicen, comprobando los preparados durante la fabricación y rechazando, por iniciativa propia o por prescripción del Ingeniero Técnico Director los suministros o prefabricados que no cuenten con las garantías o documentos de idoneidad requeridos por las normas de aplicación.
- Custodiar el libro de órdenes y seguimiento, y dar el enterado a las anotaciones que se practiquen en el mismo.
- Facilitar al Ingeniero Técnico Director, con la antelación suficiente, los materiales precisos para el cumplimiento de su cometido.
- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.

1.1.2 Obligaciones y derechos generales del Fabricante o Contratista

1.1.2.1 Verificación de los documentos del proyecto

Antes de dar comienzo a la fabricación, el Contratista consignará por escrito que la documentación adoptada le resulta suficiente para la comprensión de la totalidad de la fabricación contratada, o en caso contrario, solicitará las aclaraciones pertinentes.

1.1.2.2 Plan de seguridad e higiene

El Fabricante, a la vista del proyecto de ejecución conteniendo, en su caso, el estudio de seguridad e higiene, presentará el plan de seguridad e higiene en el taller a la aprobación del ingeniero técnico director.

1.1.2.3 Oficina en el taller

El constructor habilitará en el taller una oficina en la que existirá una mesa o tablero adecuado, en el que puedan extenderse y consultarse los planos. La oficina deberá estar convenientemente acondicionada para que en ella se pueda trabajar con normalidad a cualquier hora de la jornada. En dicha oficina tendrá siempre el Contratista a disposición de la dirección facultativa:

- El proyecto de ejecución completo, incluidos los complementos que en su caso redacte el ingeniero técnico director.
- El libro de órdenes y asistencias.
- El plan de seguridad e higiene.
- El reglamento y ordenanza de seguridad e higiene en el trabajo.

1.1.2.4 Representación del Contratista

El Fabricante viene obligado a comunicar a la propiedad la persona designada como delegado suyo durante la fabricación, que tendrá carácter de jefe de la misma, con dedicación plena y facultades para representarle y adoptar en todo momento cuantas decisiones competan a la contrata. Serán sus funciones las del Fabricante según se especifica en el apartado referente al Fabricante. Cuando la importancia lo requiera y así se consigne en el pliego de “Condiciones particulares facultativas”, el delegado del Contratista será un facultativo superior o de grado medio, según los casos. El pliego de condiciones particulares determinará el personal facultativo o especialista que el constructor se obligue a mantener como mínimo, y el tiempo de dedicación comprometido. El incumplimiento de esta obligación o, en general, la falta de cualificación suficiente por parte del personal según la naturaleza de los trabajos, facultará al ingeniero para detener la fabricación, sin derecho a reclamación alguna, hasta que se subsane la deficiencia.

1.1.2.5 Presencia del Contratista en la fabricación

El jefe de taller, por sí, o por medio de sus técnicos o encargados, estará presente durante la jornada legal de trabajo y acompañará al Ingeniero Técnico Director, en las visitas a que hagan al taller, poniéndose a su disposición para la práctica de los reconocimientos que se consideren necesarios y suministrándoles los datos precisos para la comprobación de mediciones y liquidaciones.

1.1.2.5 Trabajos no estipulados expresamente

Es obligación de la contrata el ejecutar cuando sea necesario para la buena fabricación, aun cuando no se halle expresamente determinado en los documentos de proyecto, siempre que, sin separarse de su espíritu y recta interpretación, lo disponga el Ingeniero Técnico Director dentro de los límites de posibilidades que los presupuestos habiliten para cada unidad de fabricación y tipo de ejecución. En defecto de especificación en el pliego de condiciones particulares, se entenderá que requiere reformado de proyecto con consentimiento expreso de la propiedad, toda variación que suponga incremento de precios de alguna unidad de fabricación en más del 20 % o del total en más de un 10 %.

1.1.2.7 Interpretaciones, aclaraciones y modificaciones de los documentos del proyecto

Cuando se trate de aclarar, interpretar o modificar preceptos de los pliegos de condiciones o indicaciones de los planos o croquis, las órdenes e instrucciones correspondientes se comunicarán precisamente por escrito al Contratista, estando éste obligado a devolver a los originales o las copias suscribiendo con su firma el enterado, que figurará al pie de todas las órdenes, avisos o instrucciones que reciba por parte del Ingeniero Técnico Director. Cualquier reclamación que en contra de las disposiciones tomadas por éste crea oportuno hacer el fabricante, habrá de dirigirla dentro precisamente del plazo de tres días y el Facultativo dará al Contratista el correspondiente recibido, si éste lo solicitase.

El Contratista podrá requerir del Ingeniero Técnico Director, según sus cometidos, las instrucciones o aclaraciones que se precisen para la correcta interpretación y ejecución de lo proyectado.

1.1.2.8. Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa

Las reclamaciones que el Contratista quiera hacer contra las órdenes o instrucciones dimanadas de la Dirección Facultativa, solo podrá presentarlas, a través del Ingeniero Técnico Director, ante la propiedad, si son de orden económico y de acuerdo con las condiciones estipuladas en los pliegos de condiciones correspondientes. Contra disposiciones de orden técnico del Ingeniero Técnico Director no se admitirá reclamación alguna, pudiendo el Contratista salvar su responsabilidad, si lo estima oportuno, mediante exposición razonada dirigida al Ingeniero Técnico Director, el cual podrá limitar su contestación al acuse de recibo, que en todo caso será obligatorio para este tipo de reclamaciones.

1.1.2.9. Recusación por el contratista el personal nombrado por el ingeniero técnico director

El constructor no podrá recusar al Ingeniero Técnico Director o el personal encargado por éste para la vigilancia de las operaciones de fabricación, ni pedir por parte de la propiedad se designen otros facultativos para los reconocimientos y mediciones. Cuando se crea perjudicado por la labor de éstos, procederá de acuerdo con lo estipulado en el artículo precedente, pero sin que por esta causa puedan interrumpirse ni perturbarse la marcha de los trabajos.

1.1.2.10. Faltas del personal

El Ingeniero Técnico Director, en supuestos de desobediencia a sus instrucciones, manifiesta incompetencia o negligencia grave que comprometan o perturben la marcha de los trabajos, podrá requerir al Contratista para que aparte de la obra a los dependientes u operarios causantes de la perturbación.

El Contratista podrá subcontratar capítulos o unidades de fabricación a otros Contratistas e industriales con sujeción en su caso, a lo estipulado en el pliego de condiciones particulares y sin perjuicio de sus obligaciones como Contratista general de la fabricación.

1.1.3 Prescripciones generales relativas a los trabajos, a los materiales y a los medios auxiliares

1.1.3.1. Comienzo de la fabricación. Ritmo de ejecución de los trabajos

El fabricante dará comienzo a la elaboración de los trabajos en el plazo marcado en el pliego de condiciones particulares, desarrollándolas en forma necesaria para que dentro de los periodos parciales en aquél señalados queden ejecutados los trabajos correspondientes y, en consecuencia, la ejecución total se lleve a efecto dentro del plazo exigido en el contrato. Obligatoriamente y por escrito, deberá el Contratista dar cuenta al Ingeniero Técnico Director del comienzo de los trabajos al menos con tres días de antelación.

1.1.3.2. Orden de los trabajos

En general, la determinación del orden de los trabajos es facultad de la contrata, salvo aquellos casos en que, por circunstancias de orden técnico, estime conveniente su variación la dirección facultativa.

1.1.3.3. Facilidades para otros contratistas

De acuerdo con lo que requiera la dirección facultativa, el Contratista general deberá dar todas las facilidades razonables para la realización de los trabajos que le sean encomendados a todos los demás contratistas que intervengan en la fabricación. Ellos sin perjuicio de las compensaciones económicas a que haya lugar entre contratistas por utilización de medios auxiliares o suministros de energía u otros conceptos. En caso de litigio ambos contratistas estarán a lo que resuelva la dirección facultativa.

1.1.3.4. Ampliación del proyecto por causas imprevistas o de fuerza mayor

Cuando sea preciso por motivo imprevisto o por cualquier accidente, ampliar el proyecto, no se interrumpirán los trabajos, continuándose según las instrucciones dadas por el Ingeniero Técnico Director en tanto se formula el proyecto reformado.

1.1.3.5. Prórroga por causa de fuerza mayor

Si por causa de fuerza mayor o independiente de la voluntad del fabricante, éste no pudiese comenzar las tareas, o tuviese que suspenderlas, o no le fuera posible terminarlas en los plazos prefijados, se le otorgará una prórroga proporcionada para el cumplimiento de la contrata previo informe favorable del Ingeniero Técnico Director. Para ello, el Contratista expondrá, en escrito dirigido al Ingeniero Técnico Director, la causa que impide la ejecución o la marcha de los trabajos y el retraso que por ello se originaría en los plazos acordados, razonando debidamente la prórroga que por dicha causa solicita.

1.1.3.6. Responsabilidad de la dirección facultativa en el retraso de las tareas

El Contratista no podrá excusarse de no haber cumplido los plazos de obras estipulados, alegando como causa la carencia de planos u órdenes de la dirección facultativa, a excepción del caso en que habiéndolo solicitado por escrito no se lo hubiesen proporcionado.

1.1.3.7. Condiciones generales de ejecución de los trabajos

Todos los trabajos se ejecutarán con estricta sujeción al proyecto, a las modificaciones del mismo que previamente hayan sido aprobadas y a las órdenes e instrucciones que bajo su responsabilidad y por escrito entreguen al Ingeniero Técnico Director, dentro de las limitaciones presupuestarias y de conformidad con lo especificado en los artículos anteriores.

1.1.3.8. Trabajos defectuosos

El Contratista debe emplear las materiales que cumplan las condiciones exigidas en las Condiciones Generales y Particulares de índole Técnica del pliego de condiciones y realizará todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo especificado también en dicho documento. Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva del reductor, es responsable de la ejecución de los trabajos que ha contratado y de las faltas y defectos que en éstos puedan existir por su mala ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados o aparatos utilizados, sin que le exonere de responsabilidad el control que compete al Ingeniero Técnico Director, ni tampoco el hecho de que estos trabajos hayan sido valorados en las certificaciones parciales de fabricación, que siempre se entenderán extendidas y abonadas a buena cuenta. Como consecuencia de lo anteriormente expresado, cuando el Ingeniero Técnico Director advierta vicios o defectos en los trabajos ejecutados, o que los materiales empleados o los aparatos utilizados no reúnen las condiciones preceptuadas, ya sea en el curso de la ejecución de los trabajos, o finalizados éstos, y antes de verificarse la recepción definitiva del reductor, podrá disponer que las partes defectuosas sean destruidas y construidas de acuerdo con lo contratado, y todo ello a expensas de la contrata. Si ésta no estimase justa la decisión, y se negase se planteará la cuestión ante el Ingeniero Técnico Director, quien resolverá.

1.1.3.9. Procedencia de los materiales y de los aparatos

El Contratista tiene libertad de proveerse de los materiales y aparatos de todas clases en los puntos que le parezcan convenientes excepto en los casos en que el pliego particular de condiciones técnicas preceptúe una procedencia determinada. Obligatoriamente y antes de proceder a su empleo o acopio, el Fabricante deberá presentar al Ingeniero Técnico Director una lista completa de los materiales y aparatos que vaya a utilizar en la que se especifiquen todas las indicaciones sobre marcas, calidades, procedencia e idoneidad de cada uno de ellos.

1.1.3.10. Materiales y aparatos defectuosos

Cuando los materiales o aparatos no fuesen de la calidad prescrita en este pliego, o no tuvieran la preparación en él exigidas o, en fin, cuando la falta de prescripciones formales de aquél, se reconociera o demostrara que no eran adecuados para su objeto, el Ingeniero Técnico Director dará ordenes al fabricante de substituirlos por otros que satisfagan las condiciones o llenen el objeto a que se destinen.

1.1.3.11. Trabajos sin prescripciones

En la ejecución de los trabajos que entran en la fabricación y para los cuales no existan prescripciones consignadas explícitamente en este pliego ni en la restante documentación del proyecto, el Contratista se atenderá en primer término, a las instrucciones que dicte la dirección facultativa, y en segundo lugar, a las reglas y normas de la buena práctica.

1.2 CONDICIONES ECONÓMICAS

1.2.1 Principio general

Todos los que intervienen en el proceso de fabricación tienen derecho a recibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

La propiedad, el Contratista y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

1.2.2 Fianzas

El Contratista prestará fianza con arreglo a alguno de los siguientes procedimientos, según se estipule:

- Depósito previo, en metálico o valores, o aval bancario, por importe entre el 3% y 10% del precio total de la contrata.
- Mediante retención en las certificaciones parciales o pagos.

1.2.2.1. Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza

Si el Contratista se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar la obra en las condiciones contratadas, el Ingeniero Técnico Director, en nombre y representación del Propietario, los ordenará ejecutar a un tercero, o, podrá realizarlos directamente por administración, abonando su importe con la fianza depositada, sin perjuicio de las acciones que tenga derecho el Propietario en el caso de que el importe de la fianza no bastase para cubrir el importe de los gastos efectuados en las unidades de fabricación que no fuesen de recibo.

1.2.2.2. De su devolución general

La fianza retenida será devuelta al Contratista en un plazo que no excederá de 30 días una vez firmada el acta de recepción de los productos finales. La Propiedad podrá exigir que el contratista le acredite la liquidación y finiquito de sus deudas causadas por la ejecución de la contrata, tales como salarios, suministros, subcontratos etc

Si la Propiedad, con la conformidad del Ingeniero Técnico Director, accediera a hacer recepciones parciales, tendrá derecho el Contratista a que se le devuelva la parte proporcional de la fianza.

1.2.3 Precios

1.2.3.1. Precios de contrata, importe de contrata

En el caso de que los trabajos a realizar se contratasen a riesgo y ventura, se entiende por precio de contrata el que importa el coste total de la unidad de fabricación, es decir, el precio de ejecución material, más el porcentaje sobre este último precio en concepto de beneficio industrial del contratista. El beneficio se estima normalmente en el 23 % salvo que las condiciones particulares establezcan otro distinto.

1.2.3.2. Precios contradictorios

Se producirán precios contradictorios sólo cuando la Propiedad por medio del Ingeniero Técnico Director decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. El Contratista estará obligado a efectuar los cambios. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el Ingeniero Técnico Director y el Contratista antes de comenzar la ejecución de los trabajos y en el plano que determine el pliego de condiciones particulares. Si subsiste la diferencia se acudirá, en primer lugar, al concepto más análogo dentro del cuadro de precios del proyecto, y en segundo lugar al banco de precios de uso más frecuente en la localidad. Los contradictorios que hubiere se referirán siempre a los precios unitarios de la fecha del contrato.

1.2.3.3. Reclamaciones de aumento de precios por causas diversas

Si el Contratista, antes de la firma del contrato, no hubiese hecho reclamación u observación oportuna, no podrá bajo ningún pretexto de error u omisión reclamar aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente del presupuesto que sirva de base para la ejecución de las tareas (con referencia a Facultativas).

1.2.3.4. Formas tradicionales de medir o aplicar los precios

En ningún caso podrá alegar el Contratista los usos y costumbre del país respecto de la aplicación de los precios o de la forma de medir durante los trabajos, se estará en primer lugar a lo previsto en el Pliego General de Condiciones Técnicas, y en segundo lugar, al Pliego General de Condiciones Particulares.

1.2.3.5. De la revisión de los precios contratados

Contratándose los trabajos a riesgo y ventura, no se admitirá la revisión de los precios en tanto que el incremento no alcance, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el calendario, un montante superior al 3% del importe total del presupuesto de contrato. Caso de producirse variaciones en alza superiores a este porcentaje, se efectuará la correspondiente revisión de acuerdo con la fórmula establecida en el Pliego de Condiciones Particulares, percibiendo el contratista la diferencia en más que resulte por variación del IPC superior al 3%. No habrá revisión de precios de las unidades que puedan quedar fuera de los plazos fijados en el calendario.

1.2.3.6. Acopio de materiales

El Contratista queda obligado a ejecutar los acopios de materiales o aparatos de obra que la propiedad ordene por escrito. Los materiales acopiados, una vez abonados por el Propietario son, de la exclusiva propiedad de éste; de su guarda y conservación será responsable el Contratista.

1.2.4 Valoración y abono de los trabajos

1.2.4.1. Pagos

Los pagos se efectuarán por el Propietario en los plazos previamente establecidos, y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones de trabajo efectuadas por el Ingeniero Técnico Director, en virtud de las cuales se verifican aquellos.

1.2.4.2. Abonos de trabajos ejecutados durante el plazo de garantía

Efectuada la recepción provisional y si durante el plazo de garantía se hubieran efectuado trabajos cualesquiera, para su abono procederá así:

- Si los trabajos que se realicen estuvieran especificados en el Proyecto, y sin causa justificada no se hubieran realizado por el Contratista a su debido tiempo, y el Ingeniero Técnico Director exigiera su realización durante el plazo de garantía, serán valorados a los precios que figuren en el Presupuesto y abonados de acuerdo con lo establecido en los Pliegos Particulares o en su defecto en los Generales, en el caso de que dichos precios fuesen inferiores a los que rijan en la época de su realización; en caso contrario se aplicarán estos últimos.
- Si se han ejecutado trabajos precisos para la reparación de desperfectos ocasionados por el uso, por haber sido éste utilizado durante dicho plazo por el Propietario, se valorarán y abonarán a los precios del día, previamente acordados.
- Si se han ejecutado trabajos para la reparación de desperfectos ocasionados por deficiencias de la fabricación o de la calidad de los materiales, nada se abonará por ellos al Contratista.

1.2.5. Indemnizaciones mutuas

1.2.5.1. Importe de la indemnización por retraso no justificado en el plazo de terminación de las obras.

La indemnización por retraso en la terminación se establecerá en un tanto por mil del importe total de los trabajos contratados, por cada día natural de retraso, contados a partir del día de terminación fijado en el Calendario de fabricación. Las sumas resultantes se descontarán y retendrán con cargo a la fianza.

1.2.5.2. Demora de los pagos

Si el Propietario no efectuase el pago de los trabajos ejecutados, dentro del mes siguiente al que corresponda el plazo convenido, el Contratista tendrá además el derecho de percibir el abono de un 4,5 % anual, en concepto de intereses de demora, durante el espacio de tiempo de retraso y sobre el importe de la mencionada certificación. Si aún transcurrieran dos meses a partir del término de dicho plazo de un mes sin realizarse dicho pago, tendrá derecho el Contratista a la resolución del contrato, procediéndose a la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y de los materiales acopiados, siempre que éstos reúnan las condiciones preestablecidas y que su cantidad no exceda de la necesaria para la terminación de la obra contratada o adjudicada.

1.3 CONDICIONES LEGALES

Ambas partes se comprometen, en sus diferencias, al arbitrio de amigables componedores, designado uno de ellos por el Propietario, otro por el Contratista y tres ingenieros técnicos, uno de ellos será forzosamente el Director de fabricación.

El Contratista es responsable de la ejecución de los trabajos en condiciones establecidas en el contrato y en los documentos que componen el proyecto, excluida la memoria. Como consecuencia de ello, vendrá obligado a la nueva elaboración de todo lo mal ejecutado durante la fabricación, aunque estas partidas hayan sido abonadas en liquidaciones anteriores.

El Contratista se obliga a lo establecido en la Ley de Contratos de Trabajo y, además, a lo dispuesto por la de Accidentes de Trabajo, Subsidio Familiar y Seguros Sociales.

En caso de accidentes ocurridos a los operarios con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución del proyecto, el Contratista se atenderá a lo dispuesto, a estos efectos, en la legislación vigente, siendo, en todo caso, único responsable de su incumplimiento y sin que por ningún concepto pueda quedar afectada la Propiedad por responsabilidad en cualquier aspecto. El Contratista está obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones presentes preceptúen para evitar, en lo posible, accidentes a los operarios o a terceros. De los accidentes o perjuicios de todo género que, por no cumplir el Contratista lo legislado sobre la materia, pudiera acaecer o sobrevenir, será éste el único responsable ya que se considera que en los precios contratados están incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar, debidamente, dichas disposiciones generales.

El Contratista será responsable de todos los accidentes que, por inexperiencia o descuido, sobrevinieran durante la fabricación, tanto en el taller propio como en uno ajeno. Será por tanto de su cuenta, el abono de las indemnizaciones a quien corresponda y cuando a ello hubiere lugar.

El Contratista tiene derecho a sacar copias, a su costa, de los planos, presupuestos, pliego de condiciones y demás documentos del proyecto. El Ingeniero Técnico Director, si el Contratista lo solicita, autorizará estas copias con su firma, una vez confrontadas.

Se considerarán causas suficientes de rescisión las que a continuación se señalan:

- La muerte o incapacidad del Contratista.
- La quiebra del Contratista. En los casos anteriores, si los herederos o síndicos ofrecieran llevar a cabo las tareas bajo las mismas condiciones estipuladas en el contrato, el Propietario puede admitir o rechazar el ofrecimiento sin que, en este último caso, tengan aquellos derechos a indemnización alguna.
- Las alteraciones del contrato por las causas siguientes:
 - La modificación del proyecto en forma tal que represente alteraciones fundamentales al mismo a juicio del Ingeniero Técnico Director, y en cualquier caso, siempre que la variación del presupuesto de ejecución como consecuencia de estas modificaciones represente, más o menos, el 40 %, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.
 - La modificación de unidades de obra, siempre que estas modificaciones representen variaciones, en más o en menos, del 40 %, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.

- La suspensión de la fabricación comenzada y, en todo caso, siempre que por causas ajena a la Contrata, no se dé comienzo a la fabricación en el plazo de tres meses a partir de la adjudicación. En este caso la devolución de la fianza será automática.
- La suspensión de la fabricación comenzada, siempre que el plazo de suspensión haya excedido de seis meses.
- El no dar comienzo a la Contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del proyecto.
- El incumplimiento de las condiciones del contrato cuando lo implique descuido o mala fe, con perjuicio a los intereses del producto final.
- La terminación del plazo de ejecución del proyecto sin haberlo logrado.
- El abandono de la fabricación sin causa justificada.
- La mala fe en la ejecución de los trabajos.

1.4 CONDICIONES DE EJECUCIÓN

En la ejecución del proyecto, la parte contratada tendrá total libertad de acciones para la fabricación del producto final, siempre y cuando se garantice la calidad y las condiciones de funcionamiento especificadas en los planos y el anexo de cálculos, si bien deberán estar abiertos a sugerencias y ayudas por parte de la parte contratante.

PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

2.1 CONDICIONES DE LOS MATEIALES

Los materiales a emplear en los distintos elementos de que se compone el presente proyecto, deberán ser de la calidad especificada por la oficina técnica en este documento o en los restantes, por razones de dimensionado o económicas, para ello se deberá consultar durante el proceso de fabricación del reductor e incluso, tener presente el citado documento.

El material utilizado será el que se especifica en este mismo pliego de condiciones, donde se detallarán sus características finales, tras los tratamientos térmicos o los procesos de mecanizado sufridos por el material, en caso de cambio o duda se consultará con el facultativo, que dará su aprobación si lo cree conveniente. Las características expuestas por los materiales son las mínimas necesarias, razón por la cual los cambios serán de tal forma que igualen estos valores o los superen, pero nunca se deben tomar materiales con peores características.

Las especificaciones técnicas de resistencia de los materiales, serán las mínimas exigibles al suministrador, además los materiales llegarán al taller con un tamaño conveniente, para su posterior corte y mecanizado, teniendo en cuenta que las dimensiones sean superiores a las necesarias para poder realizar los desbastes adecuados, esta sobremedida no excederá en demasía de la especificada en los planos, puesto que provocaría un coste superior del proyecto.

2.1.1 Condiciones de suministro de los productos siderúrgicos empleados en la fabricación

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

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

Los aceros aleados para temple y revenido deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36012, que está referida a los mismos. Las medidas y tolerancias de los redondos de acero, utilizados en este proyecto, para la fabricación de los árboles de transmisión, así como las ruedas dentadas, vienen dadas por la norma UNE 36541.

La descripción de los distintos tipos de tratamientos térmicos a que deberán ser sometidos los materiales, se encuentra en la norma UNE 36006.

Para la toma y preparación de muestras y probetas de productos de acero laminado y forjado que se lleven a cabo en los ensayos, se cumplirá lo estipulado en la norma UNE 7018.

Para la fabricación de la carcasa y de su tapa, realizados en fundición gris FG-25, se deberá cumplir lo especificado en la norma UNE 36111, que se refiere a “Tipos, características y condiciones de piezas moldeadas” de fundición gris. En esta norma aparecen las características mecánicas de la fundición, las condiciones de fabricación, la toma de muestras y preparación de probetas, las condiciones de suministro, las reclamaciones y la documentación necesaria.

La determinación del tipo de grafito exigido para la fundición, se encuentra explicada en la norma UNE 36117.

2.1.2 Descripción de los materiales

En este apartado se muestran los materiales empleados en la construcción del reductor, así como sus propiedades tanto físicas como químicas.

2.1.2.1 Fundición gris FG 25

Composición química:

- Carbono 3.10 %
- Silicio 2%
- Manganeso 0.7 %
- Fosforo 0.2 %
- Azufre 0.1 %
- Cromo < 0.1 %
- Níquel < 0.2 %
- Molibdeno < 0.08 %

Características mecánicas:

- Carga de rotura: 274,4 N/mm²
- Módulo de elasticidad: 107.800N/mm²
- Dureza Brinell: 210 –260

2.1.2.2 Acero F-1250 aleado templado y revenido

Composición química:

- Carbono: 0,34%
- Silicio: <0,4%
- Manganeso: 0,75%
- Azufre: <0,035%
- Fosforo: <0,025%
- Cromo: 1,0%
- Molibdeno: 0,20%

Características mecánicas:

- Carga de rotura: 1050N/mm²
- Módulo de elasticidad: 206000N/mm²
- Dureza Brinell: 265

2.1.2.3 Acero F-1150 al carbono templado y revenido

Composición química:

- Carbono: 0,5%
- Manganeso: 0,65%
- Silicio: <0,4%
- Fosforo: <0,035%
- Azufre: <0,035%
- Cromo: <0,4%
- Molibdeno: <0,1%
- Níquel: <0,4%

Características mecánicas:

- Carga de rotura: 980N/mm²
- Módulo de elasticidad: 206000N/mm²
- Dureza Brinell: 270

2.1.2.4 Tratamientos térmicos:

Existen piezas que durante el servicio están sometidas a choques vibraciones y rozamiento.

A los aceros habrá que aplicarles un tratamiento de temple y revenido para poder obtener las características mecánicas que se desean y una buena tenacidad. Los tiempos empleados para los tratamientos térmicos vendrán definidos por las indicaciones siguientes:

- Temple: 1 minuto por cada milímetro de espesor, con un mínimo de 30 minutos.
- Revenido: 2 minutos por cada milímetro de espesor, con un mínimo de 60 minutos.

Temple: Con este proceso se endurece el acero en profundidad. Se fundamenta en producir un calentamiento superficial muy rápido, de forma que solo una delgada capa pueda alcanzar la temperatura de austenización, seguido de un enfriamiento también rápido. Así se logra una capa superficial de martensita (lo que produce un aumento de la dureza) sin que el núcleo experimente transformación.

Revenido: Es un proceso a realizar inmediatamente después del temple ya que si después del temple se enfría rápidamente obtenemos una gran dureza. Para obtener un enfriamiento lento se reviene la pieza en aceite. El revenido es el verdadero tratamiento acondicionador del acero, con el que se le da las propiedades adecuadas. El temple es un

tratamiento únicamente preparatorio, cuyo fin es convertir la mayor cantidad de acero posible en martensita, es decir obtener la máxima dureza. Por eso deben elegirse aceros de suficiente templabilidad para conseguir el temple en toda o en la mayor parte de la pieza. Además en el revenido se destruyen las tensiones internas, se estabiliza el material y se consigue una estructura perfecta de cementita y carburos precipitados, sobre una matriz dúctil de ferrita. En general, no interesa prolongar la duración del revenido más allá de una hora pues no se obtienen beneficios apreciables que compensen el coste.

Acero	Tratamiento	Observaciones
F-1150	Temple a 805º-825º en agua y aceite. Revenido a 550º-650º	Conviene templar en aceite las piezas de pequeños espesores, y cuando hay riesgo de agrietamientos. Para el temple de aceite se debe elevar ligeramente la temperatura. Se templará en agua las de mayor espesor
F-1250	Temple a 870º-890º en aceite. Revenido a 500º-600º	

2.1.3 Moldeo en arena

2.1.3.1 Materiales utilizados en el moldeo

Los modelos utilizados para el moldeo en arena, deben ser buenos conductores del calor y capaces de resistir calentamientos y enfriamientos sin deformarse. Por ello se fabrican generalmente de fundición aunque también se pueden emplear modelos de aluminio, latón y bronce para pequeñas series.

Arenas: Las arenas para el moldeo en arena son extra-siliciosas y deben estar limpias y secas y a ser posible exentas de arcilla, aunque ésta puede tolerarse hasta el 1 % ,ya que su presencia debilitaría el molde. Pueden emplearse arenas de distinta granulometría. Las arenas muy finas dan mejor acabado superficial que las arenas gruesas, en cambio éstas últimas necesitan menos resinas.

La arena de moldeo puede ser del tipo silíceo con añadido de óxido férrico y sílice en polvo. La arena de sílice tiene suficiente poder de refracción y de resistencia al calor para esta aplicación.

2.1.3.2. Proceso de conformación

Debido a la forma complicada que tiene la carcasa la granulometría debe tener una distribución conveniente, de forma que el máximo porcentaje de granos de arena, se encuentre acumulado en 3 o 4 tamices, pues en caso contrario teniendo granos muy grandes y muy pequeños, estos últimos, van rellenando los huecos que aquellos dejan con lo que se reduce mucho la permeabilidad del molde.

2.1.4 Piezas adquiridas

El hecho de que ciertas piezas sean adquiridas a través de otras empresas, se debe a que es mucho más apropiado y económico que si las tuvieran que fabricar. Para el cálculo y dimensionado del reductor se han utilizado varios catálogos comerciales, aunque esto no obliga a adquirir los productos a estas empresas, siendo posible cambiarlos por otros si son geoméricamente idénticos y las características mecánicas son iguales o superiores.

Los catálogos utilizados son los siguientes:

- Rodamientos: Catálogo online de la empresa SKF.
- Anillos elásticos de retención: Catálogo de OTIA.
- Chavetas: Catálogo online Val-Sur

En la recepción de éstos, sólo se aceptarán en sus embalajes originales cerrados e intactos. Se pondrá especial cuidado en comprobar que los embalajes no muestren señal de un mal almacenamiento, que pueda haber afectado las condiciones o características originales de los elementos.

2.2 CONDICIONES TÉCNICAS

2.2.1 Introducción

En este apartado se describen el conjunto de trabajos que se deben realizar para obtener cada una de las piezas mecanizadas, delimitando lo más claramente posible las tolerancias y las fases de montaje, siendo el propio jefe de taller el responsable de diseñar un plan de fabricación más detallado.

En el presente pliego de condiciones técnicas, se estudian las especificaciones exigibles a los materiales, así como a la maquinaria y el equipo que intervienen en la fabricación, verificación y montaje del reductor objeto del proyecto.

En lo concerniente a las condiciones de los materiales, se tendrán en cuenta los siguientes apartados:

- Especificaciones de los mismos en recepción.
- Controles de calidad. Ensayos, verificaciones a realizar.

Por otra parte, se estudiarán las condiciones de ejecución teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- Descripción del proceso de fabricación. Procedimientos y condiciones específicas.
- Ajustes y comprobaciones.

En cuanto a los valores proporcionados en el presente documento, a cerca de las condiciones de corte en el mecanizado de los elementos, así como de los tiempos y temperaturas de los tratamientos térmicos, se tomarán como valores orientativos, tomados generalmente en la industria mecánica general, obtenidos de la bibliografía básica consultada.

Para la mecanización de las piezas, resulta aconsejable realizarlo en máquinas de control numérico, ya que tienen las siguientes ventajas:

- Reducción del tiempo de maniobra, es decir, en donde la máquina se posiciona para empezar una operación, aquí es donde mayor ganancia directa hay.
- Reducción de tiempos en los ciclos operacionales, debido a que las trayectorias y velocidades son más ajustadas. Pero esta ganancia es pequeña comparada con la anterior.
- Mayor precisión e intercambiabilidad de las piezas lo cual provoca una reducción de rechazos por defectos dimensionales. Además, como consecuencia, se pueden reducir los tiempos de inspección, dados principalmente por la baja probabilidad de la existencia de piezas defectuosas en una serie.
- Reducción del tiempo de cambio de una pieza.
- Posibilidad de trabajar con tamaños de lotes menores.

2.2.2 Árbol de entrada

2.2.2.1 Material

EL material escogido es un acero F-1150

2.2.2.2 Proceso de conformación

Para la obtención de la pieza se parte de un redondo comercial de 20 mm de diámetro, y una longitud de 180mm, o de un múltiplo de éste valor para reducir al máximo el material sobrante.

- Refrentado con útil de corte lateral de las caras del cilindro con el fin de que sean perpendiculares al eje del mismo.
- Colocación de la barra en el torno mediante sujeción entre puntos, los cuales estarán situados en los puntos medios de las caras del cilindro, es decir por donde pasa el eje, mediante de una broca de centrar.
- Cilindrado exterior de desbaste, en toda la longitud del cilindro.
- Sucesivos desbastes en los cambios de sección del cilindro.
- Refrentado de las caras de los cambios de sección del cilindro.
- Cilindrado exterior de acabado en los asientos de los rodamientos y engranajes.

- Ranurado para la posterior ubicación de los anillos elásticos.
- Tallado del chavetero, el cual se puede tallar mediante fresado frontal con fresa de dos dientes rectos o helicoidales, con el árbol del cabezal en posición vertical.
- 2º refrentado en las caras del eje para eliminar las marcas dejadas por el anclaje entre puntos.
- Limpieza y verificación de la pieza.

Una vez terminado el proceso de mecanización del eje, se procederá al tratamiento térmico de temple y revenido.

2.2.2.3 Ajuste y tolerancias

2.2.2.3.1 Ajuste de los chaveteros

Tanto para el chavetero del motor como el del engranaje, los ajustes vienen dados por la norma UNE 17102.

El diámetro del eje donde va la chaveta es 15 mm y para un ajuste normal de la unión es necesario una tolerancia n9 tanto para el ancho como para la profundidad del chavetero, el radio máximo que debe tener el chavetero en el chaflán del fondo es de 0,25 mm

2.2.2.3.2 Rugosidad del árbol

La parte de árbol que tiene un diámetro de 15 mm debe tener una calidad ISO N6 y para obtener un ajuste forzado ligero, la zona de tolerancia debe ser k5. El resto del árbol excepto en los asientos de los rodamientos es suficiente con una calidad ISO N8 por tanto esta calidad puede obtenerse únicamente con el cilindrado en desbaste.

2.2.2.3.3 Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos

La calidad necesaria en los asientos de los rodamientos en el eje, es una calidad ISO N6. Es necesario que exista un cierto nivel de apriete en los rodamientos por tanto el ajuste necesario en los rodamientos rígidos de bolas será un ajuste k5.

Como el ajuste utilizado es de apriete, será necesario un martillo de goma para unir el eje con el rodamiento sin dañar ninguna de las dos partes.

2.2.2.4 Radios de acuerdo y chaflanes

El radio de acuerdo entre superficies perpendiculares en secciones no restringidas será en todos los casos de 0,5 mm. En la sección donde apoya el rodamiento el radio de acuerdo es de 0,5mm tanto en el rodamiento como en el de la izquierda. En los extremos del árbol se mecanizará un chaflán, de 45º con un ancho de 1 mm.

2.2.3 Piñón de la primera etapa

2.2.3.1 Material

El material escogido para la fabricación del piñón de la primera etapa es un acero F-1250 aleado, templado y revenido.

2.2.3.2 Proceso de conformación

Para la obtención del piñón de la primera etapa de reducción se parte de un redondo comercial de 35 mm de diámetro y de una longitud de 30 mm en bruto.

Se parte de un diámetro ligeramente superior al diámetro exterior del piñón de la tercera etapa, que tiene 29,95 mm, ya que las barras de pueden presentar pequeños defectos superficiales.

A continuación se detallan las operaciones a realizar, para llevar a buen término la fabricación del engranaje en cuestión.

- Refrentado de las caras. La sujeción se realizará mediante plato de garras. Esta operación se realizará antes que el rectificado de los dientes ya que éstos se podrían dañar en la sujeción.
- Taladrado
- Cilindrado
- Tallado de los dientes. Esta operación se llevará a cabo mediante un fresado mediante una fresa madre
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta. Esta operación se llevará a cabo mediante la mortajadora.
- Limpieza y verificación de la pieza.

2.2.3.3 Ajuste y tolerancias

2.2.3.3.1 Ajuste eje-cubo

El ajuste entre el árbol y el cubo del engranaje es un ajuste forzado ligero, por tanto la calidad necesaria en el interior del cubo será de ISO N6 con lo cual la zona de tolerancia queda K5.

2.2.3.3.2 Chavetero

Para un ajuste normal del chavetero la zona de tolerancia de las dimensiones del chavetero deberá ser Js9 con lo cual el montaje no presentará dificultad alguna.

2.2.3.3.3 Tolerancias de la rueda dentada

Las tolerancias del dentado vienen dadas por la norma UNE 18-048-83, que propone doce calidades de fabricación que define en función de la precisión, la aplicación, velocidad y proceso de fabricación, en este caso concreto, teniendo en cuenta que la precisión adoptada para el engranaje es 6.

2.2.4 Árbol intermedio

2.2.4.1 Material

EL material escogido es un acero F-1150

2.2.4.2 Proceso de conformación

Para la obtención de la pieza se parte de un redondo comercial de 25 mm de diámetro, y una longitud de 120 mm, o de un múltiplo de éste valor para reducir al máximo el material sobrante. Se parte de un diámetro superior al diámetro máximo, para poder subsanar a través del mecanizado posibles defectos superficiales y la ovalización existente en las barras comerciales.

- Refrentado con útil de corte lateral de las caras del cilindro con el fin de que sean perpendiculares al eje del mismo.
- Colocación de la barra en el torno mediante sujeción entre puntos, los cuales estarán situados en los puntos medios de las caras del cilindro, es decir por donde pasa el eje, mediante de una broca de centrar.
- Cilindrado exterior de desbaste, en toda la longitud del cilindro.
- Cilindrado exterior de acabado en los asientos de los rodamientos y engranajes.
- Ranurado para la posterior ubicación de los anillos elásticos.
- Tallado del chavetero, el cual se puede tallar mediante fresado frontal con fresa de dos dientes rectos o helicoidales, con el árbol del cabezal en posición vertical.
- 2º refrentado en las caras del eje para eliminar las marcas dejadas por el anclaje entre puntos.
- Limpieza y verificación de la pieza.
- Una vez terminado el proceso de mecanización del eje, se procederá al tratamiento térmico de temple y revenido.

2.2.4.3 Ajustes y tolerancias

2.2.4.3.1 Ajuste del chavetero

El ajuste viene indicado por la norma UNE 17102.

El diámetro del eje donde va la chaveta es de 20 mm y para un ajuste normal de la unión es necesario una tolerancia n9 tanto para el ancho como para la profundidad del chavetero, el radio máximo que debe tener el chavetero en el chaflán del fondo es de 0,25 mm.

2.2.4.3.2 Rugosidad del árbol

El árbol debe tener una calidad ISO N6 y para obtener un ajuste forzado ligero, la zona de tolerancia debe ser k5.

2.2.4.3.3 Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos

La calidad necesaria en los asientos de los rodamientos en el eje, es una calidad ISO N6. Es necesario que exista un cierto nivel de apriete en los rodamientos por tanto el ajuste necesario en los rodamientos de rodillos rígidos de bolas será un ajuste k5.

Como el ajuste utilizado es de apriete, será necesario un martillo de goma para unir el eje con el rodamiento si dañar ninguna de las dos partes.

2.2.4.4 Chaflanes

En los extremos del árbol se mecanizará un chaflán de 45º con un ancho de 1 mm.

2.2.5 Rueda de la primera etapa

2.2.5.1 Material

El material escogido para la fabricación del piñón de la primera etapa es un acero F-1250 aleado, templado y revenido.

2.2.5.2 Proceso de conformación

Para la obtención del piñón de la primera etapa de reducción se parte de un redondo comercial de 100 mm de diámetro y de una longitud de 30 mm en bruto.

Se parte de un diámetro ligeramente superior al diámetro exterior del piñón de la tercera etapa, que tiene 95,17 mm, ya que las barras de pueden presentar pequeños defectos superficiales.

A continuación se detallan las operaciones a realizar, para llevar a buen término la fabricación del engranaje en cuestión.

- Refrentado de las caras. La sujeción se realizará mediante plato de garras. Esta operación se realizará antes que el rectificado de los dientes ya que éstos se podrían dañar en la sujeción.
- Taladrado
- Cilindrado
- Tallado de los dientes. Esta operación se llevará a cabo mediante un fresado mediante una fresa madre
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta. Esta operación se llevará a cabo mediante la mortajadora.
- Limpieza y verificación de la pieza.

2.2.5.3 Ajuste y tolerancias

2.2.5.3.1 Ajuste eje-cubo

El ajuste entre el árbol y el cubo del engranaje es un ajuste forzado ligero, por tanto la calidad necesaria en el interior del cubo será de ISO N6 con lo cual la zona de tolerancia queda K5.

2.2.5.3.2 Chavetero

Para un ajuste normal del chavetero la zona de tolerancia de las dimensiones del chavetero deberá ser Js9 con lo cual el montaje no presentará dificultad alguna.

2.2.5.3.3 Tolerancias de la rueda dentada

Las tolerancias del dentado vienen dadas por la norma UNE 18-048-83, que propone doce calidades de fabricación que define en función de la precisión, la aplicación, velocidad y proceso de fabricación, en este caso concreto, teniendo en cuenta que la precisión adoptada para el engranaje es 6.

2.2.6 Piñón de la segunda etapa

2.2.6.1 Material

El material escogido para la fabricación del piñón de la primera etapa es un acero F-1250 aleado, templado y revenido.

2.2.6.2 Proceso de conformación

Para la obtención del piñón de la primera etapa de reducción se parte de un redondo comercial de 60 mm de diámetro y de una longitud de 30mm en bruto.

Se parte de un diámetro ligeramente superior al diámetro exterior del piñón de la tercera etapa, que tiene 55,69 mm, ya que las barras de pueden presentar pequeños defectos superficiales.

A continuación se detallan las operaciones a realizar, para llevar a buen término la fabricación del engranaje en cuestión.

- Refrentado de las caras. La sujeción se realizará mediante plato de garras. Esta operación se realizará antes que el rectificado de los dientes ya que éstos se podrían dañar en la sujeción.
- Taladrado
- Cilindrado
- Tallado de los dientes. Esta operación se llevará a cabo mediante un fresado mediante una fresa madre
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta. Esta operación se llevará a cabo mediante la mortajadora.
- Limpieza y verificación de la pieza.

2.2.6.3 Ajuste y tolerancias

2.2.6.3.1 Ajuste eje-cubo

El ajuste entre el árbol y el cubo del engranaje es un ajuste forzado ligero, por tanto la calidad necesaria en el interior del cubo será de ISO N6 con lo cual la zona de tolerancia queda K5.

2.2.6.3.2 Chavetero

Para un ajuste normal del chavetero la zona de tolerancia de las dimensiones del chavetero deberá ser Js9 con lo cual el montaje no presentará dificultad alguna.

2.2.6.3.3 Tolerancias de la rueda dentada

Las tolerancias del dentado vienen dadas por la norma UNE 18-048-83, que propone doce calidades de fabricación que define en función de la precisión, la aplicación, velocidad y proceso de fabricación, en este caso concreto, teniendo en cuenta que la precisión adoptada para el engranaje es 6.

2.2.7 Árbol de salida

2.2.7.1

EL material escogido es un acero F-1150

2.2.7.2 Proceso de conformación

Para la obtención de la pieza se parte de un redondo comercial de 35 mm de diámetro, y una longitud de 210 mm, o de un múltiplo de éste valor para reducir al máximo el material sobrante. Se parte de un diámetro superior al diámetro máximo, para poder subsanar a través del mecanizado posibles defectos superficiales y la ovalización existente en las barras comerciales.

- Refrentado con útil de corte lateral) de las caras del cilindro con el fin de que sean perpendiculares al eje del mismo.
- Colocación de la barra en el torno mediante sujeción entre puntos, los cuales estarán situados en los puntos medios de las caras del cilindro, es decir por donde pasa el eje, mediante de una broca de centrar.
- Cilindrado exterior de desbaste, en toda la longitud del cilindro.
- Sucesivos desbastes en los cambios de sección del cilindro.
- Refrentado de las caras de los cambios de sección del cilindro.
- Cilindrado exterior de acabado en los asientos de los rodamientos y engranajes.
- Ranurado para la posterior ubicación de los anillos elásticos.
- Tallado del chavetero, el cual se puede tallar mediante fresado frontal con fresa de dos dientes rectos o helicoidales, con el árbol del cabezal en posición vertical.
- 2º refrentado en las caras del eje para eliminar las marcas dejadas por el anclaje entre puntos.
- Limpieza y verificación de la pieza.
- Una vez terminado el proceso de mecanización del eje, se procederá al tratamiento térmico de temple y revenido.

2.2.7.3.1 Ajuste del chavetero

El ajuste viene indicado por la norma UNE 17102.

El diámetro del eje donde va la chaveta es de 30 mm y para un ajuste normal de la unión es necesario una tolerancia n9 tanto para el ancho como para la profundidad del chavetero, el radio máximo que debe tener el chavetero en el chaflán del fondo es de 0,25 mm.

2.2.7.3.2 Rugosidad del árbol

La parte de árbol que tiene un diámetro de 30 mm debe tener una calidad ISO N6 y para obtener un ajuste forzado ligero, la zona de tolerancia debe ser k5. El resto del árbol excepto en los asientos de los rodamientos es suficiente con una calidad ISO N8 por tanto esta calidad puede obtenerse únicamente con el cilindrado en desbaste.

2.2.7.3.3 Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos

La calidad necesaria en los asientos de los rodamientos en el eje, es una calidad ISO N6. Es necesario que exista un cierto nivel de apriete en los rodamientos por tanto el ajuste necesario en los rodamientos de rodillos rígidos de bolas será un ajuste k5.

Como el ajuste utilizado es de apriete, será necesario un martillo de goma para unir el eje con el rodamiento si dañar ninguna de las dos partes.

2.2.7.3.4 Radios de acuerdo y chaflanes

El radio de acuerdo entre superficies perpendiculares en secciones no restringidas será en todos los casos de 0,5 mm. En la sección donde apoya el rodamiento el radio de acuerdo es de 0,5mm tanto en el rodamiento como en el de la izquierda. En los extremos del árbol se mecanizará un chaflán, de 45º con un ancho de 1 mm.

2.8.5 Rueda de la segunda etapa

2.8.5.1 Material

El material escogido para la fabricación del piñón de la primera etapa es un acero F-1250 aleado, templado y revenido.

2.8.5.2 Proceso de conformación

Para la obtención del piñón de la primera etapa de reducción se parte de un redondo comercial de 175 mm de diámetro y de una longitud de 40 mm en bruto.

Se parte de un diámetro ligeramente superior al diámetro exterior del piñón de la tercera etapa, que tiene 170,61 mm, ya que las barras de pueden presentar pequeños defectos superficiales.

A continuación se detallan las operaciones a realizar, para llevar a buen término la fabricación del engranaje en cuestión.

- Refrentado de las caras. La sujeción se realizará mediante plato de garras. Esta operación se realizará antes que el rectificado de los dientes ya que éstos se podrían dañar en la sujeción.
- Taladrado
- Cilindrado
- Tallado de los dientes. Esta operación se llevará a cabo mediante un fresado mediante una fresa madre
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta. Esta operación se llevará a cabo mediante la mortajadora.
- Limpieza y verificación de la pieza.

2.2.8.3 Ajuste y tolerancias

2.2.8.3.1 Ajuste eje-cubo

El ajuste entre el árbol y el cubo del engranaje es un ajuste forzado ligero, por tanto la calidad necesaria en el interior del cubo será de ISO N6 con lo cual la zona de tolerancia queda K5.

2.2.8.3.2 Chavetero

Para un ajuste normal del chavetero la zona de tolerancia de las dimensiones del chavetero deberá ser Js9 con lo cual el montaje no presentará dificultad alguna.

2.2.8.3.3 Tolerancias de la rueda dentada

Las tolerancias del dentado vienen dadas por la norma UNE 18-048-83, que propone doce calidades de fabricación que define en función de la precisión, la aplicación, velocidad y proceso de fabricación, en este caso concreto, teniendo en cuenta que la precisión adoptada para el engranaje es 6.

2.2.9 Carcasa

2.2.9.1 Material

Para la conformación de la carcasa se ha utilizado fundición gris FG 25. A continuación se detallan las propiedades de la fundición, que hacen que sea un material apto para esta aplicación.

- Tiene un coeficiente de dilatación bajo, para que no aparezcan, o en caso de aparecer sean mínimas, las tensiones que pudieran generarse por este motivo.
- Tiene unas características mecánicas suficientes para resistir las cargas a las que se someterá durante el funcionamiento del reductor de velocidad.
- Es un material apto para poder conformarlo por moldeo.
- Es un material económico en comparación con los aceros.

2.2.9.2 Proceso de conformación

Para la elección del tipo de moldeo empleado, se han tenido en cuenta tanto los posibles condicionantes técnicos como los económicos.

El proceso utilizado para realizar el moldeo ha sido el de colada en un molde de arena, concretamente sílicea, pues ésta tiene una refractariedad suficiente para este tipo de aplicación, además de tener un bajo precio. Mediante este método de moldeo se pueden conseguir piezas de gran volumen y peso.

La impermeabilidad es una característica importante que debe poseer la fundición. Como el enfriamiento de la misma es rápido, se deben de ofrecer las máximas facilidades para la salida de los gases originados a raíz de las reacciones químicas que se dan durante el proceso de colada, mediante la utilización de bebederos o de canales particulares denominados venteos. Si no se tiene en cuenta este factor, los gases quedarían atrapados en el interior del molde, y esto originaría poros en la carcasa.

La granulometría debe tener una distribución conveniente, de forma que el tamaño del grano sea lo más homogéneo posible, de forma que el máximo porcentaje de granos de arena sea aquel en el que se encuentren éstos acumulados en 3 o 4 tamices, pues de lo contrario, si se tienen granos de tamaño muy grande junto a granos de tamaño muy pequeño, estos últimos van rellenando los huecos que quedan entre los primeros, hecho que produce la reducción de la permeabilidad del molde, a pesar de que su cohesión y, por lo tanto, su resistencia mecánica, aumentan.

Como último criterio de selección, se debe elegir entre un molde húmedo o un molde seco. Se optará por un molde seco para realizar el trabajo a pesar de su mayor coste, pues tiene una permeabilidad superior y la velocidad de enfriamiento del metal líquido en su interior es más baja, aunque con ello se obtengan granos de mayor tamaño.

Tras obtener las piezas de fundición gris por colada en molde seco de arena, se les practicarán los taladrados correspondientes para los tornillos y se mecanizarán las superficies de las paredes donde existe contacto con otras piezas como son los rodamientos, los tapones de llenado y vaciado, y la tapa. Finalmente se procederá a roscar todos los orificios existentes en las piezas.

2.2.9.3 Ajustes y tolerancias

2.2.9.3.1 Asientos de los rodamientos

El ajuste de los rodamientos en sus cajas debe ser un ajuste forzado ligero que en todos ellos se debe permitir el desplazamiento axial ya que el posible deslizamiento se limita mediante cambios de diámetro y anillos elásticos de retención por tanto la zona de tolerancia en los asientos para los rodamientos debe ser N7.

2.2.9.3.2 Zonas de contacto con la tapa

La zona de la carcasa en contacto con la tapa de la misma tiene como misión además de facilitar el desmontaje ser estanca por eso debe tener un acabado sobre la superficie que apoye en la junta medianamente bueno como un N8.

2.2.10 Tapas de los ejes

2.2.10.1 Material

Para la conformación de las tapas se utilizara fundición gris FG-25 moldeado en arena.

2.2.10.2 Proceso de conformación

- Colada
- Fresado periférico de las zonas en contacto con la carcasa
- Fresado en las zonas donde se haya de insertar un retén.
- Taladrado de los agujeros para los tornillos.
- Limpieza de las zonas mecanizados con el fin de eliminar todo rastro de impurezas.

2.2.10.3 Ajuste y tolerancias

La parte cilíndrica que se introduce dentro de la carcasa debe ser fácilmente extraíble por tanto el diámetro correspondiente a esta zona debe estar en la zona de tolerancia h9.

La zona de ubicación para el retén debe ser tal que permita un montaje forzado medio, y como el retén que se va a montar es de goma permitirá un fácil montaje y después quedará solidario a la tapa. La tolerancia de diámetro que se necesita es K7.

2.2.11 Uniones de los árboles con el motor y con la máquina

La unión se realizará mediante acoplamientos flexibles, los cuales son capaces de absorber cierta cantidad de desalineamientos y errores de posición pero éstos no deben superar nunca los indicados a continuación.

Árbol	Desalineamientos máximos permitidos	
	Radial (mm)	Axial (mm)
Entrada	0,4	3
Salida	0,65	5

2.2.12 Controles de calidad

2.2.12.1 Introducción

El control de calidad se llevará a cabo por medio del departamento de calidad, mediante el muestreo de cada una de las operaciones de mecanizado que se realizan durante la fabricación, con el fin de detectar posibles errores en las máquinas herramienta y corregirlos.

Se citan a continuación los controles en las operaciones más relevantes que se llevan a cabo en la fabricación del reductor.

2.2.12.2 Control de calidad de los árboles

Para la verificación de las dimensiones de los diámetros de los árboles mecanizados en el torno, si no se ha indicado tolerancia se verificará con el compás, si se especifica la tolerancia se usará el calibre de herradura adecuado.

Los errores de conicidad, abombamiento, concavidad, u otra forma curva producida en el mecanizado con el torno, se verificarán con el comparador.

Para la verificación de las medidas, se deben tener en cuenta las siguientes reglas para el manejo de los calibres de precisión:

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

2.2.12.3 Control de calidad de los engranajes

Los mecanismos de engranajes defectuosos producen fuertes ruidos al funcionar, trabajando a golpes y se desgastan prematuramente. Las partes a verificar para comprobar la correcta fabricación son:

- Espesor del diente.
- El paso.
- La dirección de los flancos.
- La marcha concéntrica.

Para la verificación del espesor del diente, se recurre a la medición de la anchura w entre varios dientes, de modo que con esta medida y una magnitud auxiliar se obtenga el valor del espesor del diente.

Para la verificación del paso, se recurre al medidor de paso de modo que mediante un palpador fijo y otro articulado, cualquier irregularidad se acusa a través del palpador articulado en el comparador.

Para los defectos de forma de los flancos, pueden emplearse plantillas, (verificación basta), dispositivos de proyección y aparatos de verificación envolventes.

Para la verificación del diámetro interior del cubo de los engranajes, se utilizan los calibres de interiores.

En el mecanizado del chavetero en el cubo de los engranajes, se pueden cometer varios errores:

- Anchura y profundidad fuera de tolerancias.
- Caras no paralelas al eje de taladrado.
- Ranura no diametral.

La verificación de la anchura y profundidad del chavetero, puede realizarse con el calibre de interiores.

La verificación del paralelismo de las caras del chavetero, respecto del eje del taladro, se realiza mediante el comparador, una chaveta de ajuste y una espiga.

2.2.13 Condiciones de montaje

2.2.13.1 Introducción

En este apartado se expone el método de montaje del reductor proyectado, aunque no es el único orden de montaje si se recomienda por su mayor sencillez y practicidad.

En la lectura de este apartado es aconsejable tener en cuenta el plano general del reductor.

Durante el montaje es necesario tener en cuenta dos factores sumamente importantes:

- Seguridad del operario encargado del montaje.
- El montaje debe hacerse con la garantía de que ninguna de las partes del aparato va a ser dañada durante el mismo.

2.2.13.2 Condiciones generales de montaje

Los reductores de velocidad deben ser montados sobre superficies rígidas planas mecanizadas, los anclajes deberán ser sólidos a fin de evitar vibraciones que podrían acortar la vida del reductor. Si se prevén sobrecargas de larga duración, golpes o peligro de bloqueo, instalar salvamotors, limitadores de par electrónicos, acoplamientos hidráulicos de seguridad, u otros dispositivos similares.

- Antes de conectar el motor, asegurarse de que la tensión del motor corresponda a la de la alimentación.
- Si el sentido de rotación no es el adecuado invertir dos fases de la línea de alimentación.
- Hay que asegurar la perfecta alineación de los ejes del reductor con los de la máquina motriz y la accionada.
- Al montar las poleas, piñones o acoplamientos, se debe tener mucho cuidado de no dañar los rodamientos con golpes innecesarios.

2.2.13.3 Montaje de las juntas

La mayoría de los problemas de fugas que se presentan, son motivados por un deficiente montaje de éstas. Para evitarlo hay que proceder de la manera siguiente:

- Antes de instalar, examinar la junta para asegurarse de que está limpia y no presenta ningún tipo de defecto.
- Aplicar grasa al labio en ambas caras de la junta.
- Examinar las superficies y eliminar cualquier rugosidad, restos de mecanizado, y en general cualquier impureza de su superficie.
- Se recomienda asegurarse de no pellizcar mal la junta cuando se realice el ensamblaje de cualquiera de las dos superficies.

2.2.13.4 Orden de ensamblaje

1. Colocar la carcasa sobre una superficie firme.
2. Introducir el árbol de entrada a través de su orificio correspondiente en la carcasa.
3. Colocación del piñón de la primera etapa con su chaveta correspondiente.
4. Colocación del casquillo.
5. Colocación de los rodamientos rígidos de bolas y fijarlos mediante anillos elásticos.
6. Introducción del árbol intermedio a través de su orificio correspondiente en la carcasa.
7. Colocación del casquillo.
8. Colocación de la rueda de la primera etapa con su chaveta correspondiente.
9. Colocación del casquillo que separa los engranajes.
10. Colocación del piñón de la segunda etapa con su chaveta correspondiente.
11. Colocación del casquillo.
12. Colocación de los rodamientos rígidos de bolas y fijarlos mediante anillos elásticos.
13. Colocación del retén en el árbol entrada y tapas de los árboles de entrada e intermedio y atornillarlas.
14. Introducción del árbol de salida a través de su orificio correspondiente en la carcasa.
15. Colocación de la rueda de la segunda etapa en el árbol de salida con su chaveta correspondiente.
16. Colocación del casquillo.

17. Colocación de los rodamientos rígidos de bolas en el árbol de salida y fijarlos mediante anillos elásticos.
18. Colocación del retén y las tapas atornillarlas.
19. Rellenar de aceite hasta el nivel indicado.



PRESUPUESTO

ÍNDICE

1. Introducción.....	2
2. Árboles.....	3
2.1 Árbol de entrada.....	3
2.2 Árbol intermedio.....	4
2.3 Árbol de salida.....	5
3. Engranajes.....	6
3.1 Piñón de la primera etapa.....	6
3.2 Rueda de la primera etapa.....	7
3.3 Piñón de la segunda etapa.....	8
3.4 Rueda de la segunda etapa.....	9
4. Carcasa.....	10
5. Tapas.....	11
6. Tratamientos térmicos.....	12
7. Elementos normalizados.....	13
8. Presupuesto de ejecución material.....	14
9. Presupuesto de contrata.....	15

1. INTRODUCCIÓN

El presupuesto se ha elaborado de forma que se tiene para cada uno de los componentes que forman el reductor de velocidad un cuadro de precios descompuesto

Se han presupuestado por separado:

- Los árboles
- Los engranajes
- La carcasa
- Las tapas
- Tratamientos térmicos
- Los elementos comerciales:
 - Rodamientos
 - Chavetas
 - Tornillos
 - Retenes
 - Arandela de sujeción

Al final se muestran dos cuadros que resumen el presupuesto de ejecución material y del coste total del proyecto.

En los cuadros de precios descompuestos se pueden apreciar las siguientes partes:

- Materiales: Los precios vienen dados en unidades de peso (Kg).
- Proceso de mecanizado: Sus costes se basan en las horas que duran éstos.
- Tratamientos térmicos: Los precios vienen dados en unidades de tiempo (horas)
- Componentes normalizados: Son los componentes que se pueden adquirir a nivel comercial. Se evalúan en unidades.

2. ÁRBOLES

2.1 ÁRBOL DE ENTRADA

Coste de material.

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
<i>Acero F-1150</i>	2,3	0,444	1,021

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,40	12
<i>Ranurado</i>	30	0,05	1,5
<i>Fresado</i>	35	0,10	3,5
<i>Rectificado</i>	50	0,5	25
Total		1	45

COSTE TOTAL EJE DE ENTRADA =46,021 €

2.2 EJE INTERMEDIO

Coste de material.

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
<i>Acero F-1150</i>	2,3	0,462	1,064

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,30	9
<i>Ranurado</i>	30	0,05	1,5
<i>Fresado</i>	35	0,10	3,5
<i>Rectificado</i>	50	0,4	20
Total		0,85	37

COSTE TOTAL EJE INTERMEDIO = 38,064€

2.2 EJE SALIDA

Coste de material.

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Acero F-1150	2,3	1,586	3,648

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Refrentado	30	0,15	4,5
Cilindrado	30	0,5	15
Ranurado	30	0,05	1,5
Fresado	35	0,10	3,5
Rectificado	50	0,7	35
Total		1,1	59,5

COSTE TOTAL EJE DE SALIDA = 63,148€

3. ENGRANAJES

3.1 PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

Coste de material

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Acero F-1250	2,4	0,277	0,544

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Refrentado	30	0,10	3
Cilindrado	30	0,10	3
Taladrado	13	0,10	1,3
Tallado de dientes	35	0,50	17,5
Mortajado	16	0,05	0,8
Total		1,1	25,6

COSTE TOTAL PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA = 26,144 €

3.2 RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

Coste de material

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Acero F-1250	2,4	1,85	4,439

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Refrentado	30	0,10	3
Cilindrado	30	0,10	3
Taladrado	13	0,10	1,3
Tallado de dientes	35	1,6	56
Mortajado	16	0,05	0,8
Total		2,95	64,1

COSTE TOTAL RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA = 68,539€

3.3 PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA

Coste de material

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Acero F-1250	2,4	0,666	1,594

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Refrentado	30	0,10	3
Cilindrado	30	0,10	3
Taladrado	13	0,10	1,3
Tallado de dientes	35	1	35
Mortajado	16	0,05	0,8
Total		1,6	43,1

COSTE TOTAL PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA = 44,694€

3.4 RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA

Coste de material

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Acero F-1250	2,4	7,553	18,126

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Refrentado	30	0,10	3
Cilindrado	30	0,10	3
Taladrado	13	0,10	1,3
Tallado de dientes	35	2,9	101,5
Mortajado	16	0,1	1,6
Total		4,8	110,4

COSTE TOTAL RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA = 128,526€

4. CARCASA

Coste de material

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Fundición gris FG 25	1	24,539	24,539

Proceso de fundición. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/Ud)
Fabricación del molde	40
Desmoldado y desbarbado	15
Total	55

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Fresado	30	1,1	33
Taladrado	13	0,7	9,1
Roscado	6	0,4	2,4
		Total	44,5

COSTE TOTAL CARCASA =124,039 €

5. TAPAS

Coste de material

Material	Coste(€/Kg)	Nº Kilos	Total
Fundición gris FG 25	1	13,807	13,807

Proceso de fundición. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/Ud)
Fabricación del molde	70
Desmoldado y desbarbado	30
Total	100

Proceso de mecanizado. Mano de obra incluida en el precio.

Operación	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Fresado	30	2	60
Taladrado	13	1,4	18,2
Roscado	6	0,6	3,6
Total			81,8

COSTE TOTAL CARCASA =195,607

6. TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Tanto a los árboles como a los engranajes habrá que aplicarles un tratamiento de temple y revenido para poder obtener las características mecánicas que se desean.

<i>Operación</i>	Coste (€/h)	Nº horas	Total
Templado	63,1	0,5	31,55
Revenido	57,7	1	55,7
Total		1,5	90,25

COSTE TOTAL TRATAMIENTOS TÉRMICOS= 90,25 €

7. ELEMENTOS NORMALIZADOS

Elemento	Designación	Precio Ud.	Ud.	Total (€)
Rodamiento	SKF E2.6202-2Z	4,70	2	9,4
Rodamiento	SKF 6004-2Z	5,79	1	5,79
Rodamiento	SKF E2.6204-2Z	6,15	1	6,15
Rodamiento	SKF E2.6006-2Z	8,27	2	16,54
Anillo elástico	Φ15	1,05	2	2,10
Anillo elástico	Φ20	1,4	2	2,80
Anillo elástico	Φ30	2,1	2	4,2
Retén	SKF 15x30x7 HMS5 V	2,50	1	2,50
Retén	SKF 30x50x8 HMS5 V	3,80	1	3,80
Tornillo	M6x16	0,11	22	2,42
Tornillo	M8x20	0,19	12	2,28
Chaveta	5x5x20	0,73	2	1,46
Chaveta	6x6x25	0,73	2	1,46
Chaveta	8x7x40	0,73	2	1,46
Casquillo	Φ20x7	0,25	1	0,25
Casquillo	Φ25x7	0,28	1	0,28
Casquillo	Φ22x5	0,32	1	0,32
Casquillo	Φ25x13	0,40	1	0,40
Casquillo	Φ36x7	0,5	1	0,5
Junta de estanqueidad		3,5	1	3,5
Lubricante	Shell tivela s 320	6,2	1,7	10,54
Tapón introducción del lubricante		4,57	1	4,57
Tapón magnetizado vaciado del lubricante		5,90	1	5,90
Pintura		32,80	1	32,80

8. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

Elemento	Coste (€)
<i>Eje de entrada</i>	46,021
<i>Eje intermedio</i>	38,064
<i>Eje de salida</i>	63,148
<i>Piñón de la primera etapa</i>	26,144
<i>Rueda de la primera etapa</i>	68,539
<i>Piñón de la segunda etapa</i>	44,694
<i>Rueda de la segunda etapa</i>	128,526
<i>Carcasa</i>	124,039
<i>Tapas</i>	195,607
<i>Tratamientos térmicos</i>	90,25
<i>Componentes normalizados</i>	121,62
<i>Mano de obra (montaje)</i>	50
Total	996,652

9. PRESUPUESTO DE CONTRATA

Presupuesto de ejecución material	996,652
Gastos generales (15%)	149,498
Beneficio industrial (18%)	179,397
Presupuesto de contrata	1325,54
Honorarios proyectista (5%)	66,27
I.V.A. (21%)	292,281
Total	1684,09



BIBLIOGRAFÍA

-Diseño y Cálculo De Transmisiones Por Engranajes. J. Echávarri Oterio y A. Díaz Lantada. Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, D.L. 2009.

-Diseño en ingeniería mecánica. J.E.Shigley y C.R.Mischke. Mexico etc.: McGraw-Hill/Interamericana, cop. 2002.

-Machine design. Deutschmann.

- Mechanical analysis and design. H.A.Burr. Englewood Cliffs: Prentice Hall, cop. 1995.

-NSK. Rodamientos de bolas y de rodillos. Nippon Seiko K.K. Pr.No.2126

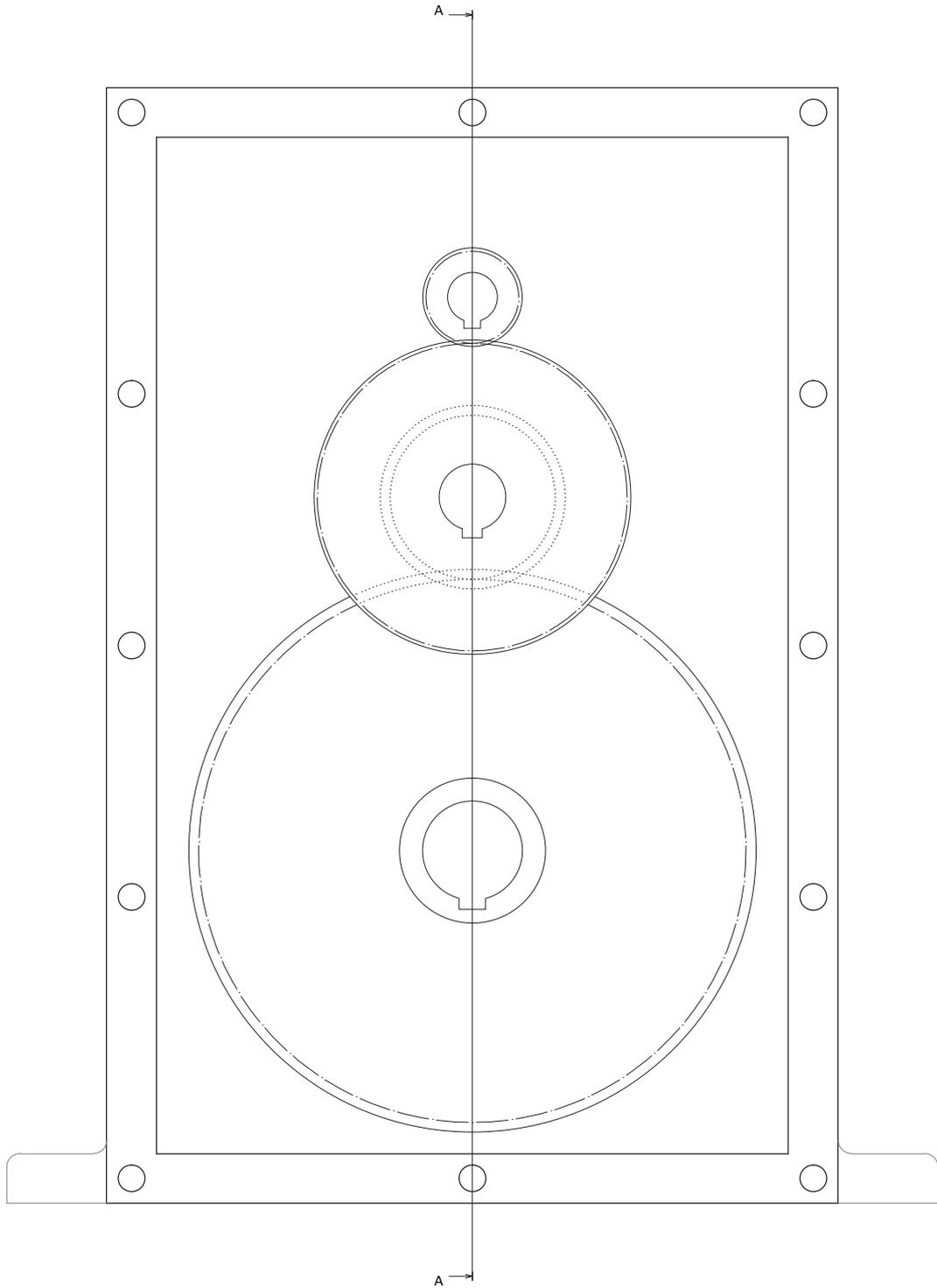
-Apuntes De Normalización. JOSÉ, M.G. Valencia : Editorial UPV, 2009, 2010.

-Catálogo online SKF.

-Cátalogo OTIA.

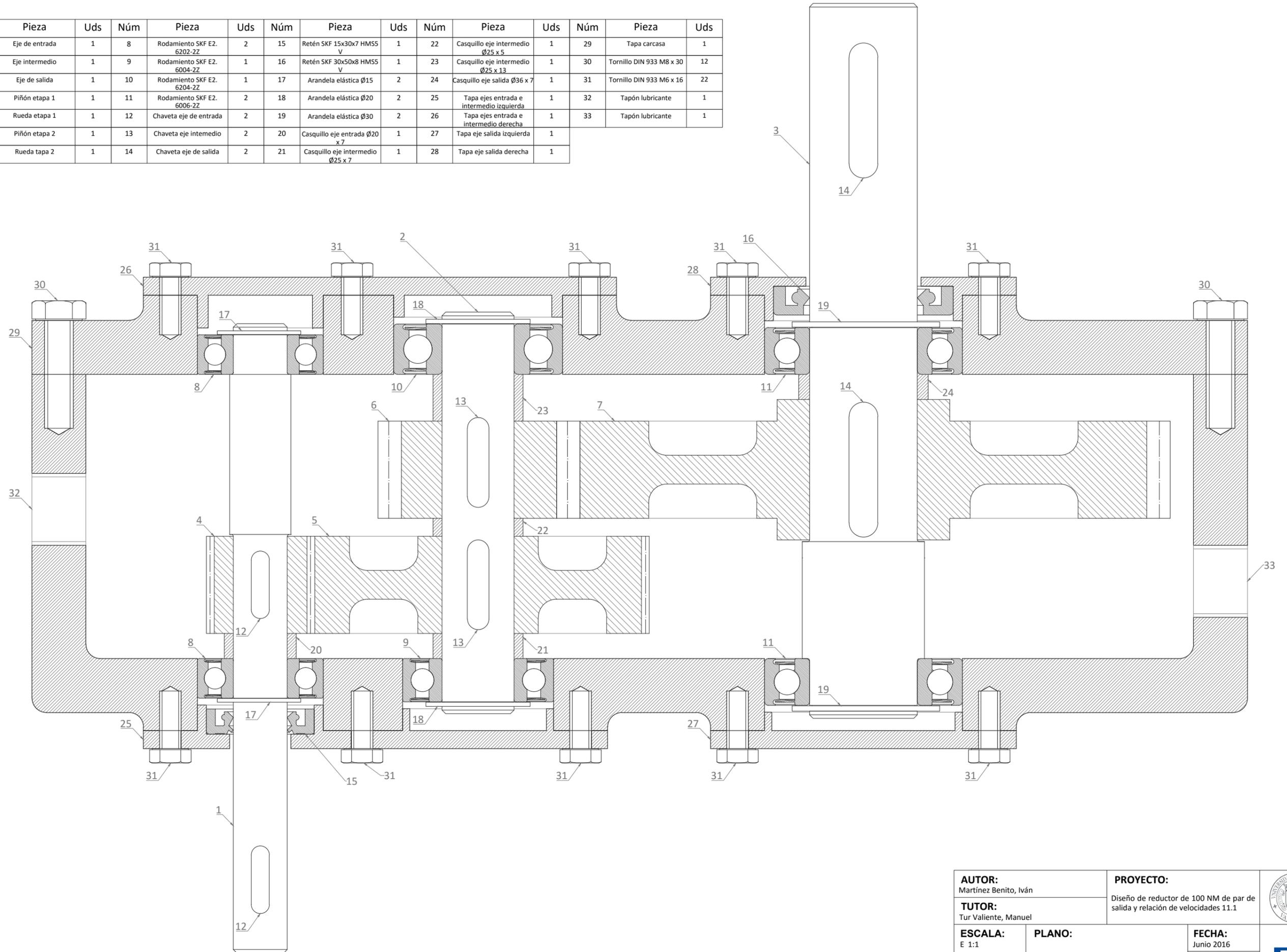


PLANOS

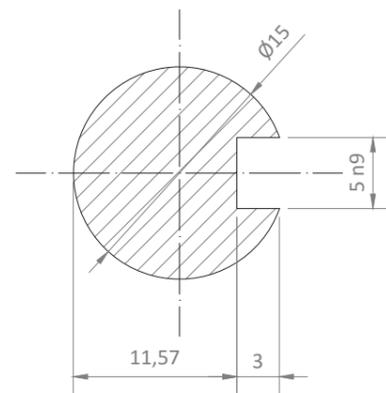
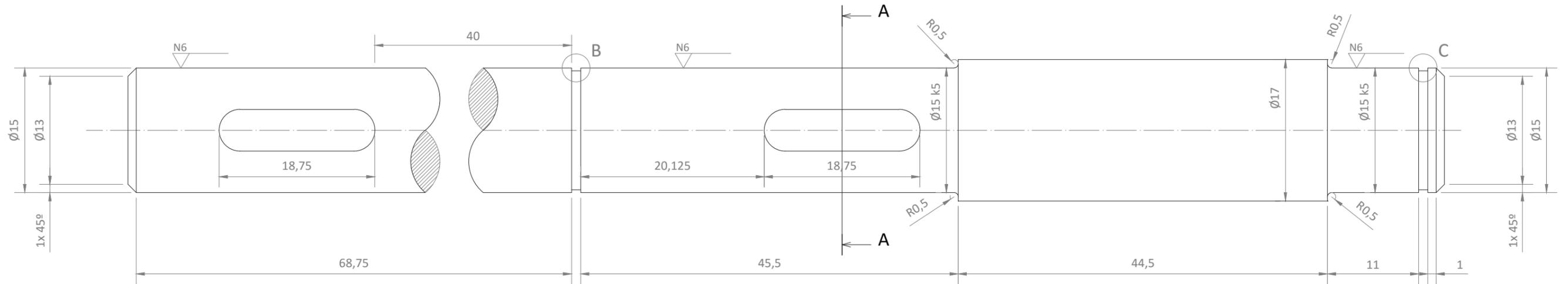


AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1	
TUTOR: Tur Valiente, Manuel			
ESCALA: E 1:2	PLANO: Plano de Conjunto	FECHA: Junio 2016	
		Nº PLANO: 1/14	

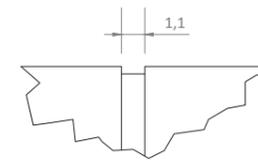
Núm	Pieza	Uds	Núm	Pieza	Uds	Núm	Pieza	Uds	Núm	Pieza	Uds	Núm	Pieza	Uds
1	Eje de entrada	1	8	Rodamiento SKF E2. 6202-2Z	2	15	Retén SKF 15x30x7 HM55 V	1	22	Casquillo eje intermedio $\varnothing 25 \times 5$	1	29	Tapa carcasa	1
2	Eje intermedio	1	9	Rodamiento SKF E2. 6004-2Z	1	16	Retén SKF 30x50x8 HM55 V	1	23	Casquillo eje intermedio $\varnothing 25 \times 13$	1	30	Tornillo DIN 933 M8 x 30	12
3	Eje de salida	1	10	Rodamiento SKF E2. 6204-2Z	1	17	Arandela elástica $\varnothing 15$	2	24	Casquillo eje salida $\varnothing 36 \times 7$	1	31	Tornillo DIN 933 M6 x 16	22
4	Piñón etapa 1	1	11	Rodamiento SKF E2. 6006-2Z	2	18	Arandela elástica $\varnothing 20$	2	25	Tapa ejes entrada e intermedio izquierda	1	32	Tapón lubricante	1
5	Rueda etapa 1	1	12	Chaveta eje de entrada	2	19	Arandela elástica $\varnothing 30$	2	26	Tapa ejes entrada e intermedio derecha	1	33	Tapón lubricante	1
6	Piñón etapa 2	1	13	Chaveta eje intermedio	2	20	Casquillo eje entrada $\varnothing 20 \times 7$	1	27	Tapa eje salida izquierda	1			
7	Rueda tapa 2	1	14	Chaveta eje de salida	2	21	Casquillo eje intermedio $\varnothing 25 \times 7$	1	28	Tapa eje salida derecha	1			



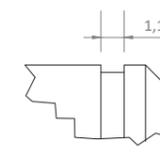
AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		
TUTOR: Tur Valiente, Manuel		FECHA: Junio 2016		
ESCALA: E 1:1	PLANO: Plano de Conjunto (Sección AA)	Nº PLANO: 2/14		



A-A (1:1)

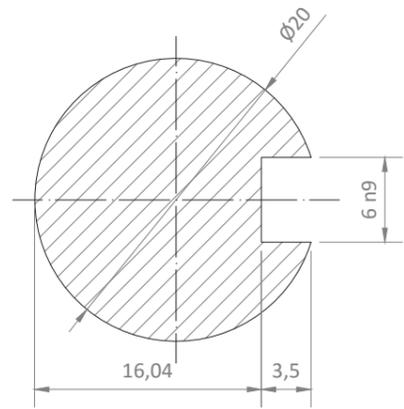
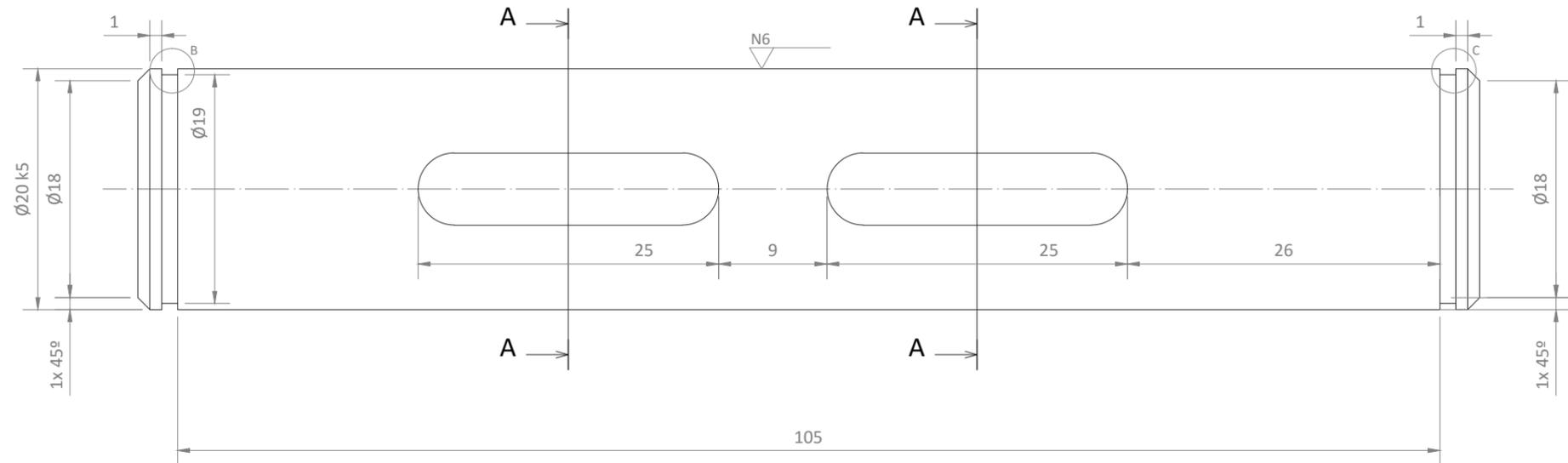


B (3:1)

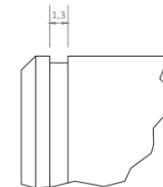


C (3:1)

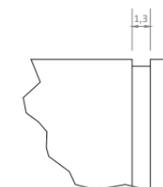
AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		
TUTOR: Tur Valiente, Manuel				
ESCALA: E 2:1	PLANO: Eje de Entrada	FECHA: Junio 2016	Nº PLANO: 3/14	
				



A-A (1:1)



B (3:1)

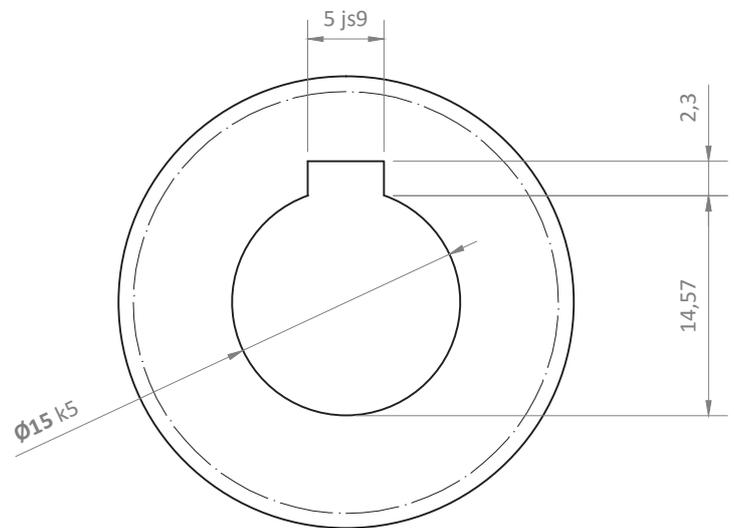
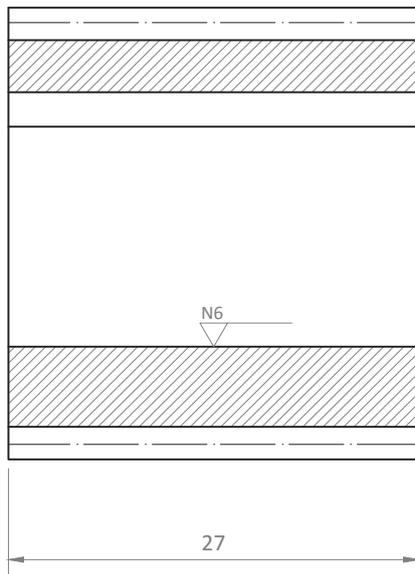


C (3:1)

AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		
TUTOR: Tur Valiente, Manuel				
ESCALA: E 2:1	PLANO: Eje Intermedio	FECHA: Junio 2016	Nº PLANO: 4/14	
				

N8

En todas las superficies, salvo indicación contraria

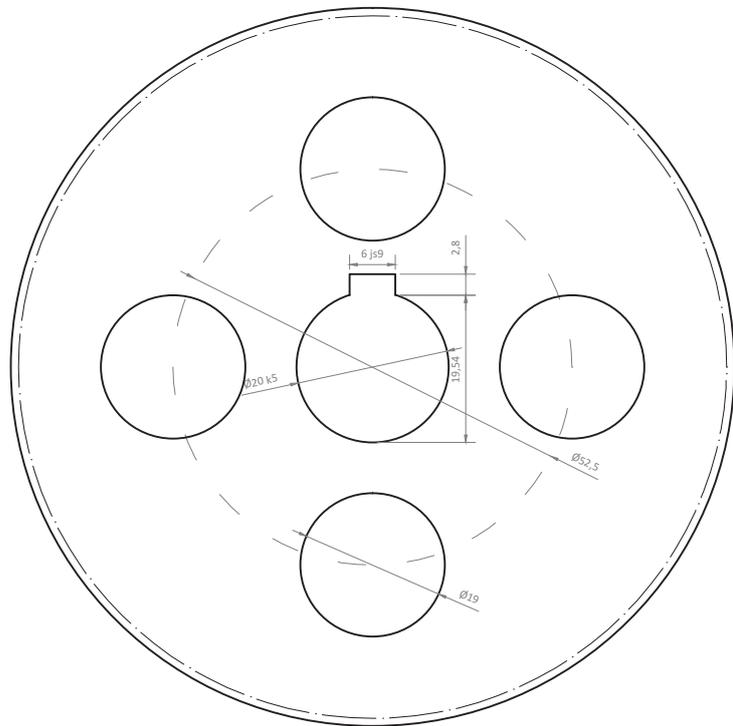
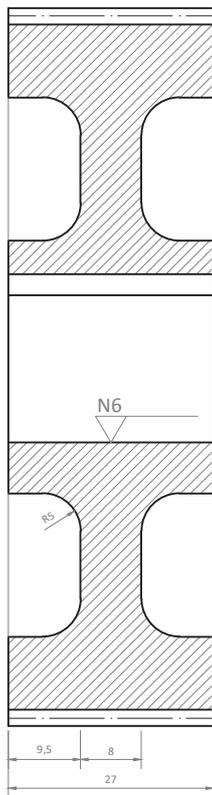


ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
MÓDULO	1 mm
Nº DE DIENTES	27
ÁNGULO DE PRESIÓN	20 °
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15 °
DIÁMETRO PRIMITIVO	27,95 mm

AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		
TUTOR: Tur Valiente, Manuel				
ESCALA: E 2:1	PLANO: Piñón de la Primera Etapa	FECHA: Junio 2016	Nº PLANO: 6/14	
				

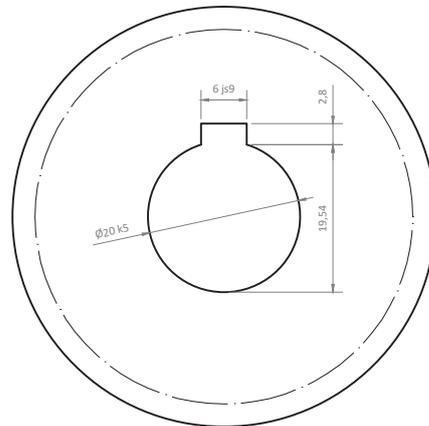
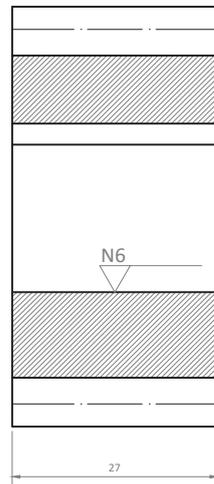
N8

En todas las superficies, salvo indicación contraria



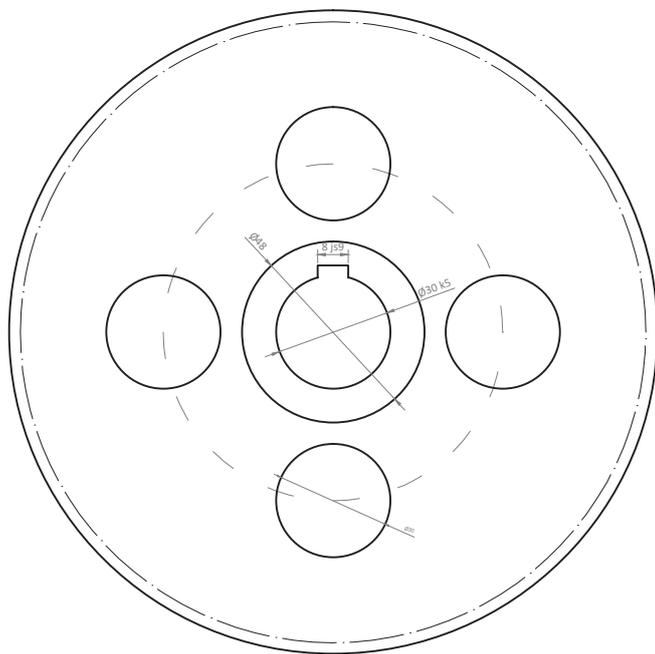
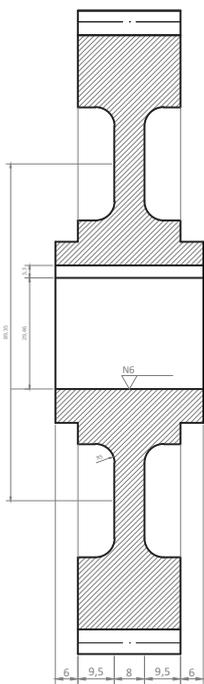
ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
MÓDULO	1 mm
Nº DE DIENTES	90
ÁNGULO DE PRESIÓN	20 °
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15 °
DIÁMETRO PRIMITIVO	93,17 mm

AUTOR: Martínez Benito, Iván	PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1	
TUTOR: Tur Valiente, Manuel		
ESCALA: E 1:1	PLANO: Rueda de la Primera Etapa	FECHA: Junio 2016
		Nº PLANO: 7/14
		



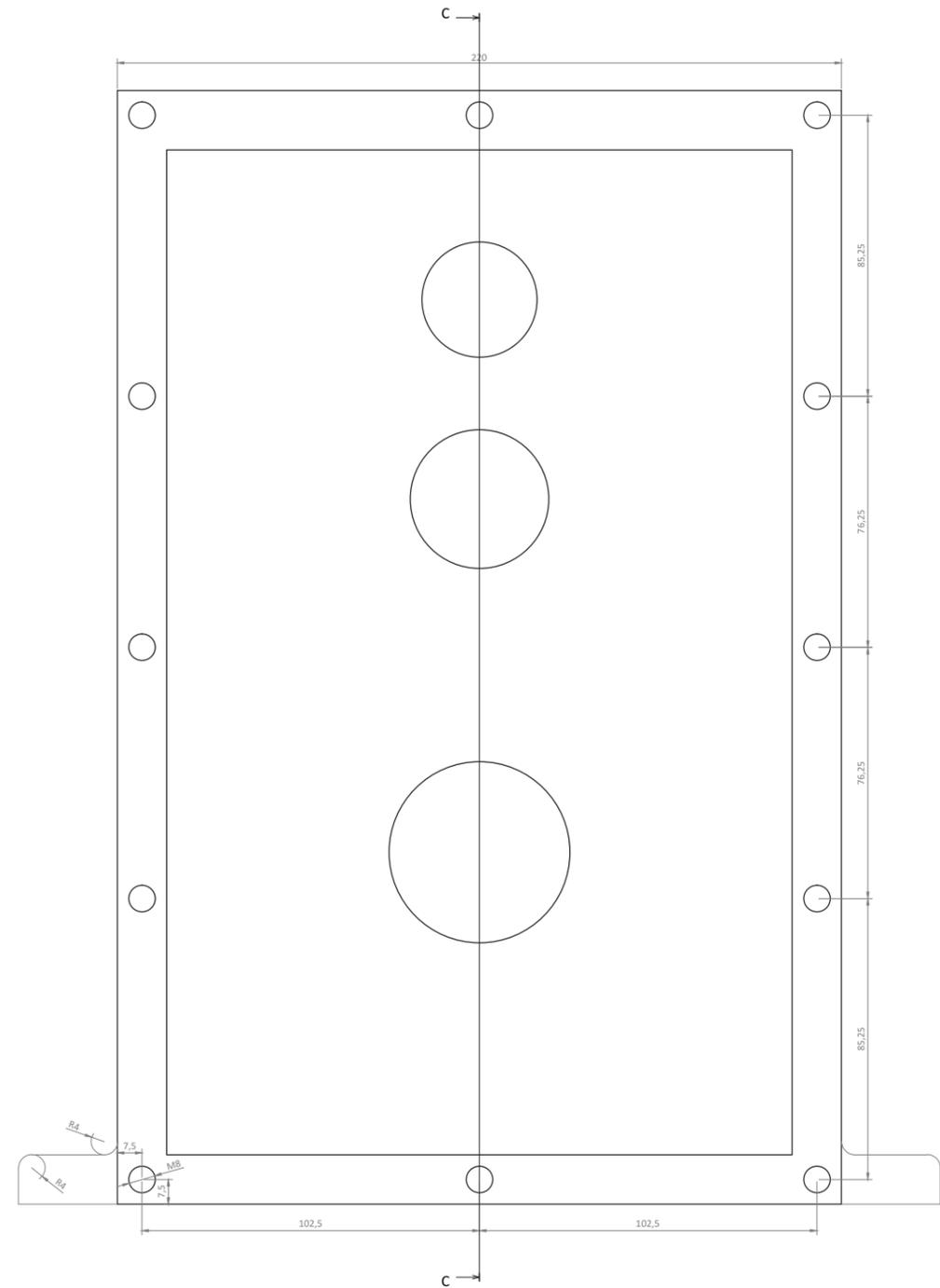
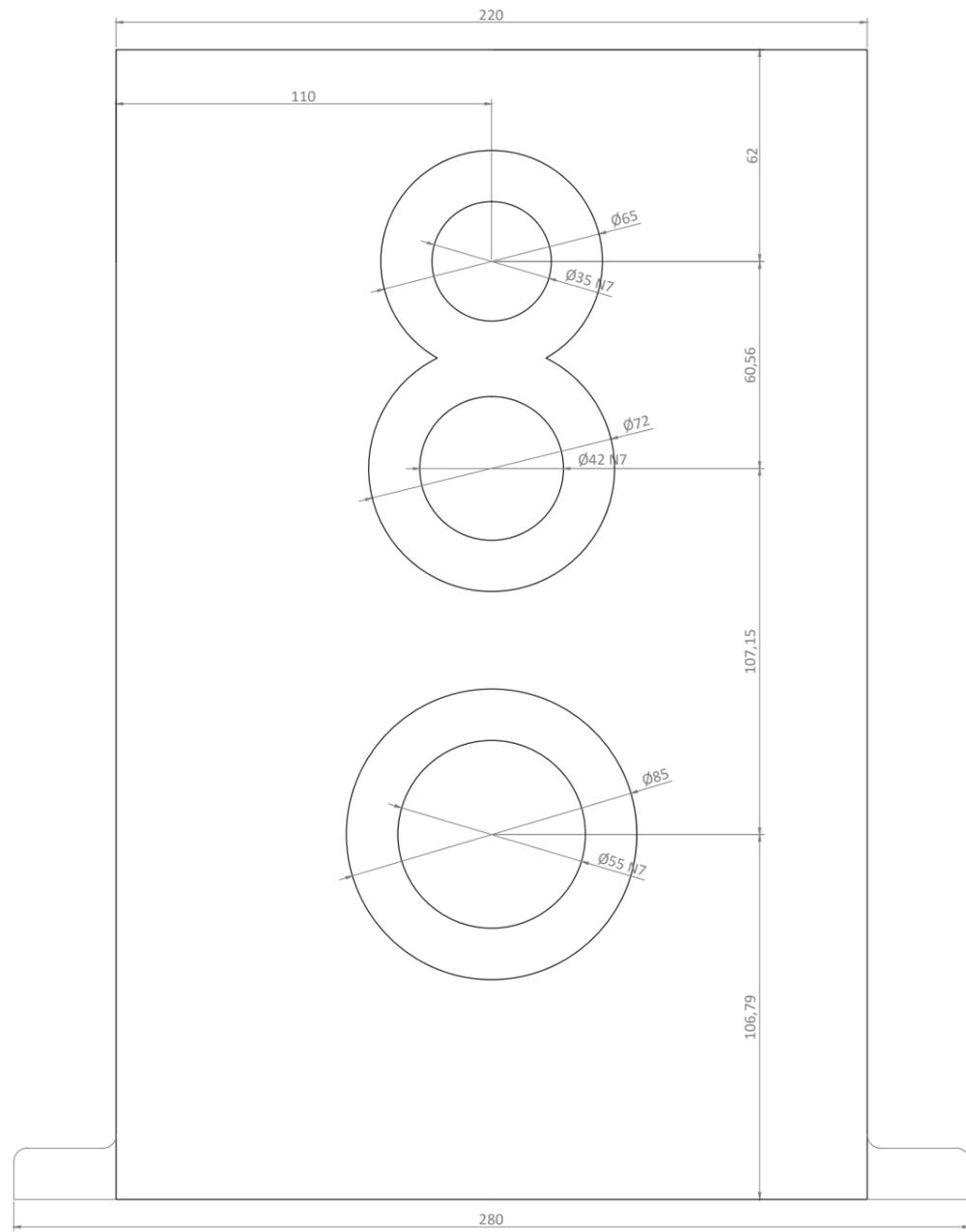
ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
MÓDULO	3 mm
Nº DE DIENTES	16
ÁNGULO DE PRESIÓN	20 °
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15 °
DIÁMETRO PRIMITIVO	49,69 mm

AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1	
TUTOR: Tur Valiente, Manuel			
ESCALA: E 1:1	PLANO: Piñón de la Segunda Etapa	FECHA: Junio 2016	
		Nº PLANO: 8/14	



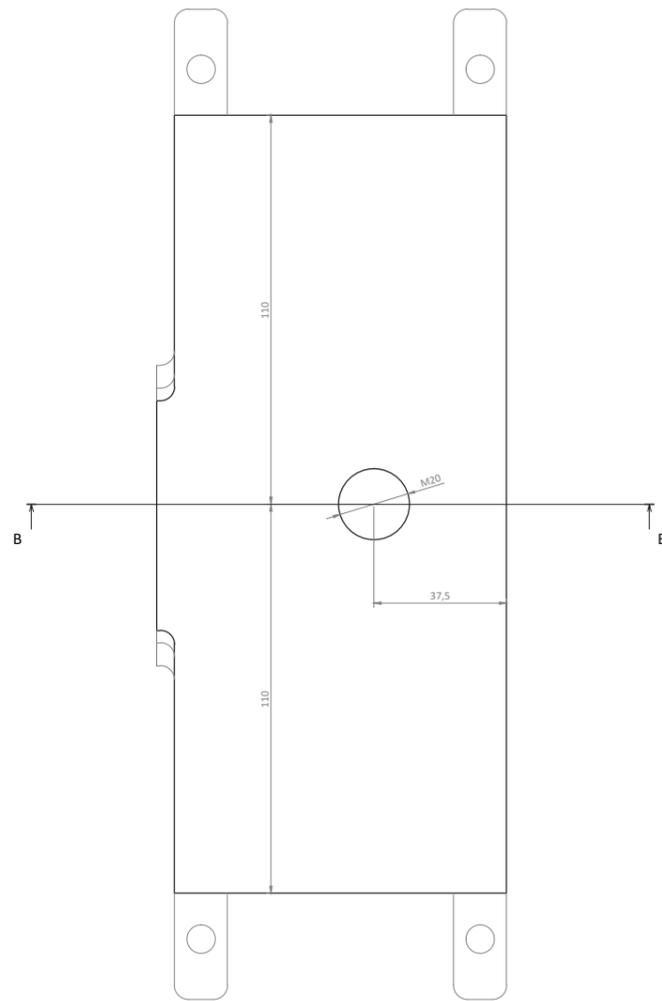
ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
MÓDULO	3 mm
Nº DE DIENTES	53
ÁNGULO DE PRESIÓN	20 °
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15 °
DIÁMETRO PRIMITIVO	164,61 mm

AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1	
TUTOR: Tur Valiente, Manuel			
ESCALA: E 1:2	PLANO: Rueda de la Segunda Etapa	FECHA: Junio 2016	
		Nº PLANO: 9/14	

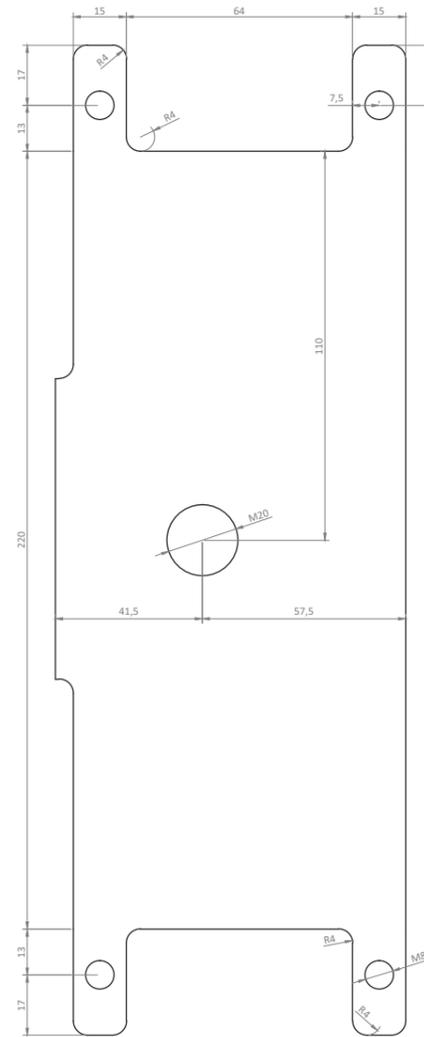


AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		 UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALÈNCIA
TUTOR: Tur Valiente, Manuel		FECHA: Junio 2016		
ESCALA: E 1:2	PLANO: Carcasa	Nº PLANO: 10/14		 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño





Vista superior

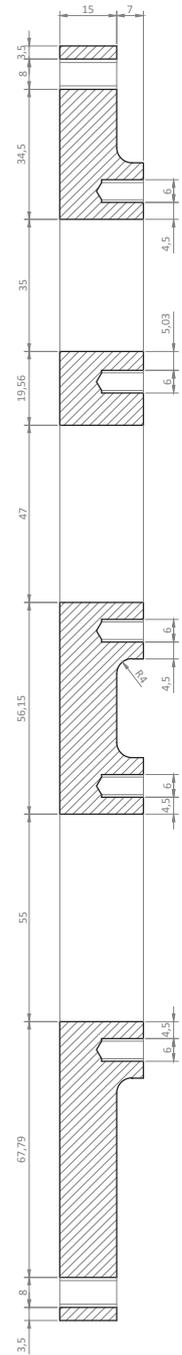
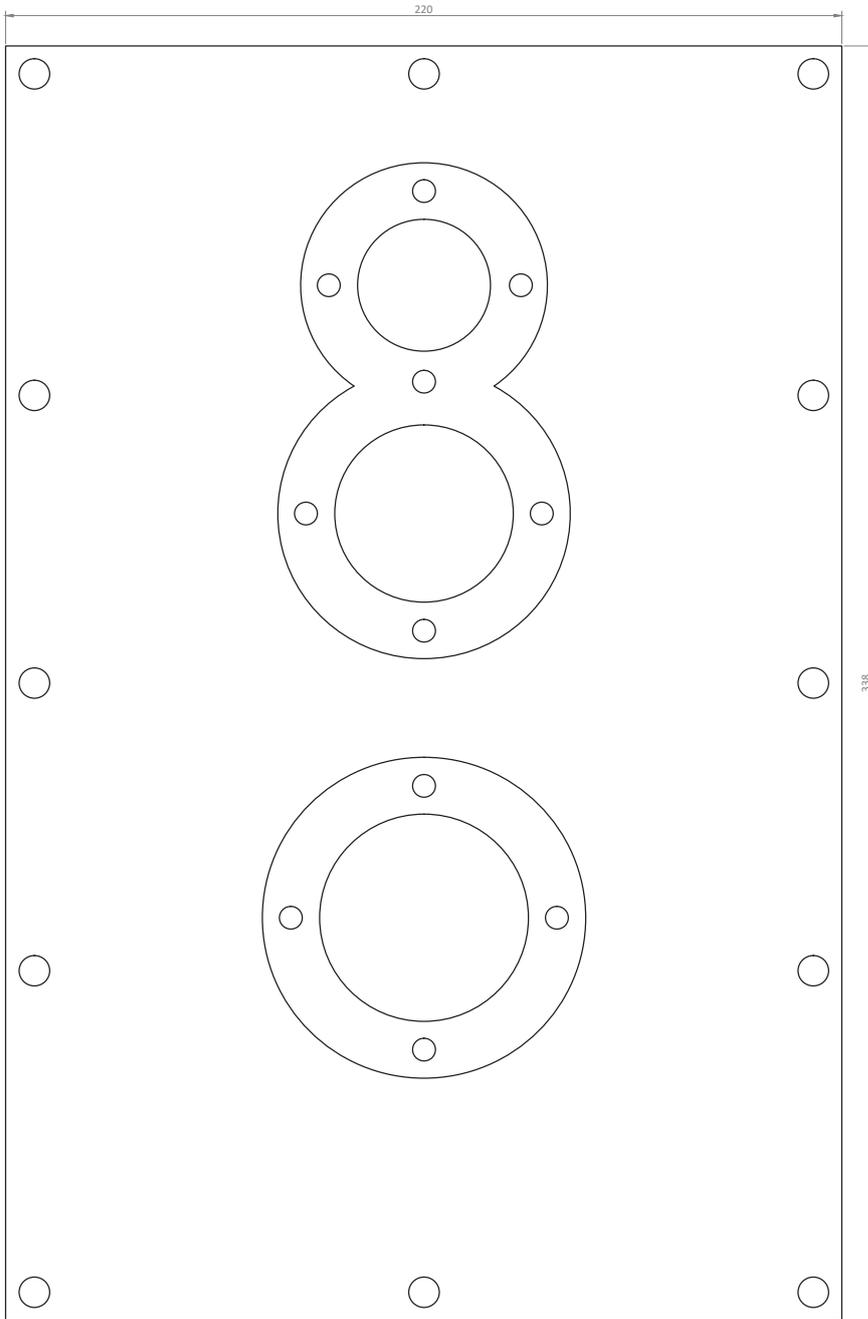


Vista inferior

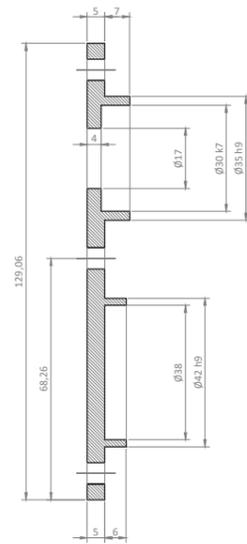
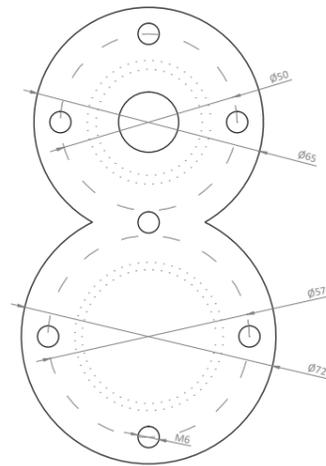
AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		
TUTOR: Tur Valiente, Manuel				
ESCALA: E 1:2	PLANO: Carcasa	FECHA: Junio 2016	Nº PLANO: 12/14	
				

N5

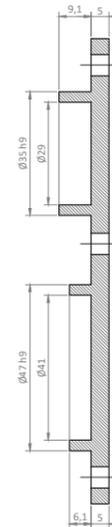
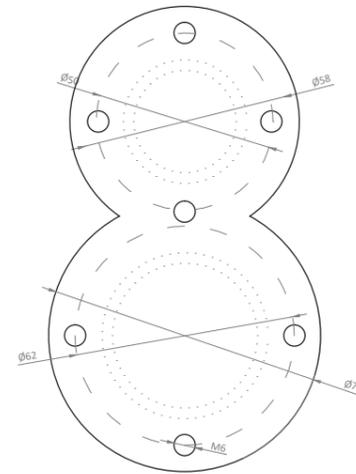
En todas las superficies, salvo indicación contraria



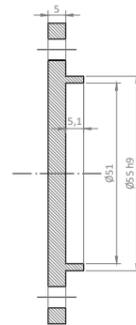
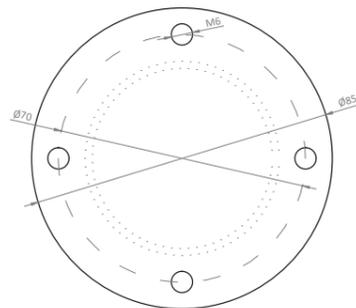
AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1	
TUTOR: Tur Valiente, Manuel			
ESCALA: E 1:2	PLANO: Tapa Carcasa	FECHA: Junio 2016	
		Nº PLANO: 13/14	



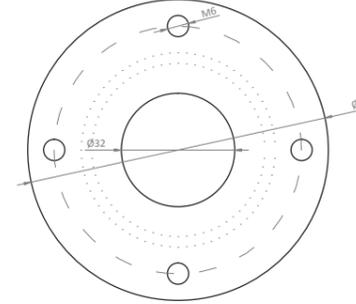
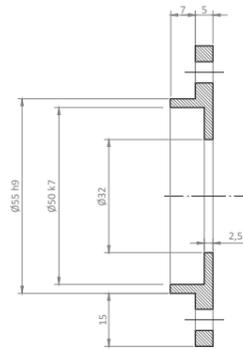
25



26



27



28

Núm	Pieza	Uds
25	Tapa ejes entrada e intermedio izquierda	1
26	Tapa ejes entrada e intermedio derecha	1
27	Tapa eje salida izquierda	1
28	Tapa eje salida derecha	1

AUTOR: Martínez Benito, Iván		PROYECTO: Diseño de reductor de 100 NM de par de salida y relación de velocidades 11.1		
TUTOR: Tur Valiente, Manuel		FECHA: Junio 2016		
ESCALA: E 1:2	PLANO: Tapas	Nº PLANO: 14/14		