



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Grado en Ingeniería mecánica-169

**DISEÑO DE REDUCTOR DE 300 NM DE
PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE
VELOCIDADES 9.1**

Autor: Antonio de Mateo Marí.

Tutor: Manuel Tur Valiente.



MEMORIA

1.Objeto del proyecto.....	4
2.Necesidades a satisfacer.	4
2.1.Geometría.	4
2.2.Mantenimiento y duración.	5
2.3.Reducción de velocidad.	5
2.4.Ambientales.....	5
3.Factores a considerar.	5
3.1.Normativa.	6
4.Soluciones alternativas.....	6
4.1.Transmisiones por rozamiento de contacto directo.....	6
4.2.Transmisiones por rozamiento de contacto flexible.....	7
4.3.Transmisiones por engrane de contacto directo.....	7
4.431.Engranajes cilíndricos.	9
4.3.2.Engranajes cónicos.	10
4.3.3.Tornillo sin fin.	11
4.4.Transmisiones por engrane flexible.	11
4.4.1.Cadenas.	11
4.4.2.Correas dentadas.	12
5.Solución adoptada.	13

1.OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es el diseño de un reductor de velocidad industrial de dos etapas, que ha de cumplir las siguientes especificaciones:

- Velocidad del árbol de entrada:3000 rpm.
- Par torsor en el árbol de salida:300 Nm.
- Relación de transmisión total:9,1.

La función de un reductor es transmitir la potencia que recibe de un motor eléctrico hasta el árbol de salida, ya que este no se podría conectar directamente por el poco par que proporciona y por la elevada velocidad de giro.

2.NECESIDADES A SATISFACER

2.1. GEOMETRÍA.

Hay que de diseñar el reductor pensando que luego su montaje ha de ser lo mas sencillo posible para abaratar los costes de fabricación, y que sea atractivo para los consumidores.

Por otra parte también hay que pensar que este reductor estará en un sala de máquinas, por lo ha de ser lo mas compacto posible para que sea más fácil su acoplamiento con el resto de la maquinaria.

2.2.MANTENIMIENTO Y DURACIÓN.

El producto, en este caso el reductor ha de tener una alta fiabilidad debido a que está en mitad del proceso productivo y si falla se pararía toda la maquinaria. Los rodamientos estarán diseñados para que tengan una vida de 20.000 horas tras este tiempo será necesario su cambio.

2.3.REDUCCIÓN DE VELOCIDAD.

La velocidad que nos proporciona el motor es excesiva por lo que necesitamos un reductor para ajustar la velocidad.

- Velocidad de entrada:3000 rpm.
- Velocidad de salida:329,67 rpm.
- Relación de transmisión: 9,1.

2.4.AMBIENTALES.

La temperatura media de funcionamiento se puede estimar en unos 40°C, siendo el mínimo en 10°C y el máximo en 60°C. Se tendrá en cuenta la suciedad o partículas que puedan producir el resto de máquinas para el diseño del reductor.

3.FACTORES A CONSIDERAR

Los factores que se han tenido en cuenta han sido los siguientes:

- Que cumpla las especificaciones de relación de transmisión.
- Precio lo mas bajo posible pero manteniendo una buena calidad para hacerlo competitivo.
- Dimensión de los ejes lo más pequeños posibles para que soporten las sollicitaciones.
- El diseño que sea lo más simple posible.
- El diseño a de tener un fácil mantenimiento.
- El ruido y las vibraciones han de ser mínimas.

3.1.NORMATIVA.

Para el diseño del reductor hemos utilizado la siguiente normativa:

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

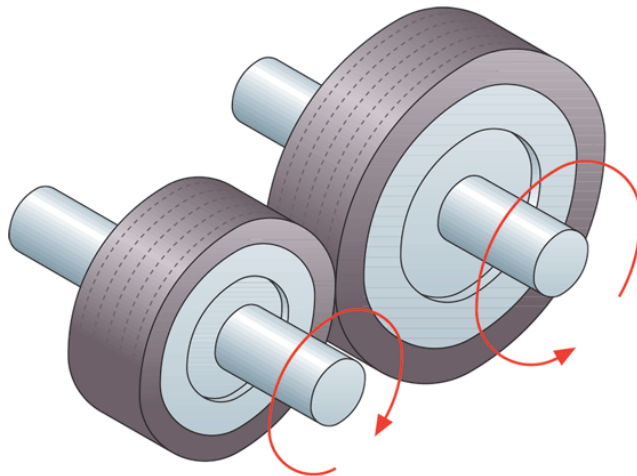
4.SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Existen muchos tipos de mecanismos que ofrecen diferentes soluciones al problema que se nos presenta, el diseño del reductor, a continuación vamos de hablar sobre las mas conocidas.

4.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO DE CONTACTO DIRECTO.

En este caso la potencia se transmite mediante el rozamiento de las ruedas de fricción. Se puede utilizar tanto en árboles paralelos como en cruzados hasta transmisiones 1:6.

Las desventajas principales son que tiene una baja capacidad de transmisión de potencia y genera esfuerzos adicionales en los ejes.



4.2. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO DE CONTACTO FLEXIBLE.

El elemento característico de estas transmisiones suelen ser las correas, es valido tanto para árboles paralelos como cruzados y tiene una rendimiento muy alto, del 95% al 98%. La relación que admite esta entre 1:5 y 1:8 dependiendo el tipo de correas que se usen.

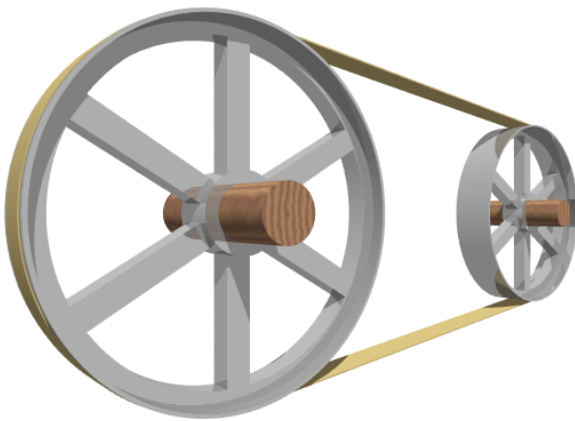
Ventajas:

- No produce casi ruidos.
- Coste reducido.
- Capacidad de absorción elástica de choques.

Desventajas:

- La relación de transmisión no es exacta.
- Se produce un deslizamiento entre el 1% y 3%.
- Sobrecarga de los cojinetes debido a la tensión previa.
- Duración limitada.
- Requiere de gran espacio.

Para este proyecto no sería útil ya que ocupa mucho espacio y en nuestro caso tenemos que hacerlo lo mas compacto posible.



4.3.TRASMISIONES POR ENGRANE DE CONTACTO DIRECTO.

Este sistema de transmisión es el mas utilizado en el ámbito industrial ya que se puede utilizar en árboles paralelos y en árboles cruzados, a su vez son buenos para un rango amplio de potencia, velocidad y relación de transmisión.

Ventajas:

- Relación de transmisión constante.
- Alta fiabilidad y duración.
- Dimensiones reducidas.
- Capacidad de soportar sobrecargas.

Desventajas:

- Coste elevado.
- Produce ruidos durante su funcionamiento.
- Transmisión rígida.

Dentro de este tipo de transmisión podemos distinguir tres grandes grupos, engranajes cilíndricos, cónicos y tornillo sin fin.

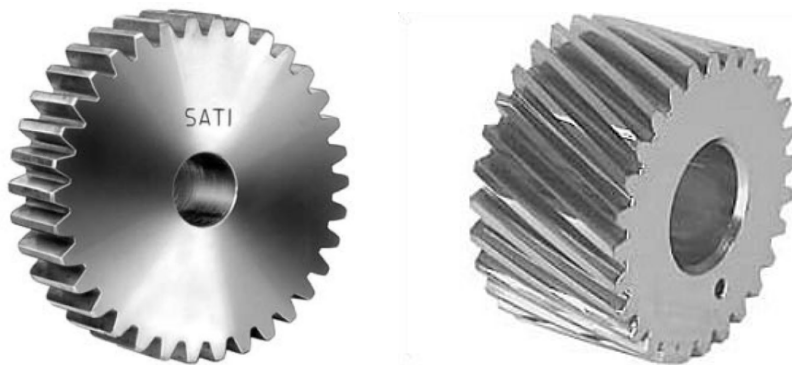
4.3.1.ENGRANAJES CILÍNDRICOS.

Este tipo de engranajes se usa en árboles paralelos y puede llegar a tener una relación de transmisión de 1:8.Su rendimiento va desde el 96% hasta el 99%.

Los engranajes de dientes rectos presentas varios problemas frente a los helicoidales como que se generan choques entre los dientes y esto producirá vibraciones en el mecanismo. Como ventaja tiene que es mas económico, mas simple y los cálculos son más sencillos de realizar.

El dentado helicoidal es mucho más silencioso ya que los dientes encajan entre si, lo que elimina el problema los choques entre los dientes y las vibraciones.

Un parámetro de los engranajes helicoidales es β que es el ángulo que forma el dentado con el eje axial, lo correcto para que los dos engranajes encajen es que tenga la misma β pero de orientación opuesta.



4.3.2. ENGRANAJES CÓNICOS.

Este tipo de engranajes se usa para cuando los árboles se cruzan y para una relación de transmisión 1:6, este tipo también posea dientes rectos o dentada helicoidal.



4.3.3.TORNILLO SIN FIN.

Esta transmisión se usa para transmitir grandes esfuerzos, Generalmente trabaja en ejes que se cruzan 90°. La desventaja es que solo funciona en un sentido de giro y teniendo un rendimiento entre el 45% y el 97%.



4.4.TRASMISIONES POR ENGRANE FLEXIBLE.

4.4.1.CADENAS.

Las cadenas se emplean en árboles paralelos cuando la distancia entre ejes es elevada. Transmiten mayor fuerza que las correas. Pueden llegar a una relación de transmisión de 1:7 y su rendimiento esta entre el 97% y 98%.

Ventajas:

- Coste mas reducido que lo engranajes.
- Accionamiento de varias ruedas con una cadena.
- Soporta ambientes agresivos.
- Mantiene una relación de transmisión constante.

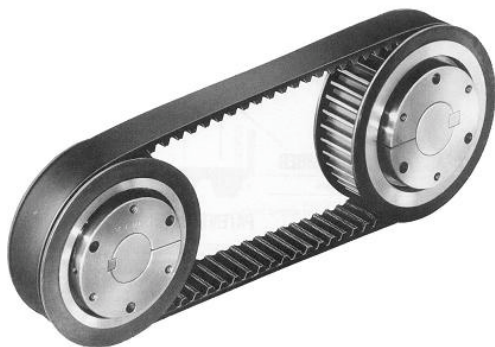
Desventajas:

- Duración limitada.
- Requiere de espacio elevado.
- Necesita lubricación y protección frente al polvo.
- Son ruidosas



4.4.2.CORREAS DENTADAS.

Las correas dentadas son muy similares a las cadenas pero eliminan el problema de lubricación y pueden operara a mayores velocidades. Pero necesita mayor espacio que las cadenas para las mismas cargas y no se puede utilizar en ambientes agresivos.



5.SOLUCIÓN ADOPTADA

Después de ver todas las posibilidades para el diseño de nuestro reductor de velocidad se ha optado por engrane, y los engranajes con dientes helicoidales. Así el reductor nos ofrecerá una alta fiabilidad, una larga vida de uso y un volumen lo más reducido posible.

Se han elegido dientes helicoidales frente a los rectos porque reducen el ruido pese a que tienen un mayor coste pero mejorará el funcionamiento del reductor.

El reductor estará compuesto por dos etapas ya que la relación de transmisión es 9.1. Por lo que tendrá 3 ejes y 4 engranajes (2 piñones y dos ruedas). Los engranajes se unirán a los ejes mediante chavetas.

Para permitir el giro de los ejes se pondrán rodamientos en los extremos de los ejes. Para posicionar los engranajes y los rodamientos se usaran arandelas y casquillos.

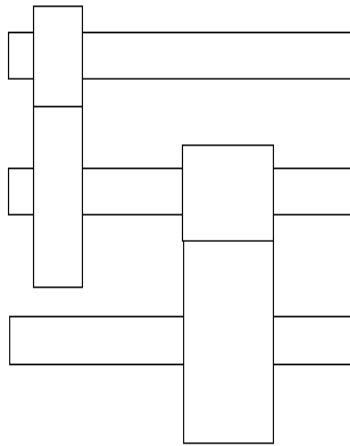
Para evitar la pérdida de lubricante se usaran dos retener a la entrada y a la salida del reductor.

Ahora se detallaran los componentes con más detalle.

ÁRBOLES

Para el cálculo de los árboles se han utilizado tres criterios: rigidez torsional, fallo a fatiga y deflexión lateral. Han de cumplir los siguientes criterios:

- Se limita la rigidez torsional a $1,5^\circ/m$.
- Un coeficiente de seguridad de $X=2$.
- Separación máxima en el centro del eje de $0.005 m_n$ y una pendiente menor a 0.001 rad .



Este sería un esquema simple de cómo quedaría la organización de los tres árboles y los engranajes. Para el estudio de las secciones críticas hay que estudiar los ejes por separado.

MATERIAL

Se ha elegido un acero al carbono duro, F-1150.

- Límite de rotura:980 MPa
- Límite de fluencia:784 MPa
- Dureza brinell:270-300
- Alargamiento:6%

ÁRBOL DE ENTRADA

Tiene una velocidad de rotación de 3000 rpm teniendo en cuenta todas las restricciones anteriores nos sale un diámetro mínimo de 20 mm.

ÁRBOL INTERMEDIO

Este árbol gira a una velocidad de 1000 rpm y tendría un diámetro mínimo de 30 mm.

ÁRBOL DE SALIDA

Último eje, el de salida giraría a una velocidad de 300 rpm y tendría un diámetro mínimo de 35 mm.

ENGRANAJES

Una vez ya se han calculado los diámetros de los árboles se pasa a calcular el diámetro de los engranajes. Lo primero es calcular el diámetro primitivo de los piñones, y este multiplicado por la relación de transmisión saldría el diámetro de las ruedas. Por lo que cuanto menos sea el diámetro del piñón mas compacto nos saldrá el reductor.

También hay que calcular el ancho de los engranajes de cada etapa y se realizará por dos métodos, fallo por flexión y fallo superficial. El coeficiente de seguridad del primero a de ser mayor ya que es un fallo catastrófico que se origina de repente sin previo aviso.

MATERIAL

Para todos los engranajes se utilizara un acero F-1250.

- Límite de rotura: 1050 N/mm^2
- Límite de fluencia: 900 N/mm^2
- Dureza brinell: 265
- Módulo de elasticidad: 206000 N/mm^2

ENGRANAJES 1ª ETAPA

Esta compuesta por un piñón que se encuentra en el árbol de entrada y la rueda que se encuentra en el intermedio, tiene una relación de transmisión de 3 y posee las siguientes características.

Característica	Piñón	Rueda
Módulo	2	2
Alfa	15	15
Beta	20	20
Número de dientes	20	60
Diámetro primitivo	41,41	124,23

En la primera etapa sale un ancho de 45 mm.

ENGRANAJES 2ª ETAPA

Esta compuesta por un piñón que se encuentra en el árbol intermedio y la rueda que se encuentra en el de salida, tiene una relación de transmisión de 3 y posee las siguientes características.

Característica	Piñón	Rueda
Módulo	2,5	2,5
Alfa	15	15
Beta	20	20
Número de dientes	22	66
Diámetro primitivo	56,94	170,82

En la segunda etapa sale un ancho de 76 mm.

LUBRICANTE

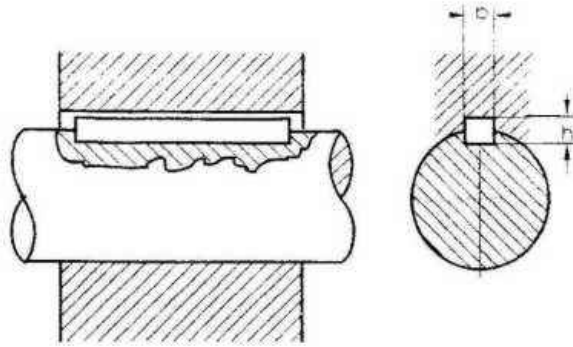
Para la lubricación del reductor se va a usar un aceite sintético el “Shell Tivela S 320”. Se ha comprobado que sirve para la velocidad de giro de nuestro reductor y se utilizará el método de barboteo para el llenado de la carcasa. Se ha utilizado este aceite por las siguientes ventajas:

- Protección contra el desgaste.
- Mejor desempeño de viscosidad a todas las temperaturas.
- Disminución en la pérdida de evaporación.

CHAVETAS

Para la unión de los engranajes a los ejes se usarán chavetas, dentro del reductor harán falta 4 de ellas para asegurar los 4 engranajes. Se han elegido en función de los diámetros de los ejes por la norma UNE 17102, y su longitud es 1.25 veces el diámetro del eje en el que se encuentran. Quedarían de la siguiente manera:

ÁRBOL	bXh	LONGITUD
Entrada	6x6	25
Intermedio	10x8	37.5
Salida	10x8	43.75



MATERIAL

El material utilizado en las chavetas es un acero F-1140.

- Límite de rotura:580 MPa
- Límite de fluencia:345 MPa
- Dureza brinell:200-240
- Alargamiento:15%

RODAMIENTOS

Para la elección de los rodamientos hay que tener en cuenta que por cada eje hay en cada eje uno esta libre y otro fijo. Como se ha usado engranajes de dientes helicoidales los rodamientos soportan esfuerzos axiales y radiales.

Para la elección de los rodamientos se han estudiado los esfuerzos que se producían si el giro se producía en sentido horario y en antihorario y se han elegido para la situación mas desfavorable. Todos los rodamientos son rígidos de bolas del catálogo SKF. A continuación vamos a poner las características de cada rodamientos.

EJE DE ENTRADA RODAMIENTO IZQUIERDO

6304 ETN9	
Comportamiento extremo	Fijo
d(mm)	20
D(mm)	52
b(mm)	15
C(KN)	18.2
Co(KN)	9
Lubricación	Grasa

EJE DE ENTRADA RODAMIENTO DERECHO

W 6304-2Z	
Comportamiento extremo	Libre
d(mm)	20
D(mm)	52
b(mm)	15
C(KN)	13.8
Co(KN)	7.8
Lubricación	Grasa

EJE INTERMEDIO RODAMIENTO IZQUIERDO

W 6306-2Z	
Comportamiento extremo	Fijo
d(mm)	30
D(mm)	72
b(mm)	19
C(KN)	22.9
Co(KN)	15
Lubricación	Grasa

EJE DE INTERMEDIO RODAMIENTO DERECHO

6306-Z	
Comportamiento extremo	Libre
d(mm)	30
D(mm)	72
b(mm)	19
C(KN)	29.6
Co(KN)	16
Lubricación	Grasa

EJE DE SALIDA RODAMIENTO IZQUIERDO

6207-2Z	
Comportamiento extremo	Libre
d(mm)	35
D(mm)	72
b(mm)	17
C(KN)	22.1
Co(KN)	15.3
Lubricación	Grasa

EJE DE SALIDA RODAMIENTO DERECHO

6307-2Z	
Comportamiento extremo	Fijo
d(mm)	35
D(mm)	80
b(mm)	21
C(KN)	28.6
Co(KN)	19
Lubricación	Grasa

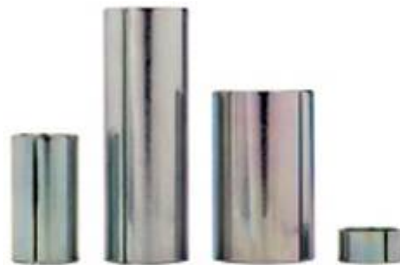
ARANDELAS ELÁSTICAS

Para evitar el deslizamiento longitudinal de los rodamientos y el correcto funcionamiento de estos se utilizarán arandelas elásticas. Se han escogido 3 pares de arandelas, dos para cada eje.

ÁRBOL	ANCHO	D ₁	D _{int}
Entrada	1.2	20	19
Intermedio	1.5	30	28.6
Salida	1.5	35	33

CASQUILLOS ESPACIADORES

Los casquillos sirven para posicionar elementos sobre los ejes y evitar su desplazamiento axial. Se han obtenido del catálogo de SKF.



RETENES

Los retenes se usan para evitar pérdidas de lubricante, se colocan dos, uno en el eje de entrada y otro en el de salida, en los planos se podrá observar su posición. En el eje de entrada se ha elegido el HMS5 V 20x30x5 y en el de salida el HMS5 V 30x40x7 ambos de SKF.

CARCASA Y TAPAS

La función de la carcasa es contener el lubricante y separar los elementos internos del exterior. Esto mejoraría el funcionamiento de los elementos ya que lo protege de corrosión y otros agentes. Debe tener una estructura rígida capaz de soportar las fuerzas que se producen, tendrá 4 patas para fijar el reductor al suelo.

Se ha elegido fundición en gris para la tapa y la carcasa, ya que es capaz de absorber las vibraciones. Se utilizará el FG-25. La fabricación de la carcasa y tapas se hará por molde de arena y luego se mecanizarán los diversos detalles como agujeros y huecos para los rodamientos o retenes.

TAPONES

Se emplearán dos tapones para poder introducir el lubricante; el de llenado llevará un respiradero incorporado y el de vaciado llevará un imán para que atraiga las impurezas y no perjudiquen al reductor.

PINTURA

Se le aplicará una capa de pintura a la carcasa y los tapones para dar una protección frente a la corrosión y darle una mejora estética.



ANEXO DE CÁLCULOS

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.	6
4.2.Dimensionado del árbol intermedio.	7
4.3.Dimensionado del árbol de salida.	8
4.4.Elección del diámetro de los ejes.	8
5.Material empleado en los árboles.	9
6.Diseño de los engranajes.	9
6.1.Determinación del módulo de la primera etapa.	11
6.2.Determinación del módulo de la segunda etapa.	12
7.Material empleado en los engranajes.	12
8.Cáculo del ancho de los engranajes.	12
8.1.Cáculo a flexión.	13
8.2.Cáculo 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.	20
10.Aligerado de ruedas.....	23
11.Tabla resumen de la solución adoptada.....	24
12.Diseño de los árboles.	24
12.1.Cáculo de los esfuerzos en los árboles.	25
12.2.Esfuerzos en el árbol de entrada.	27
12.2.1.Plano XY en sentido horario.	
12.2.2.Plano XZ en sentido horario.	
12.2.3.Plano XY en sentido antihorario.	
12.2.4.Plano XZ en sentido antihorario.	
12.3.Esfuerzos en el árbol intermedio.	31
12.3.1.Plano XY en sentido horario.	
12.3.2.Plano XZ en sentido horario.	
12.3.3.Plano XY en sentido antihorario.	
12.3.4.Plano XZ en sentido antihorario.	
12.4.Esfuerzos en el árbol de salida.	35
12.4.1.Plano XY en sentido horario.	
12.4.2.Plano XZ en sentido horario.	

12.4.3.Plano XY en sentido antihorario.	
12.4.4.Plano XZ en sentido antihorario.	
12.5.Cálculo a fatiga.	39
12.5.1.Cálculo del límite de fatiga.	
12.5.1.1.Cálculo de K_f .	
12.5.1.1.1.Árbol de entrada.	
12.5.1.1.2.Árbol intermedio.	
12.5.1.1.3.Árbol de salida.	
12.5.2.Cálculo del factor de seguridad.	
12.5.2.1.Árbol de entrada.	
12.5.2.2.Árbol intermedio.	
12.5.2.3.Árbol de salida.	
12.6.Cálculo a deflexión lateral.	44
12.6.1.Árbol de entrada.	
12.6.2.Árbol intermedio.	
12.6.3.Árbol de salida.	
13.Unión a torsión.....	49
14.Cálculo de rodamientos.	50
14.1.Rodamiento izquierdo del árbol de entrada.	50
14.2.Rodamiento derecho del árbol de entrada.	53
14.3.Rodamiento izquierdo del árbol intermedio.	57
14.4.Rodamiento derecho del árbol intermedio.	61
14.5.Rodamiento izquierdo del árbol de salida.	64
14.6.Rodamiento derecho del árbol de salida.	68
14.7.Cálculo de fallo bajo carga estática.....	71

1.INTRODUCCIÓN

En esta parte del documento es donde vamos a redactar o desarrollar todo lo relacionado a los cálculos del reductor, como los ejes de entrada, el intermedio y el de salida, el ancho de los engranajes, los rodamientos...

2.DATOS DE PARTIDA

Velocidad de entrada:3000 rpm

Par torsor a la salida:300Nm

Relación de transmisión total:9,1

Potencia de motor:10356,9W

3.RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CADA ETAPA

Para el diseño del reductor se han elegido engranajes cilíndricos helicoidales ya que durante su funcionamiento no producen choques ni vibraciones. Pero su relación de transmisión máxima es de 1:8 y la que nos exige nuestro proyecto es de 9,1 por lo que necesitaremos un reductor de 2 etapas.

$$i_{etapa} = \sqrt{i_{total}} = \sqrt{9,1} = 3,02$$

La relación de las dos etapas será la misma, pero no será exactamente la calculada sino que tendrá un margen de error del 5%.

$$i_{min} = 3,02 - 3,02 \cdot 0,05 = 2,86$$

$$i_{max} = 3,02 + 3,02 \cdot 0,05 = 3,17$$

Con estas relaciones de transmisión ya se puede obtener la velocidad de salida con el margen del 5%.

$$Velocidad\ máxima = \frac{3000}{9,1 - 9,1 \cdot 0,05} = 347,02\ rpm$$

$$Velocidad\ mínima = \frac{3000}{9,1 + 9,1 \cdot 0,05} = 313,97\ rpm$$

4. DISEÑO DEL ÁRBOL POR RIGIDEZ TORSIONAL

Los ejes deben diseñarse de forma que transmitan la potencia de forma uniforme. Normalmente los cálculos por rigidez torsional son más restrictivos que el cálculo por fatiga.

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

Como nos interesa el diámetro que tendrán cada eje hay que despejar la ecuación anterior en función del diámetro.

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

El material de los árboles será acero y su módulo de rigidez torsional $G=8,1\text{GPa}$. Se realizarán dos pruebas, la primera con $\theta=1,5^\circ$ y la segunda con $L=20d$ y $\theta=1^\circ$ y tomaremos el resultado mayor de ambos.

4.1.DIMENSIONADO DEL ÁRBOL DE ENTRADA.

Para el cálculo de rigidez torsional del árbol de entrada tenemos los siguientes datos:

- Velocidad de entrada:3000 rpm
- Par torsor a la salida:300Nm
- Relación de transmisión total:9,1

El par torsor en el árbol de entrada será el siguiente:

$$T_{entrada} = \frac{T_{salida}}{i_{total}} = \frac{300}{9,1} = 36,96 \text{ Nm}$$

- Con $\theta=1,5^\circ$:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 32,96}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{180}}} = 19,95 \text{ mm}$$

- Con $\theta=1^\circ$ y $L=20d$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 32,96 \cdot 20}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot \frac{1 \cdot \pi}{180}}} = 16,81 \text{ mm}$$

4.2.DIMENSIONADO DEL ÁRBOL INTERMEDIO.

Para el cálculo de rigidez torsional del árbol intermedio tenemos los siguientes datos:

- Velocidad de entrada:3000 rpm
- Par torsor a la salida:300Nm
- Relación de transmisión primera etapa:3,02

El par torsor en el árbol intermedio será el siguiente:

$$T_{entrada} = \frac{T_{salida}}{i_{etapa}} = \frac{300}{3,02} = 99,42 \text{ Nm}$$

- Con $\theta=1,5^\circ$:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 99,42}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{180}}} = 26,28 \text{ mm}$$

- Con $\theta=1^\circ$ y $L=20d$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 99,42 \cdot 20}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot \frac{1 \cdot \pi}{180}}} = 24,28 \text{ mm}$$

4.3.DIMENSIONADO DEL ÁRBOL DE SALIDA.

Para el cálculo de rigidez torsional del árbol de entrada tenemos los siguientes datos:

- Velocidad de entrada:3000 rpm
- Par torsor a la salida:300Nm
- Relación de transmisión total:9,1

- Con $\theta=1,5^\circ$:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 300}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{180}}} = 34,64 \text{ mm}$$

- Con $\theta=1^\circ$ y $L=20d$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{G \cdot \pi \cdot \theta}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 300 \cdot 20}{8,1 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot \frac{1 \cdot \pi}{180}}} = 35,09 \text{ mm}$$

4.4.ELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE LOS EJES.

En los puntos anteriores hemos sacado el diámetro de los diferentes ejes con dos restricciones diferentes y el mayor para cada uno es el siguiente:

- Árbol de entrada: 19,95 mm
- Árbol intermedio:26,28 mm
- Árbol de salida:35,09 mm

El inconveniente es que no fabrican con este diámetro y tenemos que elegir los diámetro comercial y nos basamos en el diámetro de los rodamientos SKF.

- Árbol de entrada: 20 mm
- Árbol intermedio: 30 mm
- Árbol de salida: 35 mm

5.MATERIAL EMPLEADO EN LOS ÁRBOLES

El diseño de los tres árboles se a elegido el mismo materia, un acero al carbono duro F-1150, se trata de un tipo de acero no aleado y sus características mecánicas son las siguientes:

- Dureza brinell: 270-300
- Alargamiento: 6%
- Límite de rotura(S_u): 980 MPa
- Límite de fluencia(S_y): 784 MPa

6.DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

Una vez se conocen los diámetros de los ejes o árboles toca calcular todo lo relativo a los engranajes. Primero se calculará la circunferencia primitiva de los piñones, luego esta se multiplica por la relación de transmisión se obtiene el diámetro primitivo de cada rueda.

Para la unión de los engranajes a los árboles vamos a utilizar chavetas, por lo que el piñón no puede ser muy pequeño ya que si la circunferencia primitiva también fuera muy pequeña, debilitaría en exceso el engranaje. Para ello tiene que cumplir la siguiente restricción:

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

Donde s_r es el espesor medido desde el fondo del diente y h_t es $2,25 \cdot m_n$. Para el calculo de la circunferencia primitiva del piñón se utiliza la siguiente expresión:

$$d_{\text{piñón}} = 2h_2 + 7,9m_n$$

El valor m_n se corresponde con el módulo del engranaje y h_2 es un factor que depende del chavetero y el valor se obtiene de la tabla 1 del "Anexo de tablas". En este proyecto se van a utilizar engranajes de dientes helicoidales, por lo que habrá que diferenciar entre m_n (módulo normal) y m_t (módulo aparente) y la relación entre ambos es la siguiente:

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

En este caso el ángulo β son 15° debido a que el reductor tiene una velocidad media. Lo siguiente es calcular los dientes del engranaje.

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

Lo más normal es que no nos salga un número exacto de dientes sino que nos salga con decimales y lo tengamos que redondear y volver a sacar el diámetro despejando d .

$$d = z \cdot m_t$$

Para la elección del modulo hay que tener en cuenta que permitan el movimiento de los piñones sin interferencia entre ellos y que tengan menos de 125 dientes. En los engranajes con dientes helicoidales el número mínimo de dientes para que no aparezca interferencia viene dado por la siguiente expresión:

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

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

En nuestro caso :

- $\alpha_n = 20^\circ$
- $\beta = 15^\circ$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 15} \right) = 20,65^\circ$$

Una vez conocido α_t ya podemos calcular el numero de dientes mínimo que puede tener nuestros engranajes con la ecuación anterior:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos\beta}{\sin^2\alpha_t} = \frac{2 \cdot \cos 15}{\sin^2 20,65} = 15,38$$

6.1.DETERMINACIÓN DEL MODULO DE LA PRIMERA ETAPA.

A continuación vamos a ir probando diferentes módulos para ver cual sería la combinación optima.

módulo	S_r/S_h	$d_{\text{piñón real}}$	$z_{\text{piñón}}$	z_{rueda}	Valido
1,25	1,10	34,94	27	81	NO
1,5	1,17	37,27	24	72	NO
2	1,2	41,41	20	60	SI
2,5	1,31	46,59	28	54	SI
3	1,23	49,69	16	48	NO

Para la primera etapa se elige el módulo 2.

6.2.DETERMINACIÓN DEL MODULO DE LA SEGUNDA ETAPA.

Vamos a repetir el procedimiento anterior pero ahora en la segunda etapa para ver el módulo que le corresponde.

módulo	S_r/S_h	$d_{\text{piñón real}}$	$Z_{\text{piñón}}$	Z_{rueda}	Valido
1,5	1,15	48,14	31	93	NO
2	1,13	51,76	25	75	NO
2,5	1,25	56,94	22	66	SI
3	1,10	59,01	19	57	NO
4	1,09	66,26	16	48	NO

Para la segunda etapa se elige el módulo 2,5.

7.MATERIAL EMPLEADO EN LOS ENGRANAJES

Los 4 engranajes por los que esta compuesto el reductor se fabricarán con el mismo material, el acero F-1250 que tiene las siguientes características:

- Modulo de elasticidad: 206000 N/mm²
- Dureza Brinell: 265
- Límite de rotura(S_u): 1050 N/mm²
- Límite de fluencia(S_y): 900 N/mm²

8.CÁLCULO DEL ANCHO DE LOS ENGRANAJES

Una vez ya se a calculado el módulo de cada etapa y los diámetros correspondientes a cada engranaje se tiene que calcular el ancho de cada uno. Para realizar este cálculo se tiene que suponer un lubricante que luego se comprobará si es valido. En este caso se usa el lubricante "Shell Tivela S 320".

Para el cálculo de la anchura hay que tener en cuenta que el coeficiente de seguridad a flexión sea mayor que el de por fallo a presión superficial . El fallo por flexión es catastrófico y no muestra señales mientras que el fallo a presión superficial es progresivo y se observa el fallo porque se producen vibraciones y ruido durante el funcionamiento .

8.1.CÁLCULO A FLEXIÓN.

La tensión máxima se calcula con el método ISO más los coeficientes de aplicación, y nos queda la expresión siguiente:

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

Utilizaremos un coeficiente de seguridad igual a 2.

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

Como lo que queremos calcular es el ancho del engranaje despejamos de la ecuación:

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

Ahora explicamos los parámetros de la ecuación y como se calcularían.

F_t : Es la fuerza tangencial que aparece en el engranaje y se calcula de la siguiente manera:

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

m : Es el módulo normalizado de los engranajes que ya está elegido previamente.

Y_{fa} : Coeficiente de concentrador de tensiones en la base del diente y se calcula:

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

Donde:

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

Y_ε : Coeficiente de conducción, nos permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje y vale:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\varepsilon_\alpha}\right)$$

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

Y_{sa} : Coeficiente de concentrador de tensiones en la base del diente, depende la geometría del diente y se calcula mediante la expresión:

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

K_A : Coeficiente que depende de la aplicación, en este caso según las características del mecanismo tiene un valor de 1,5.

K_V : Coeficiente dinámico que tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debido a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol, y se calcula:

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

$K_{f\beta}$: Coeficiente que depende del estudio a flexión y se calcula:

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

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

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

Donde estos parámetros depende de la calidad ISO de fabricación y ajuste y se puede consultar en el anexo de tablas.

$K_{f\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal el cual es dependiente de la calidad ISO, en este caso tiene un valor de 1.

S_{FP} : Es la tensión normal máxima admisible por el material.

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

- S_{FL} =resistencia límite nominal a flexión del engranaje.
- Y_{ST} =coeficiente de concentración de tensiones, igual a 2,1.
- Y_{NT} =coeficiente de duración por flexión, es igual a 1.
- $Y_{\delta T}$ =coeficiente de sensibilidad a la entalla, y es: $0,4558 + 0,2941 \cdot Y_{sa}$.
- Y_{RrT} =coeficiente de rugosidad relativa.
- Y_X =coeficiente de tamaño en este caso es igual a 1.

8.2. CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL.

Para el calculo del ancho del engranaje por medio de la presión superficial se utilizará la siguiente ecuación:

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

Igual que la vez anterior utilizaremos un coeficiente de seguridad igual a 2:

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

Algunos coeficientes son los mismos que en el calculo por flexión, los nuevos son:

$K_{H\alpha}$: Coeficiente de distribución de la carga transversa, según el tallado de los engranajes tiene un valor de 1.

Z_H : Coeficiente geométrico que depende del ángulo de presión, en nuestro caso para una $\alpha=20$ tiene un valor de 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_e : Coeficiente de conducción:

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

y si:

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

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

Como se ve un parámetro depende del ancho por lo que habrá que realizar un proceso iterativo.

S_{HP} : Tensión de contacto máxima admisible:

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

- S_{HL} = Tensión superficial límite del material.
- Z_N = Coeficientes de duración.
- Z_L, Z_R, Z_V son coeficientes que modifican el límite del material en función del lubricante.
- Z_W = Coeficiente de relación de durezas.

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

Luego queda comprobar que:

$$b < 2 \cdot d_p$$

$$b > 0,5 \cdot d_p$$

8.3.DIMENSIONADO DEL ANCHO DE LA PRIMERA ETAPA.

Los datos que tenemos para calcular el ancho de la primera etapa son:

- Potencia: 10356,89 W
- $\omega_{\text{piñon}} = 3000$ rpm
- $m = 2$ mn
- $\beta = 15^\circ$
- $\alpha_n = 20^\circ$
- $d_p = 41,41$ mm
- $i = 3$
- $d_{\text{arbol}} = 124,23$ mm
- $X = 2$
- $S_{FP} = 299,66$ MPa
- $S_{HP} = 720,9$ MPa
- Dureza Brinell: 265
- Viscosidad del lubricante a 40° : $321 \text{ mm}^2/\text{s}$

Después de realizar el cálculo por flexión obtenemos:

- $F_t=1592,12$ N
- Y_{fa} piñon:2,81
- Y_{fa} rueda:2,28
- Y_{sa} piñon:1,69
- Y_{sa} rueda:1,94
- $E_a:1,64$
- $Y_e:0,71$
- $V_{tan}:6,5$ m/s
- $K_{fa}:1$
- $S_{FP}:675,32$

Después de realizar el cálculo por presión superficial obtenemos:

- $S_{HP}:833,50$
- $Z_E:189,8(N/mm^2)^{0,5}$
- $b_H:48,546 \cdot Z_e^2 \cdot K_{HB} \cdot K_v$

Para el cálculo del ancho utilizaremos el Excel ya que se ha de obtener por iteración, luego se comprobara que cumple las condiciones como el coeficiente de seguridad.

bH0	ϵ_β	Z ϵ	KH β	$K_A F_t/b$	Kv α	Kv β	Kv	bH
41,41	1,71	0,78	1,285	57,67	1,190	1,152	1,152	43,77
43,77	1,80	0,78	1,306	54,56	1,190	1,152	1,152	44,50
44,50	1,83	0,78	1,313	53,67	1,190	1,152	1,152	44,73
44,73	1,84	0,78	1,315	53,39	1,190	1,152	1,152	44,81
44,81	1,85	0,78	1,316	53,30	1,190	1,152	1,152	44,83
44,83	1,85	0,78	1,316	53,27	1,190	1,152	1,152	44,84
44,84	1,85	0,78	1,316	53,26	1,190	1,152	1,152	44,84
44,84	1,85	0,78	1,316	53,26	1,190	1,152	1,152	44,85
44,85	1,85	0,78	1,316	53,26	1,190	1,152	1,152	44,85
44,85	1,85	0,78	1,316	53,26	1,190	1,152	1,152	44,85

Sale un ancho de 44,85 mm que aproximaremos a 45 mm, el factor de seguridad es de 5,27. Por último hay que comprobar que $b < 2 \cdot d_p$ y que $b > 0,5 \cdot d_p$.

$$2 \cdot d_p = 2 * 41,41 = 82,82 > b$$

$$0,5 \cdot d_p = 0,5 * 41,41 = 20,705 < b$$

8.4.DIMENSIONADO DEL ANCHO DE LA SEGUNDA ETAPA.

Los datos que tenemos para calcular el ancho de la segunda etapa son:

- Potencia:10356,89 W
- $\omega_{\text{piñon}}=1000$ rpm
- $m:2,5$ mn
- $\beta:15^\circ$
- $\alpha_n=20^\circ$
- $d_p=56,94$ mm
- $i=3$
- $d_{\text{arbol}}=170,82$ mm
- $X=2$
- $S_{FP}=299,66$ MPa
- $S_{HP}=720,9$ MPa
- Dureza Brinell:265
- Viscosidad del lubricante a 40° : $321 \text{ mm}^2/\text{s}$

Después de realizar el cálculo por flexión obtenemos:

- $F_t=3473,86$ N
- Y_{fa} piñon:2,73
- Y_{fa} rueda:2,26
- Y_{sa} piñon:1,71
- Y_{sa} rueda:1,97
- $E_a:1,65$
- $Y_e:0,7$
- $V_{\text{tan}}:2,98$ m/s
- $K_{fa}:1$
- $S_{FP}:681,24$

Después de realizar el cálculo por presión superficial obtenemos:

- $S_{HP}:814,66$
- $Z_E:189,8(\text{N}/\text{mm}^2)^{0,5}$
- $b_H:80,636 \cdot Z_e^2 \cdot K_{HB} \cdot K_v$

Para el cálculo del ancho utilizaremos el Excel ya que se ha de obtener por iteración, luego se comprobará que cumple las condiciones como el coeficiente de seguridad.

bH0	ϵ_{β}	Z ϵ	K H_{β}	K $A F_t / b$	K v_{α}	K v_{β}	K v	bH
56,94	1,88	0,78	1,287	91,51	1,108	1,087	1,087	67,94
67,94	2,24	0,78	1,364	76,70	1,108	1,087	1,087	72,03
72,03	2,37	0,78	1,396	72,34	1,108	1,087	1,087	73,74
73,74	2,43	0,78	1,410	70,66	1,108	1,087	1,087	74,48
74,48	2,45	0,78	1,417	69,96	1,108	1,087	1,087	74,80
74,80	2,47	0,78	1,419	69,66	1,108	1,087	1,087	74,95
74,95	2,47	0,78	1,420	69,52	1,108	1,087	1,087	75,01
75,01	2,47	0,78	1,421	69,47	1,108	1,087	1,087	75,04
75,04	2,47	0,78	1,421	69,44	1,108	1,087	1,087	75,05
75,05	2,47	0,78	1,421	69,43	1,108	1,087	1,087	75,06

Sale un ancho de 75,06 mm que aproximaremos a 76 mm, el factor de seguridad es de 5,12. Por último hay que comprobar que $b < 2 \cdot d_p$ y que $b > 0,5 \cdot d_p$.

$$2 \cdot d_p = 2 \cdot 56,9 = 113,8 > b$$

$$0,5 \cdot d_p = 0,5 \cdot 56,9 = 28,45 < b$$

9.COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE

La lubricación correcta del reductor es una parte muy importante ya que garantizará un correcto funcionamiento de este. Se va a comprobar que el lubricante usado en el dimensionado de los engranaje sea correcto. Para determinar si es valido se utilizará el método UNITED, que es el siguiente:

$$K = \frac{Ft}{b \cdot d_i} \cdot \frac{1 + i}{i} \cdot K_A$$

- Ft es la fuerza tangencial en daN.
- b es el ancho del engranaje en mm.
- d_i es el diámetro primitivo del piñón en mm.
- i es la relación de transmisión.
- K_A es el coeficiente de aplicación.

El lubricante adecuado se obtiene a una viscosidad de 38°C a partir de la siguiente formula:

$$\log(v_{38}) = -0,0276 \left[\log\left(\frac{K}{V_{tan}}\right) \right]^3 - 0,10865 \left[\log\left(\frac{K}{V_{tan}}\right) \right]^2 + 0,3263 \left[\log\left(\frac{K}{V_{tan}}\right) \right] + 3,0079$$

Necesitamos conocer la viscosidad del lubricante a una temperatura de 38 grados. El fabricante solo nos proporciona la viscosidad a 40 y a 100 grados, por lo que tenemos que plantear un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas para resolverlo.

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

$$v_{40} = 321 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$v_{100} = 52,7 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Por lo que las ecuaciones quedarían de la siguiente manera:

$$321 = 10^{10(A-B \log(40+273))}$$

$$52,7 = 10^{10(A-B \log(100+273))}$$

Resolviendo el sistema nos queda:

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

Y por último obtenemos la viscosidad a una temperatura de 38 que es de 347,5 mm²/s.

COMPROBACIÓN DE LA PRIMERA ETAPA.

- KA=1,5
- Ft=159,2 daN
- b=45 mm
- di=41,41 mm
- i=3
- Vtan=6,50 m/s

Lo primero es el cálculo del valor K:

$$K = \frac{159,2}{45 \cdot 41,41} \cdot \frac{1 + 3}{3} \cdot 1,5 = 0,170865$$

$$\frac{K}{V_{tan}} = \frac{0,170865}{6,50} = 0,02628$$

Por lo que:

$$\log(v_{38}) = -0,0276[\log(0,02628)]^3 - 0,10865[\log(0,02628)]^2 + 0,3263[\log(0,02628)] + 3,0079 = 2,33$$

Con esto podemos calcular la viscosidad a 30 de la siguiente manera:

$$v_{38} = 10^{2,33} = 213 < 347,5$$

Por lo tanto el lubricante cumpliría para la primera etapa.

COMPROBACIÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.

- KA=1,5
- Ft=347,3 daN
- b=76 mm
- di=56,94 mm
- i=3
- Vtan=2,98 m/s

Lo primero es el cálculo del valor K:

$$K = \frac{347,3}{76 \cdot 56,94} \cdot \frac{1 + 3}{3} \cdot 1,5 = 0,1606$$

$$\frac{K}{V_{tan}} = \frac{0,170865}{6,50} = 0,0538$$

Por lo que:

$$\log(v_{38}) = -0,0276[\log(0,0538)]^3 - 0,10865[\log(0,0538)]^2 + 0,3263[\log(0,0538)] + 3,0079 = 2,475$$

Con esto podemos calcular la viscosidad a 30 de la siguiente manera:

$$v_{38} = 10^{2,475} = 298,74 < 347,5$$

Por lo tanto el lubricante cumpliría para la segunda etapa.

10.ALIGERADO DE RUEDAS

Debido al peso de las ruedas la mejor opción es aligerarlas para que de esta manera disminuya la incidencia de estas sobre la deformación elástica, y a su vez evita que se produzcan deformaciones en los rodamientos. Todo esto se puede observar en el anexo de planos.

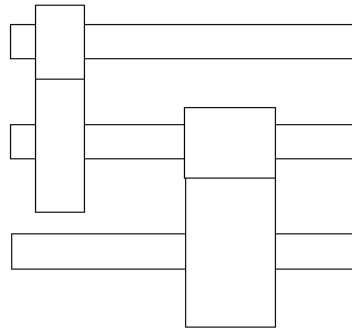
11.TABLA RESUMEN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

	Etapa 1	Etapa 2
m	2	2,5
i	3	3
S_r/S_h	1,2	1,25
Z_1	20	22
Z_2	60	66
d_1	41,41 mm	56,94 mm
d_2	124,23 mm	170,82 mm
F_t	1592,19 N	3473,86 N
V_t	6,5 m/s	2,98 m/s
Material árboles	F-1150	
Material engranajes	F-1250	
Lubricante	Shell teiva S320	
Ancho	45 mm	76 mm

12.DISEÑO DE LOS ÁRBOLES

Se realizará un dimensionado de los árboles y se comprobara si cumple a rigidez torsional, a fatiga a deflexión lateral. También se verificara que el diámetro obtenido previamente para los árboles cumple a fatiga y a deflexión.

Para el dimensionado de los árboles se tendrá en cuenta los Rodamientos(más anchos posibles), engranajes, casquillos... y todos los elementos que constituyan en montaje final. Un esquema del reductor sería el siguiente:

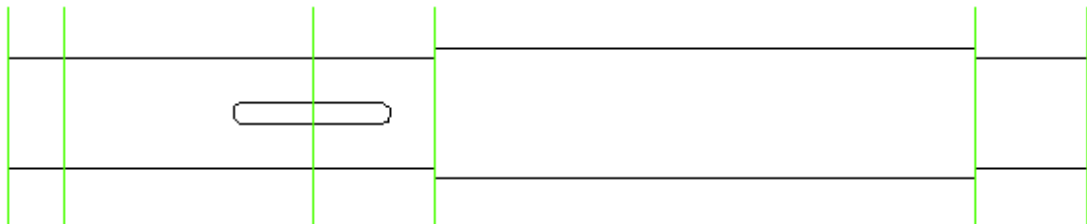


12.1.CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS ÁRBOLES.

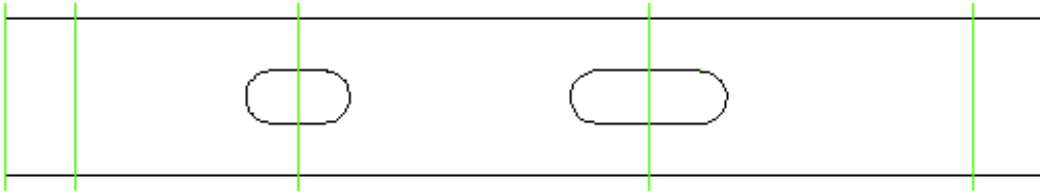
Para el cálculo de esfuerzos necesitaremos las fuerzas que actúan sobre el engranaje que son la fuerza tangencial (F_t), la fuerza radial (F_r) y en este caso como se trata de dientes helicoidales tenemos una fuerza axial (F_a). Como el reductor puede funcionar en ambos sentidos tenemos que tenerlo en cuenta y ver como funcionaría en sentido horario y antihorario.

Para poder ver los esfuerzos hay que dividir los árboles en secciones como se ve en las imágenes.

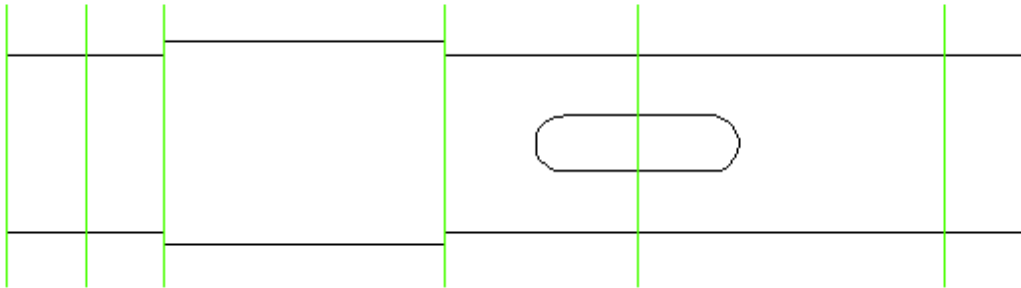
- Árbol de entrada:



- **Árbol intermedio:**



- **Árbol de salida:**



Tanto el árbol de entrada como el de salida tienen 7 secciones que son al principio y final del eje, a mitad de cada rodamiento, a mitad del engranaje y en los dos cambios de sección. El árbol intermedio solo tiene 6 secciones, las mismas que los otros pero no tiene cambio de sección y tiene dos engranajes.

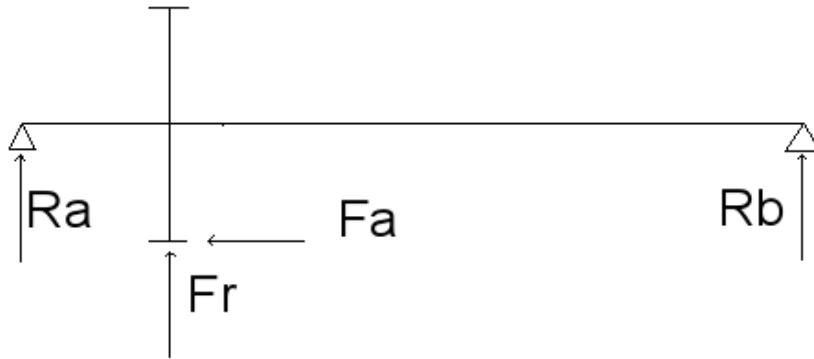
Primero es calcular las reacciones en los apoyos que se supone que es la mitad de rodamiento, para ello lo calcularemos mediante el equilibrio de momentos.

$$\Sigma F = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

12.2.ESFUERZOS EN EL ÁRBOL DE ENTRADA.

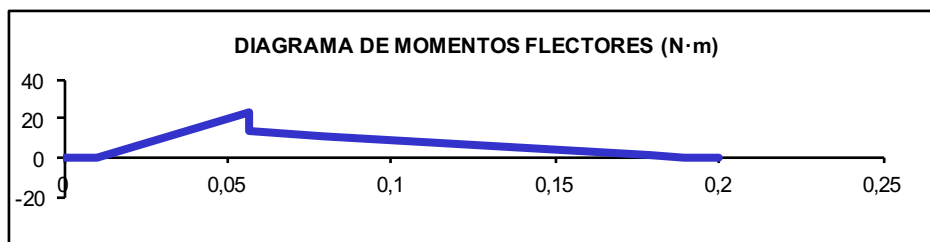
12.2.1.PLANO XY EN SENTIDO HORARIO.



- $R_a = -495,19$
- $R_b = -104,86$
- $F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 1592,19 \cdot \tan(20,65) = 600,05$
- $F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 1592,19 \cdot \tan(15) = 426,62$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	10,5	56,5	79	179	189,5	200
M(N·m)	0	0	22,78	11,59	1,10	0	0



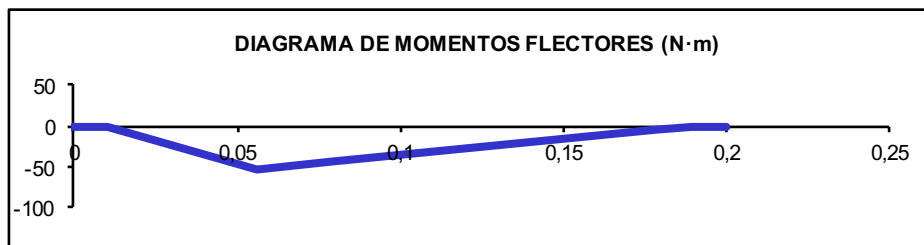
12.2.2. PLANO XZ EN SENTIDO HORARIO.



- $R_a=1183,02$
- $R_b=409,17$
- $F_t=1592,19$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	10,5	56,5	79	179	189,5	200
M(N·m)	0	0	-54,42	-45,21	-4,30	0	0

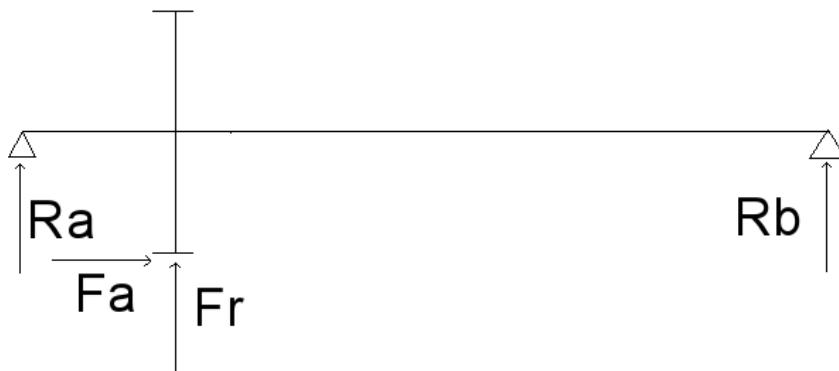


El momento flector total se calcula de la siguiente manera:

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	10,5	56,5	79	179	189,5	200
M(N·m)	0	0	58,99	46,67	4,43	0	0

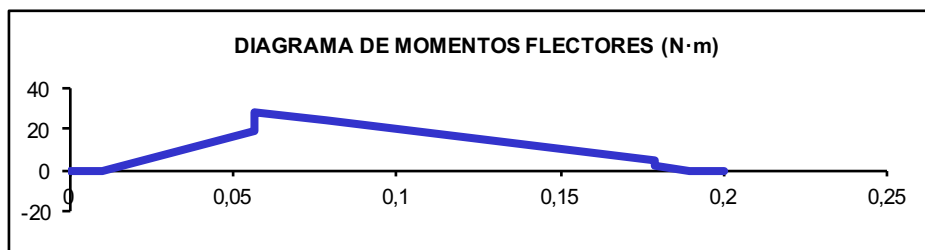
12.2.3. PLANO XY EN SENTIDO ANTIHORARIO.



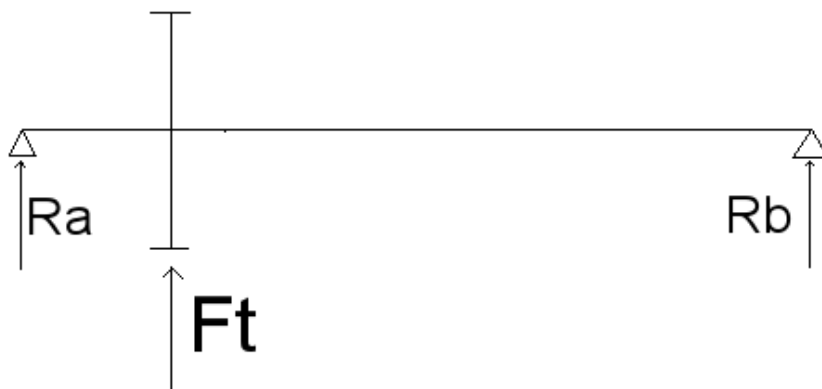
- $R_a = -413,28$
- $R_b = -186,77$
- $F_r = 600,05$
- $F_a = 426,62$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	10,5	56,5	79	179	189,5	200
M(N·m)	0	0	27,84	23,64	4,96	0	0



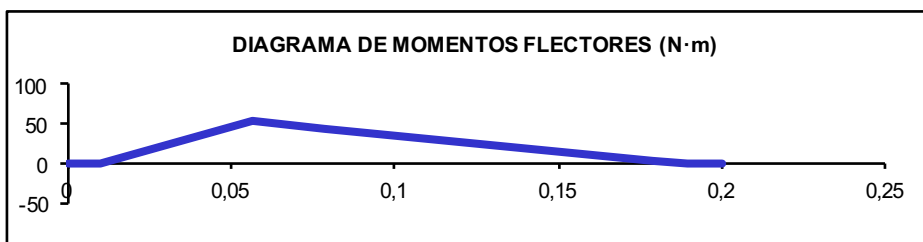
12.2.4. PLANO XZ EN SENTIDO ANTIHORARIO.



- Ra=-1183,02
- Rb=-409,17
- Ft=1592,19

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	10,5	56,5	79	179	189,5	200
M(N·m)	0	0	54,42	45,21	4,30	0	0



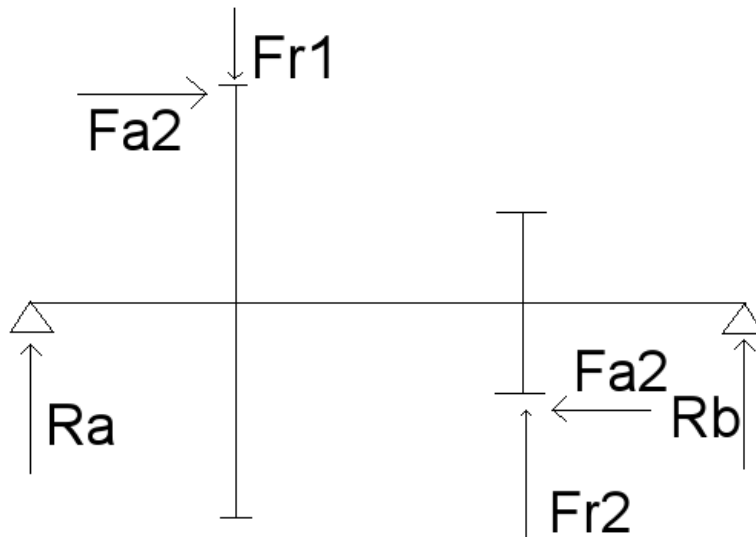
El momento flector total se calcula de la siguiente manera:

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	10,5	56,5	79	179	189,5	200
M(N·m)	0	0	61,12	51,01	6,56	0	0

12.3.ESFUERZOS EN EL ÁRBOL INTERMEDIO.

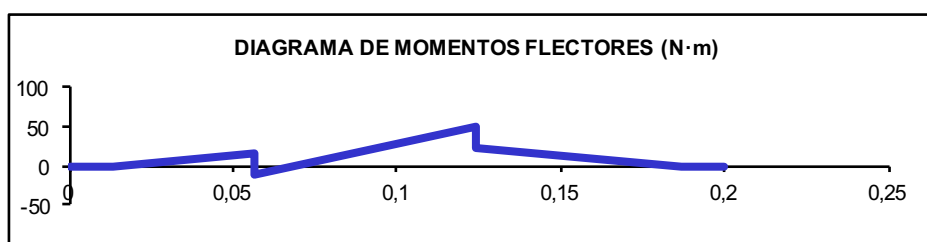
12.3.1.PLANO XY EN SENTIDO HORARIO.



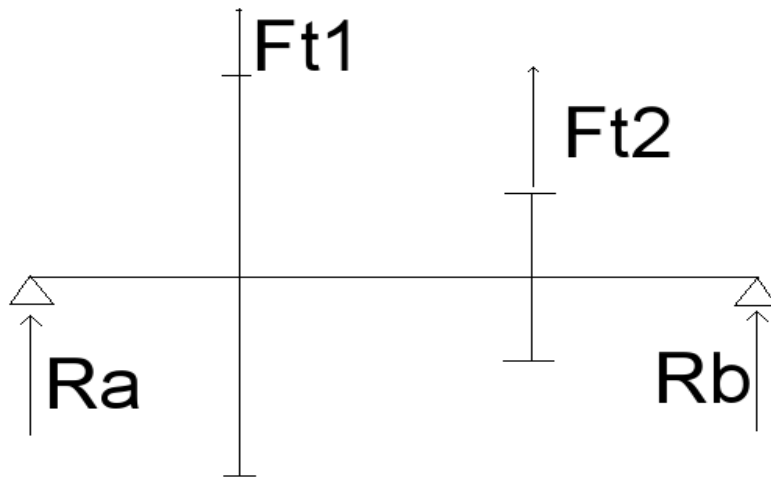
- $R_a = -328,43$
- $R_b = -380,71$
- $F_{r1} = 600,05$
- $F_{a1} = 426,62$
- $F_{r2} = 1309,19$
- $F_{a2} = 930,81$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L(mm)	0	13,5	56,5	124	186,5	200
M(N·m)	0	0	14,12	50,29	0	0



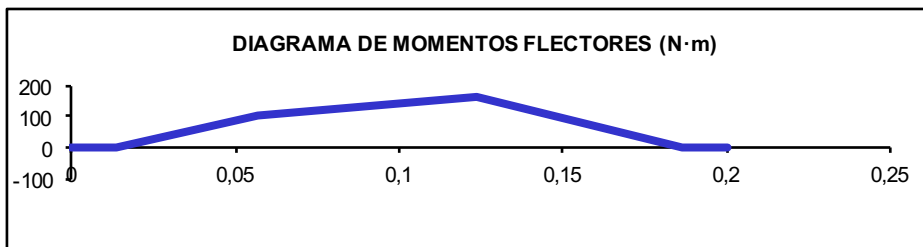
12.3.2.PLANO XZ EN SENTIDO HORARIO.



- $R_a = -2451,45$
- $R_b = -2614,6$
- $F_{t1} = 1592,19$
- $F_{t2} = 3473,86$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L(mm)	0	13,5	56,5	124	186,5	200
M(N·m)	0	0	105,41	163,41	0	0

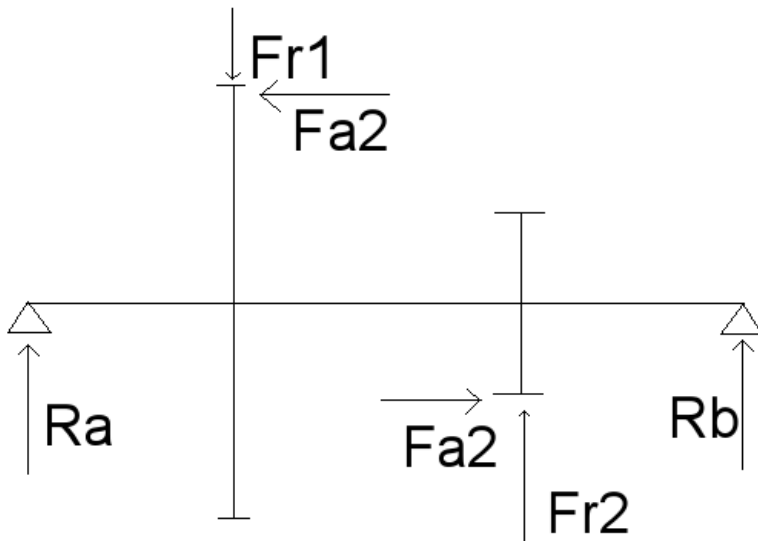


El momento flector total se calcula de la siguiente manera:

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

Sección	1	2	3	4	5	6
L(mm)	0	13,5	56,5	124	186,5	200
M(N·m)	0	0	106,35	170,97	0	0

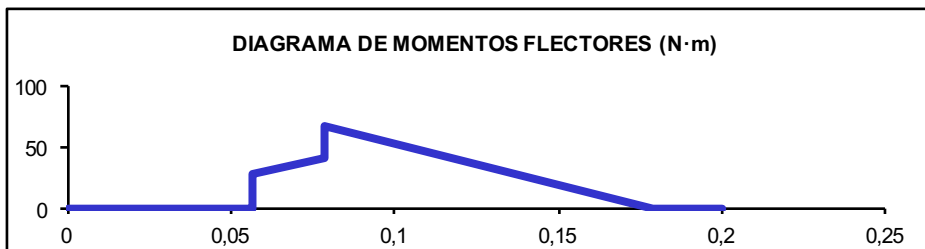
12.3.3. PLANO XY EN SENTIDO ANTIHORARIO.



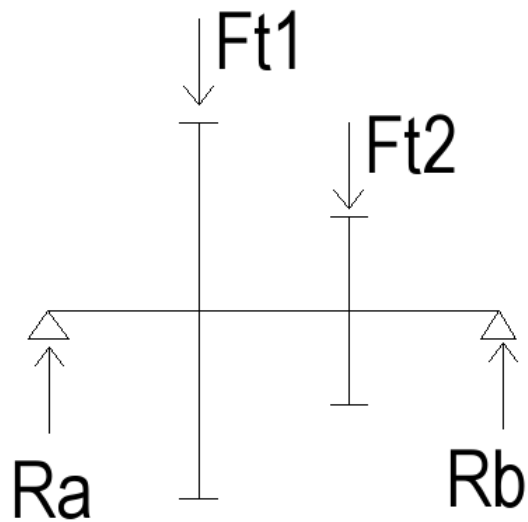
- $R_a = -26,72$
- $R_b = -682,42$
- $Fr_1 = 600,05$
- $Fa_1 = 426,62$
- $Fr_2 = 1309,19$
- $Fa_2 = 930,81$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L(mm)	0	13,5	56,5	124	186,5	200
M(N·m)	0	0	27,64	68,24	0	0



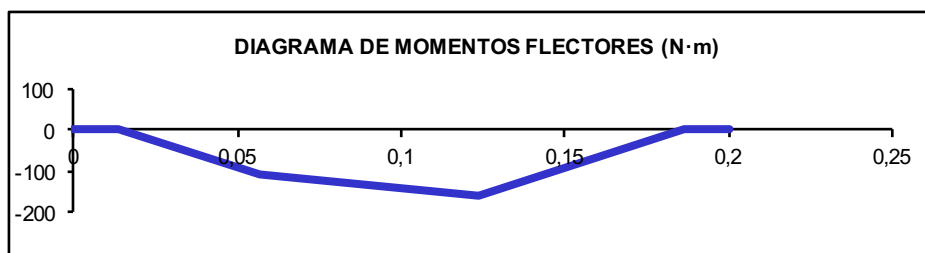
12.3.4. PLANO XZ EN SENTIDO ANTIHORARIO.



- Ra=2451,45
- Rb=2614,60
- Ft1=1592,19
- F2=3473,86

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6
L(mm)	0	13,5	56,5	124	186,5	200
M(N·m)	0	0	-105,41	-163,41	0	0



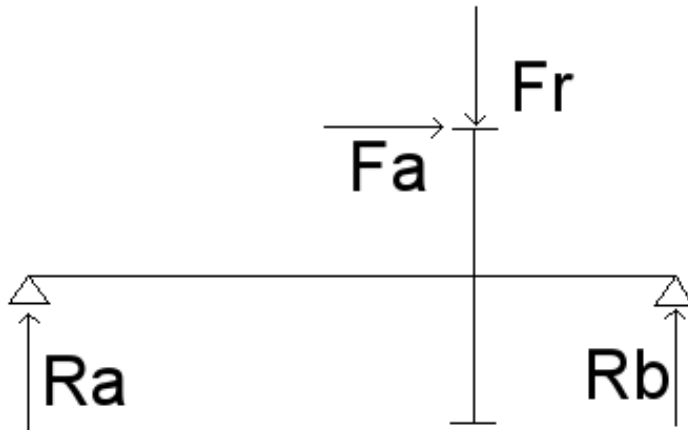
El momento flector total se calcula de la siguiente manera:

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

Sección	1	2	3	4	5	6
L(mm)	0	13,5	56,5	124	186,5	200
M(N·m)	0	0	108,97	177,08	0	0

12.4.ESFUERZOS EN EL ÁRBOL DE SALIDA.

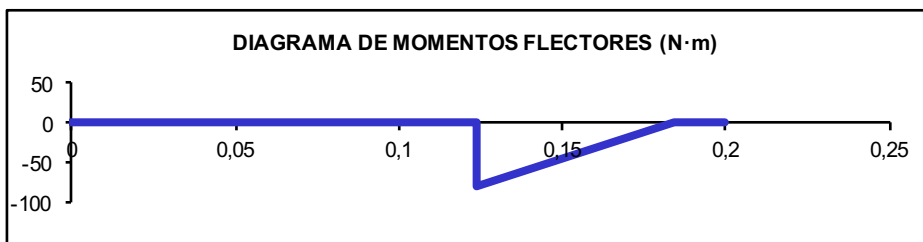
12.4.1.PLANO XY EN SENTIDO HORARIO.



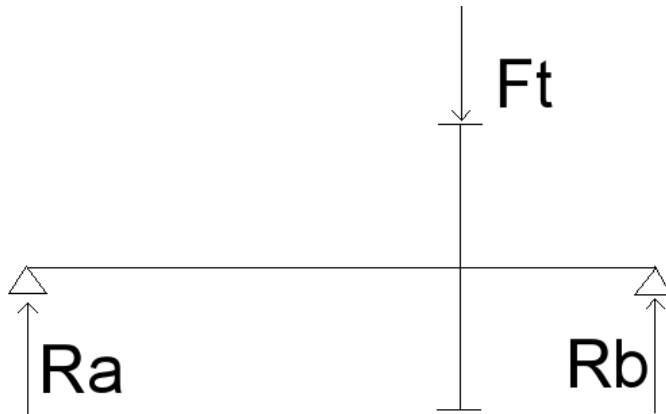
- $R_a = -1,74$
- $R_b = 1310,93$
- $F_r = 1309,19$
- $F_a = 930,81$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	15,5	31	86	124	184,5	200
M(N·m)	0	0	0,03	0,12	-79,31	0	0



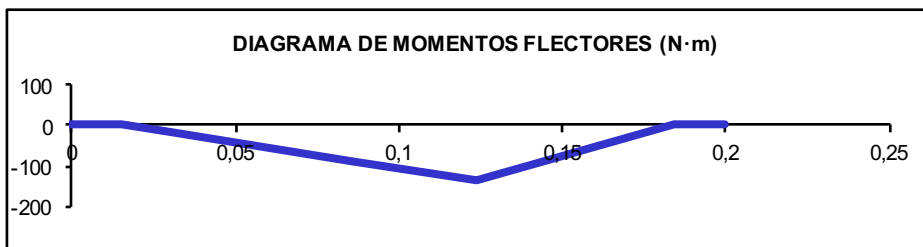
12.4.2. PLANO XZ EN SENTIDO HORARIO.



- Ra=1243,60
- Rb=2230,26
- Ft=3473,86

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	15,5	31	86	124	184,5	200
M(N·m)	0	0	-19,28	-87,67	-134,93	0	0

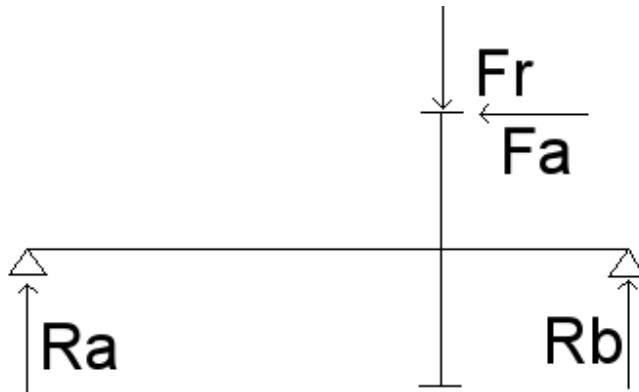


El momento flector total se calcula de la siguiente manera:

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	15,5	31	86	124	184,5	200
M(N·m)	0	0	19,28	87,67	156,51	0	0

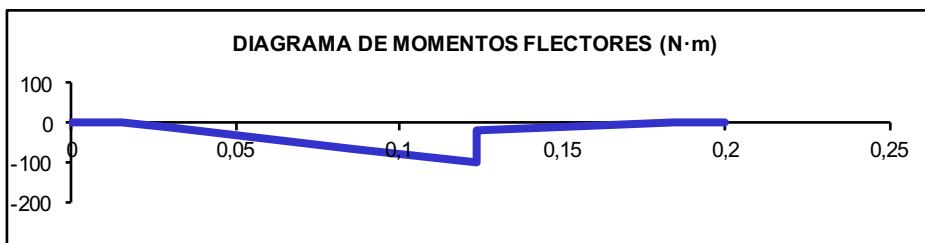
12.4.3. PLANO XY EN SENTIDO ANTIHORARIO.



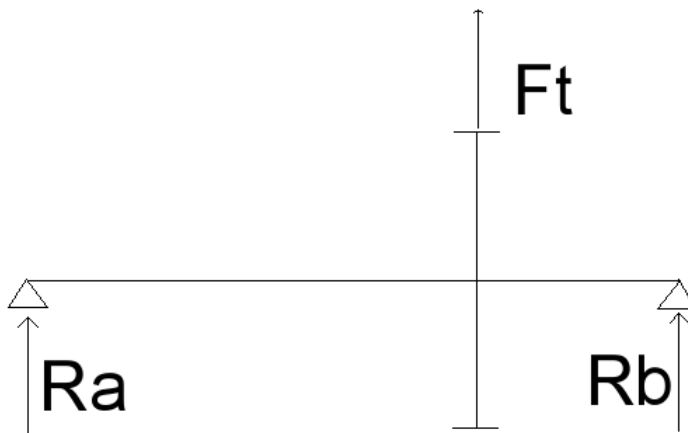
- $R_a=939,09$
- $R_b=370,10$
- $F_r=-1309,19$
- $F_a=930,81$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	15,5	31	86	124	184,5	200
M(N·m)	0	0	-14,56	-66,21	-101,89	0	0



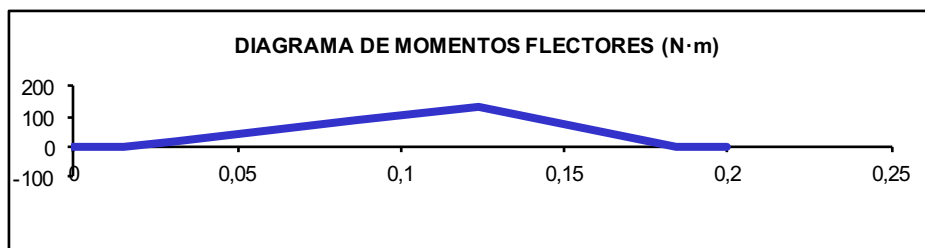
12.4.4. PLANO XZ EN SENTIDO ANTIHORARIO.



- $R_a = -1243,60$
- $R_b = -2230,26$
- $F_t = 3473,86$

Los momentos flectores son:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	15,5	31	86	124	184,5	200
M(N·m)	0	0	19,28	87,67	134,93	0	0



El momento flector total se calcula de la siguiente manera:

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L(mm)	0	15,5	31	86	124	184,5	200
M(N·m)	0	0				0	0

12.5.CÁLCULO A FATIGA.

El cálculo a fatiga garantizará que soportará tensiones alternantes, se calculará el límite de fatiga S_e que se corresponde a una vida de 10^6 ciclos. Se comprobará también el árbol previamente dimensionado por rigidez torsional teniendo un coeficiente de seguridad de 2 o superior.

Para el cálculo del factor de seguridad seguiremos la siguiente fórmula :

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

Donde:

- d es el diámetro de la sección.
- M es el momento que actúa en la sección.

12.5.1.CÁLCULO DEL LÍMITE DE FATIGA.

Para el cálculo de límite a fatiga es necesario conocer el valor S_e que es:

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

S'_e es el límite a fatiga de una probeta en un ensayo a flexión rotativa y puede tomar los siguientes valores:

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

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

El resto de factores son:

- K_a =Factor de superficie y tiene en cuenta el tipo de acabado superficial según el tipo de acabado y se averigua con la siguiente fórmula:

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

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

Dado que todos los árboles tienen el mismo acabado superficial se obtiene un valor de $K_a = 0,727$.

- K_b =Factor de tamaño, ya que el límite a fatiga depende del tamaño de la pieza y se calcula con la siguiente expresión:

$$\text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-1,107}$$

- K_c =Factor tipo de carga que podrá obtener los siguientes valores:

$$k_c = 0,8 \text{ si es carga axial}$$

$$k_c = 1 \text{ si es flexión}$$

$$k_c = 0,577 \text{ si es torsión y cortante}$$

- K_d =Factor de temperatura, para este caso el acero a temperaturas medias mejora su comportamiento a fatiga por lo que se tomará un valor de 1 para todos los casos.

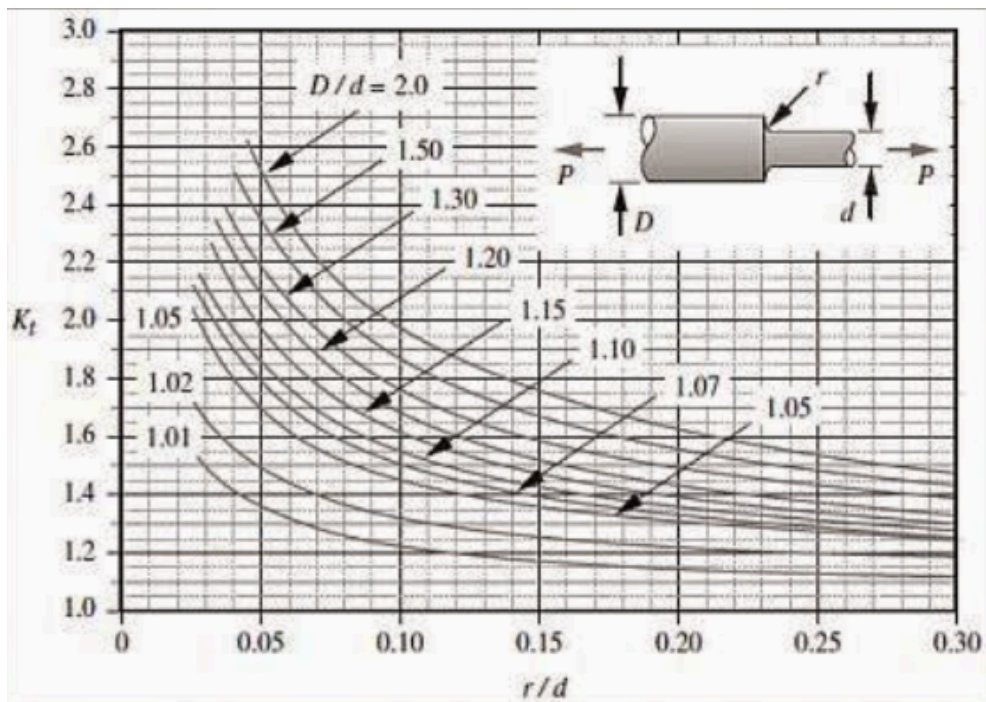
- K_e =Factor de confiabilidad, dado que nuestras piezas van a tener un 99% de confiabilidad el factor K_e tiene un valor de 0,814.

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

- K_f =Factor de reducción del límite de fatiga por presencia de entalla. Es un factor relacionado con la chavetas, cambios de sección, entallas... Depende de varios parámetros que veremos a continuación.

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

Donde K_t se saca de la siguiente tabla:



El valor de q se saca de la siguiente expresión:

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

y α se calcula de la siguiente manera:

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

Dado que se utilizará el mismo material en todos los árboles α es 0,0528.

12.5.1.1.CÁLCULO DE Kf.

12.5.1.1.1.ÁRBOL DE ENTRADA.

Sección	D/d	ρ/d	q	K_t	K_f
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
3	Chaveta	-	-	-	1,5
4	1,2	0,1	0,974	1,7	1,68
5	1,2	0,1	0,974	1,7	1,68
6	-	-	-	-	-
7	-	-	-	-	-

12.5.1.1.2.ÁRBOL INTERMEDIO.

En el árbol intermedio solo hay dos chavetas cuyo K_f es de 1,5 no hay cambios de sección como en los otros árboles.

12.5.1.1.3.ÁRBOL DE SALIDA.

Sección	D/d	ρ/d	q	K_t	K_f
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
3	1,142	0,07	0,974	1,8	1,78
4	1,142	0,07	0,974	1,8	1,78
5	chaveta	-	-	-	1,5
6	-	-	-	-	-
7	-	-	-	-	-

12.5.2.CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.

12.5.2.1.ÁRBOL DE ENTRADA.

EJE ENTRADA: SENTIDIO HORARIO										
SECCIÓN	d (m)	Mz (N-m)	My (N-m)	M (N-m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
1,00	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	
2,00	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	
3,00	0,020	22,78	-54,42	59,00	0,73	0,90	0,81	1,50	176,82	2,35
4,00	0,024	11,59	-45,21	46,67	0,73	0,88	0,81	1,68	154,64	4,50
5,00	0,020	1,10	-4,30	4,44	0,73	0,90	0,81	1,68	157,87	27,94
6,00	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	
7,00	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	

EJE ENTRADA: SENTIDIO ANTIHORARIO										
SECCIÓN	d (m)	Mz (N-m)	My (N-m)	M (N-m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
1	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	
2	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	
3	0,020	27,84	54,42	61,13	0,73	0,90	0,81	1,50	176,82	2,272
4	0,024	23,64	45,21	51,02	0,73	0,88	0,81	1,68	154,64	4,114
5	0,020	4,96	4,30	6,56	0,73	0,90	0,81	1,68	157,87	18,889
6	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	
7	0,020	0,00	0,00	0,00	0,73	0,90	0,81	1,00	265,23	

12.5.2.2.ÁRBOL INTERMEDIO.

EJE INTERMEDIO: SENTIDIO HORARIO										
SECCIÓN	d (m)	Mz (N-m)	My (N-m)	M (N-m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
1	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,32	
2	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,32	
3	0,030	14,14	105,41	106,35	0,73	0,86	0,81	1,50	168,88	4,21
4	0,030	50,29	163,41	170,97	0,73	0,86	0,81	1,50	168,88	2,62
5	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,32	
6	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,32	

EJE INTERMEDIO: SENTIDIO ANTIHORARIO										
SECCIÓN	d (m)	Mz (N-m)	My (N-m)	M (N-m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
1	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,317	
2	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,317	
3	0,030	27,64	-105,41	108,97	0,73	0,86	0,81	1,50	168,878	4,108
4	0,030	68,24	-163,41	177,09	0,73	0,86	0,81	1,50	168,878	2,528
5	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,317	
6	0,030	0,00	0,00	0,00	0,73	0,86	0,81	1,00	253,317	

12.5.2.3.ÁRBOL DE SALIDA.

EJE SALIDA: SENTIDIO HORARIO										
SECCIÓN	d (m)	Mz (N-m)	My (N-m)	M (N-m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
1	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	
2	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	
3	0,04000	0,03	-19,28	19,28	0,73	0,83	0,81	2,98	82,28	26,81
4	0,03500	0,12	-87,67	87,67	0,73	0,84	0,81	2,98	83,53	4,01
5	0,03500	-79,31	-134,93	156,51	0,73	0,84	0,81	1,50	165,95	4,46
6	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	
7	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	

EJE SALIDA: SENTIDIO ANTIHORARIO										
SECCIÓN	d (m)	Mz (N-m)	My (N-m)	M (N-m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
1	0,035	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	
2	0,035	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	
3	0,040	-14,59	19,28	24,18	0,73	0,83	0,81	2,98	82,28	21,382
4	0,035	-66,21	87,67	109,86	0,73	0,84	0,81	2,98	83,53	3,200
5	0,035	-101,89	134,93	169,08	0,73	0,84	0,81	1,50	165,95	4,131
6	0,035	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	
7	0,035	0,00	0,00	0,00	0,73	0,84	0,81	1,00	248,93	

Como se observa en todas las tablas el coeficiente de seguridad es superior a 2 y en algunos caso mucho mayor por lo que cumpliría a fatiga.

12.6.CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATREAL.

La deflexión lateral a de estar limitada por ello se ha de comprobar que no supere los limites. Se comprobamos dos condiciones.

- Es conveniente una separación en la sección central igual a $0,005 m_n$.
- En rodamientos rígidos de bolas una pendiente menos de $0,001 \text{ rad}$.

12.6.1.ÁRBOL DE ENTRADA.

- Horario XY

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,59E-04	-4,8E-06
2	0,01050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,59E-04	0,0E+00
3	0,05650	0,02000	600,05	8,83	22,78	13,95	1,41E-04	1,625E-05
4	0,07900	0,02400	0,00	0,00	11,59	11,59	-3,27E-05	1,741E-05
5	0,17900	0,02000	0,00	0,00	1,10	1,10	-2,18E-04	2,315E-06
6	0,18950	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,22E-04	0,00E+00
7	0,20000	0,20000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,22E-04	-2,33E-06

- Horario XZ

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,39E-03	1,463E-05
2	0,01050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,39E-03	0,000E+00
3	0,05650	0,02000	-1592,19	0,00	-54,42	-54,42	-6,34E-04	-5,245E-05
4	0,07900	0,02400	0,00	0,00	-45,21	-45,21	4,52E-05	-5,885E-05
5	0,17900	0,02000	0,00	0,00	-4,30	-4,30	7,69E-04	-8,170E-06
6	0,18950	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,83E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,83E-04	8,218E-06

Haciendo la composición de las deflexiones y las deformaciones angulares:

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

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
$\theta_R(\text{rad})$	1,46E-3	1,46E-3	6,49E-4	5,57E-5	7,99E-4	8,13E-4	8,13E-4
$D_R(\text{m})$	1,53E-5	0	5,48E-5	6,13E-5	8,49E-6	0	8,53E-6

- Antihorario XY

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,26E-04	-6,574E-06
2	0,01050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,26E-04	0,000E+00
3	0,05650	0,02000	600,05	-8,83	19,01	27,84	3,61E-04	2,474E-05
4	0,07900	0,02400	0,00	0,00	23,64	23,64	9,86E-06	2,880E-05
5	0,17900	0,02000	0,00	3,00	4,96	1,96	-4,08E-04	4,330E-06
6	0,18950	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,14E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,14E-04	-4,352E-06

- Antihorario XZ

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,39E-03	-1,463E-05
2	0,01050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,39E-03	0,000E+00
3	0,05650	0,02000	1592,19	0,00	54,42	54,42	6,34E-04	5,245E-05
4	0,07900	0,02400	0,00	0,00	45,21	45,21	-4,52E-05	5,885E-05
5	0,17900	0,02000	0,00	0,00	4,30	4,30	-7,69E-04	8,170E-06
6	0,18950	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,83E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,83E-04	-8,218E-06

Haciendo la composición de las deflexiones y las deformaciones angulares:

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

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
$\theta_R(\text{rad})$	1,52E-3	1,52E-3	7,29E-4	4,62E-5	8,7E-4	8,85E-4	8,85E-4
$D_R(\text{m})$	1,6E-5	0	5,79E-5	6,54E-5	9,2E-6	0	9,29E-6

12.6.2.ÁRBOL INTERMEDIO.

- Horario XY

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,21E-04	-1,628E-06
2	0,01350	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,21E-04	0,000E+00
3	0,05650	0,03000	-600,05	26,50	14,12	-12,38	8,42E-05	4,664E-06
4	0,12400	0,03000	1309,19	26,50	50,29	23,79	-6,90E-05	8,026E-06
5	0,18650	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,58E-04	0,000E+00
6	0,20000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,58E-04	-2,134E-06

- Horario XZ

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,63E-04	-1,300E-05
2	0,01350	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,63E-04	0,000E+00
3	0,05650	0,03000	1592,19	0,00	105,41	105,41	6,92E-04	3,752E-05
4	0,12400	0,03000	3473,86	0,00	163,41	163,41	-3,95E-04	5,017E-05
5	0,18650	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,01E-03	0,000E+00
6	0,20000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,01E-03	-1,359E-05

Haciendo la composición de las deflexiones y las deformaciones angulares:

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

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

Sección	1	2	3	4	5	6
$\theta_R(rad)$	9,7E-4	9,7E-4	9,45E-4	4E-4	1,02E-3	1,02E-3
$D_R(m)$	1,31E-5	0	3,78E-5	5,08E-5	0	1,37E-5

- Antihorario XY

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,29E-04	-3,098E-06
2	0,01350	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,29E-04	0,000E+00
3	0,05650	0,03000	-600,05	-26,49	1,15	27,64	2,27E-04	9,825E-06
4	0,07900	0,03000	1309,19	-26,50	41,74	68,24	1,33E-04	1,394E-05
5	0,17900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,76E-04	0,000E+00
6	0,20000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,76E-04	-5,788E-06

- Antihorario XZ

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,63E-04	1,300E-05
2	0,01350	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,63E-04	0,000E+00
3	0,05650	0,03000	-1592,19	0,00	-105,41	-105,41	-6,92E-04	-3,752E-05
4	0,12400	0,03000	-3473,86	0,00	-163,41	-163,41	3,95E-04	-5,017E-05
5	0,18650	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,01E-03	0,000E+00
6	0,20000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,01E-03	1,359E-05

Haciendo la composición de las deflexiones y las deformaciones angulares:

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

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

Sección	1	2	3	4	5	6
$\theta_R(rad)$	9,89E-4	9,89E-4	7,28E-4	4,16E-4	1,04E-3	1,04E-3
$D_R(m)$	1,33E-5	0	3,87E-5	5,2E-5	0	1,47E-5

12.6.2.ÁRBOL DE SALIDA.

• Horario XY

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,67E-05	5,691E-07
2	0,01550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,67E-05	0,000E+00
3	0,03100	0,04000	0,00	0,00	0,03	0,03	-3,67E-05	-5,691E-07
4	0,08600	0,03500	0,00	0,00	0,12	0,12	-3,69E-05	-2,593E-06
5	0,12400	0,03500	-1309,19	79,50	0,19	-79,31	-3,73E-05	-4,001E-06
6	0,18450	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,18E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,18E-04	1,826E-06

• Horario XZ

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,78E-04	4,305E-06
2	0,01550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,78E-04	0,000E+00
3	0,03100	0,04000	0,00	0,00	-19,28	-19,28	-2,68E-04	-4,255E-06
4	0,08600	0,03500	0,00	0,00	-87,67	-87,67	-1,57E-04	-1,659E-05
5	0,12400	0,03500	-3473,86	0,00	-134,93	-134,93	1,17E-04	-1,771E-05
6	0,18450	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,81E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,81E-04	5,900E-06

Haciendo la composición de las deflexiones y las deformaciones angulares:

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

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
$\theta_R(rad)$	2,8E-4	2,8E-4	2,70E-4	1,61E-4	1,22E-4	3,98E-4	3,98E-4
$D_R(m)$	4,4E-6	0	4,28E-6	1,67E-5	1,81E-5	0	6,17E-6

• Antihorario XY

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,73E-04	2,675E-06
2	0,01550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,73E-04	0,000E+00
3	0,03100	0,04000	0,00	0,00	-14,56	-14,56	-1,65E-04	-2,638E-06
4	0,08600	0,03500	0,00	0,00	-66,21	-66,21	-8,12E-05	-9,909E-06
5	0,12400	0,03500	-1309,19	-79,50	-101,89	-22,39	1,25E-04	-9,348E-06
6	0,18450	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,69E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,69E-04	2,621E-06

- Antihorario XZ

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,78E-04	-4,305E-06
2	0,01550	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,78E-04	0,000E+00
3	0,03100	0,04000	0,00	0,00	19,28	19,28	2,68E-04	4,255E-06
4	0,08600	0,03500	0,00	0,00	87,67	87,67	1,57E-04	1,659E-05
5	0,12400	0,03500	3473,86	0,00	134,93	134,93	-1,17E-04	1,771E-05
6	0,18450	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,81E-04	0,000E+00
7	0,20000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,81E-04	-5,900E-06

Haciendo la composición de las deflexiones y las deformaciones angulares:

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

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

Sección	1	2	3	4	5	6	7
$\theta_R(\text{rad})$	3,27E-4	3,27E-4	3,14E-4	1,76E-4	1,71E-4	4,16E-4	4,16E-4
$D_R(\text{m})$	5,06E-6	0	5,01E-6	1,93E-5	2E-5	0	6,45E-6

13.UNIÓN A TORSION

Para la unión de los engranajes a los diferentes árboles se usaran chavetas. Estas están normalizadas y se puede consultar el “anexo de tablas”, su longitud es 1,25 veces el diámetro del árbol.

	bxh	Longitud
Árbol de entrada	6x6	25 mm
Árbol intermedio	10x8	37,5 mm
Árbol de salida	10x8	43,75 mm

14. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Se van a diseñar los rodamientos para que tengan una vida de 20.000 horas o superior. En todos los casos se a estudiado el caso mas desfavorable para giro horario y antihorario, más adelante se explica el procedimiento para la elección de cada rodamiento.

14.1. RODAMIENTO IZQUIERDO EJE DE ENTRADA.

En este rodamiento vamos a utilizar el 6304 ETN9.

Datos:

- $d=20$ mm.
- $n=3000$ rpm.
- $D=52$.
- $F_r=1282,47$ N.
- $F_a=426,62$ N.

La fórmula para el cálculo del rodamiento es:

$$L(\text{horas}) = a_1 a_{ISO} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- a_1 para un fiabilidad del 99% tiene un valor de 0,25.
- q tiene una valor de 3 debido al tipo de rodamiento.

CÁLCULO DE F_{eq} .

Para calcular la fuerza equivalente utilizaremos la siguiente tabla:

$$\begin{aligned} \text{Si } F_a/F_r \leq e & \quad F_{eq} = F_r \\ \text{Si } F_a/F_r > e & \quad F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a \end{aligned}$$

C_0 y f_0 catálogo

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

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{12 \cdot 426,62}{9 \cdot 10^3} = 0,56$$

Corresponde a una $e=0,24$.

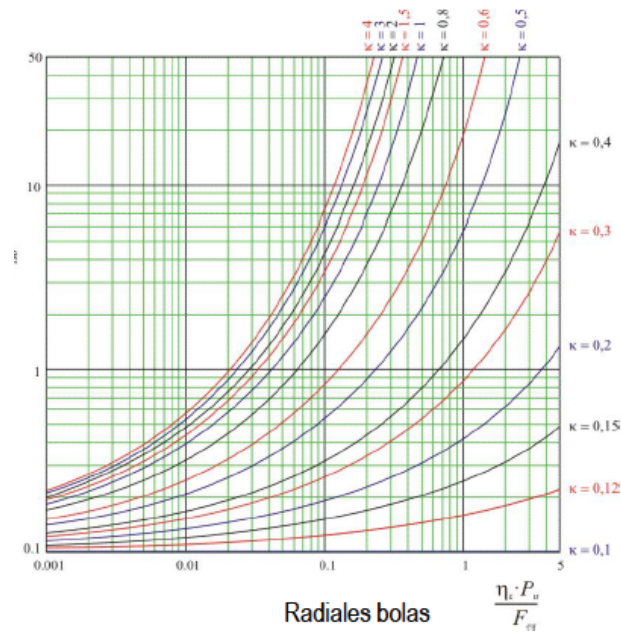
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{426,62}{1282,47} = 0,33$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ por lo que } F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a (x = 0,56 \text{ e } y = 1,80)$$

$$F_{eq} = 0,56 \cdot 1282,47 + 1,8 \cdot 426,62 = 1486 \text{ N}$$

CÁLCULO DE a_{ISO} .

Para el cálculo de este parámetro utilizaremos la siguiente gráfica:



El valor de K depende de las viscosidades del lubricante.

$$K = \frac{\nu_{aceite}}{\nu_1}$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ (para } n > 1000 \text{ rpm)}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{52 + 20}{2} = 36$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{36 \cdot 3000}} = 13,7$$

$$K = \frac{70}{13,7} = 5,11$$

El valor del eje x es:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,5 \cdot 0,38 \cdot 10^3}{1486} = 0,12$$

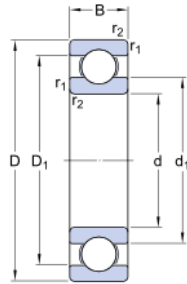
Por lo que a_{ISO} tiene un valor de 9.

$$L(h) = 0,25 \cdot 9 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} * \left(\frac{18200}{1486} \right)^3 = 22965 \text{ horas}$$

Datos del rodamiento:

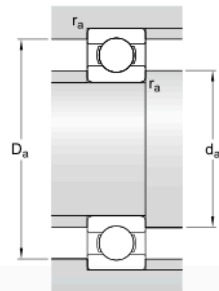
6304 ETN9

Dimensiones



d	20	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 30.35	mm
D ₁	≈ 42.6	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 27	mm
D _a	max 45	mm
r _a	max 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	18.2	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	9	kN
Carga límite de fatiga	P _U	0.38	kN
Velocidad de referencia		30000	r/min
Velocidad límite		19000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	12	

Masa

Rodamiento de masa		0.14	kg
--------------------	--	------	----

14.2. RODAMIENTO DERECHO EJE DE ENTRADA.

En este rodamiento vamos a utilizar el W6304-2Z.

Datos:

- $d=20$ mm.
- $n=3000$ rpm.
- $D=52$.
- $F_r=449,78$ N.
- $F_a=426,62$ N.

La fórmula para el cálculo del rodamiento es:

$$L(\text{horas}) = a_1 a_{ISO} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- a_1 para un fiabilidad del 99% tiene un valor de 0,25.
- q tiene un valor de 3 debido al tipo de rodamiento.

CÁLCULO DE F_{eq} .

Para calcular la fuerza equivalente utilizaremos la siguiente tabla:

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

$$\text{Si } F_a/F_r > e \quad F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

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

C_0 y f_0 catálogo

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{12,3 \cdot 426,62}{7,8 \cdot 10^3} = 0,67$$

Corresponde a una $e=0,27$.

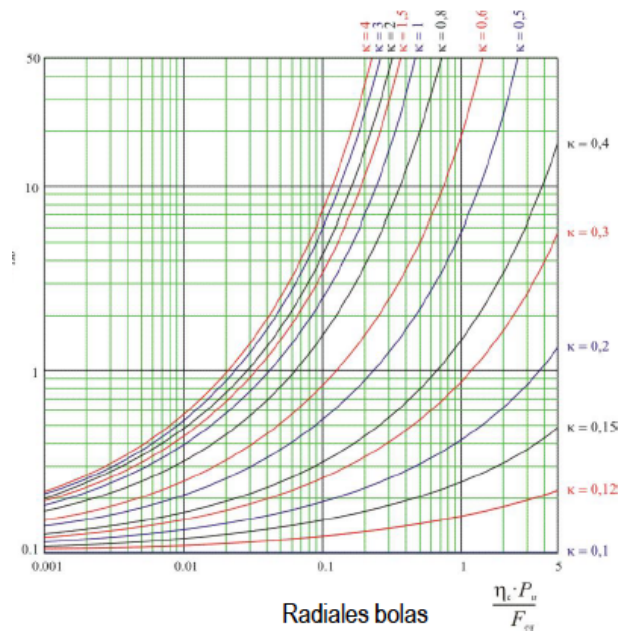
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{426,62}{449,78} = 0,94$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ por lo que } F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a (x = 0,56 \text{ e } y = 1,80)$$

$$F_{eq} = 0,56 \cdot 449,78 + 1,8 \cdot 426,62 = 1019,79 \text{ N}$$

CÁLCULO DE a_{ISO} .

Para el cálculo de este parámetro utilizaremos la siguiente gráfica:



El valor de K depende de las viscosidades del lubricante.

$$K = \frac{\nu_{aceite}}{\nu_1}$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ (para } n > 1000 \text{ rpm)}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{52 + 20}{2} = 36$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{36 \cdot 3000}} = 13,7$$

$$K = \frac{70}{13,7} = 5,11$$

El valor del eje x es:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,5 \cdot 0,335 \cdot 10^3}{1019,79} = 0,16$$

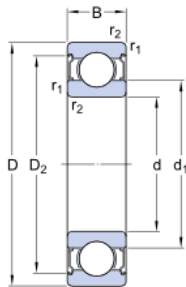
Por lo que a_{iso} tiene un valor de 9.

$$L(h) = 0,25 \cdot 9 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} * \left(\frac{13800}{1019,79} \right)^3 = 30975 \text{ horas}$$

Datos del rodamiento:

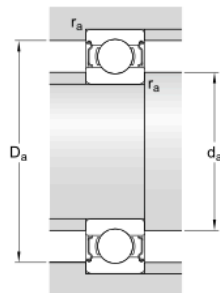
W 6304-2Z

Dimensiones



d	20	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 30	mm
D ₂	≈ 45.4	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 26.5	mm
d _a	max 29.5	mm
.	.	.
D _a	max 46	mm
.	.	.
r _a	max 1	mm
.	.	.

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	13.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.8	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.335	kN
Velocidad de referencia		34000	r/min
Velocidad límite		17000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	12.3	

Masa

Rodamiento de masa		0.15	kg
--------------------	--	------	----

14.3. RODAMIENTO IZQUIERDO EJE INTERMEDIO.

En este rodamiento vamos a utilizar el W6306-2Z.

Datos:

- d=30 mm.
- n=994 rpm.
- D=72.
- Fr=2478,35 N.
- Fa=504,19 N.

La fórmula para el cálculo del rodamiento es:

$$L(\text{horas}) = a_1 a_{ISO} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- a₁ para un fiabilidad del 99% tiene un valor de 0,25.
- q tiene un valor de 3 debido al tipo de rodamiento.

CÁLCULO DE F_{eq}.

Para calcular la fuerza equivalente utilizaremos la siguiente tabla:

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

$$\text{Si } F_a/F_r > e \quad F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

C_0 y f_0 catálogo

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

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{13,3 \cdot 504,19}{15 \cdot 10^3} = 0,44$$

Corresponde a una $e=0,23$.

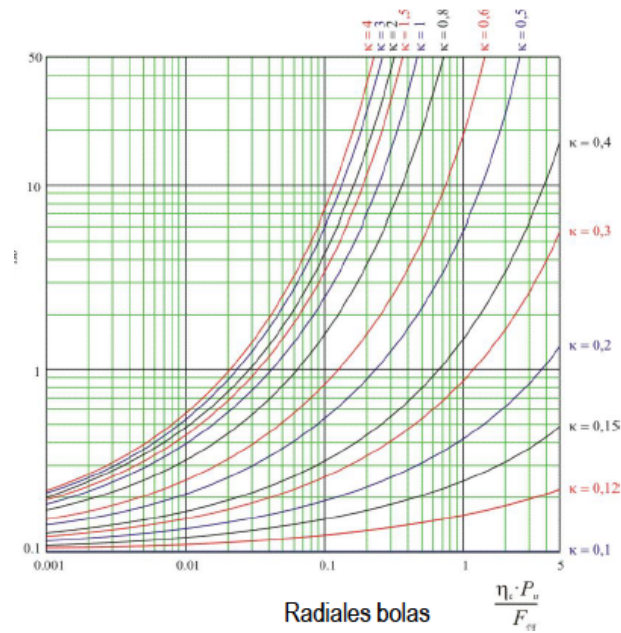
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{504,19}{2473,35} = 0,2$$

$$\frac{F_a}{F_r} < e \text{ por lo que } F_{eq} = F_r$$

$$F_{eq} = 2473,35 \text{ N}$$

CÁLCULO DE a_{ISO} .

Para el cálculo de este parámetro utilizaremos la siguiente gráfica:



El valor de K depende de las viscosidades del lubricante.

$$K = \frac{\nu_{aceite}}{\nu_1}$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ (para } n \leq 1000 \text{ rpm)}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{72 + 30}{2} = 51$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{51 \cdot 994^{1.667}}} = 20$$

$$K = \frac{70}{20} = 3,5$$

El valor del eje x es:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,5 \cdot 0,64 \cdot 10^3}{2473,35} = 0,13$$

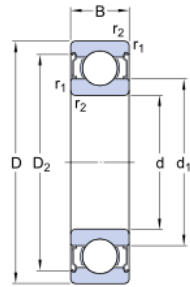
Por lo que a_{iso} tiene un valor de 8.

$$L(h) = 0,25 \cdot 8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 994} * \left(\frac{22900}{2473,35} \right)^3 = 26615 \text{ horas}$$

Datos del rodamiento:

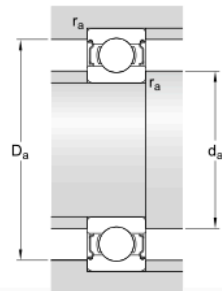
W 6306-2Z

Dimensiones



d	30	mm
D	72	mm
B	19	mm
d ₁	≈ 44.9	mm
D ₂	≈ 62.35	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min.	36.5	mm
d _a	max	44.5	mm
D _a	max	65.5	mm
r _a	max	1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	22.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	15	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.64	kN
Velocidad de referencia		22000	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	13.3	

Masa

Rodamiento de masa		0.35	kg
--------------------	--	------	----

14.4. RODAMIENTO DERECHO EJE INTERMEDIO.

En este rodamiento vamos a utilizar el 6306-Z.

Datos:

- $d=30$ mm.
- $n=994$ rpm.
- $D=72$.
- $F_r=2702,18$ N.
- $F_a=504,19$ N.

La fórmula para el cálculo del rodamiento es:

$$L(\text{horas}) = a_1 a_{ISO} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- a_1 para un fiabilidad del 99% tiene un valor de 0,25.
- q tiene un valor de 3 debido al tipo de rodamiento.

CÁLCULO DE F_{eq} .

Para calcular la fuerza equivalente utilizaremos la siguiente tabla:

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

$$\text{Si } F_a/F_r > e \quad F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

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

C_0 y f_0 catálogo

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{13,1 \cdot 504,19}{16 \cdot 10^3} = 0,41$$

Corresponde a una $e=0,23$.

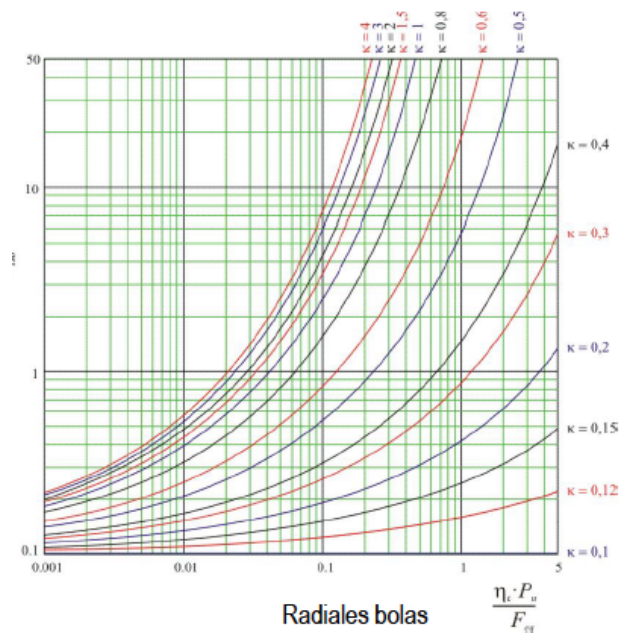
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{504,19}{2702,18} = 0,18$$

$$\frac{F_a}{F_r} < e \text{ por lo que } F_{eq} = F_r$$

$$F_{eq} = 2702,18N$$

CÁLCULO DE a_{ISO} .

Para el cálculo de este parámetro utilizaremos la siguiente gráfica:



El valor de K depende de las viscosidades del lubricante.

$$K = \frac{\nu_{aceite}}{\nu_1}$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ (para } n \leq 1000 \text{ rpm)}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{72 + 30}{2} = 51$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{51 \cdot 994^{1.667}}} = 20$$

$$K = \frac{70}{20} = 3,5$$

El valor del eje x es:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,5 \cdot 0,67 \cdot 10^3}{2702,18} = 0,12$$

Por lo que a_{iso} tiene un valor de 7.

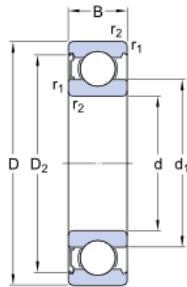
$$L(h) = 0,25 \cdot 7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 994} * \left(\frac{29600}{2702,18} \right)^3 = 38568 \text{ horas}$$

Datos del rodamiento:

6306-Z

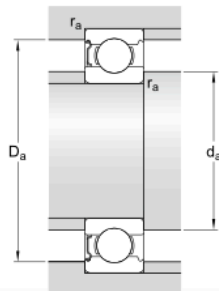
SKF Explorer

Dimensiones



d	30	mm
D	72	mm
B	19	mm
d ₁	≈ 44.6	mm
D ₂	≈ 61.88	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 37	mm
d _a	max 44.5	mm
D _a	max 65	mm
r _a	max 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	29.6	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	16	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.67	kN
Velocidad de referencia		20000	r/min
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	13.1	

Masa

Rodamiento de masa		0.35	kg
--------------------	--	------	----

14.5. RODAMIENTO IZQUIERDO EJE DE SALIDA.

En este rodamiento vamos a utilizar el 6207-2Z.

Datos:

- d=35 mm.
- n=330 rpm.
- D=72.
- Fr=1558,34 N.
- Fa=930,81 N.

La fórmula para el cálculo del rodamiento es:

$$L(\text{horas}) = a_1 a_{ISO} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- a₁ para un fiabilidad del 99% tiene un valor de 0,25.
- q tiene un valor de 3 debido al tipo de rodamiento.

CÁLCULO DE F_{eq}.

Para calcular la fuerza equivalente utilizaremos la siguiente tabla:

$$\begin{aligned} \text{Si } F_a/F_r \leq e & \quad F_{eq} = F_r \\ \text{Si } F_a/F_r > e & \quad F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a \end{aligned}$$

C_0 y f_0 catálogo

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

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{13,9 \cdot 930,81}{15 \cdot 10^3} = 0,86$$

Corresponde a una $e=0,27$.

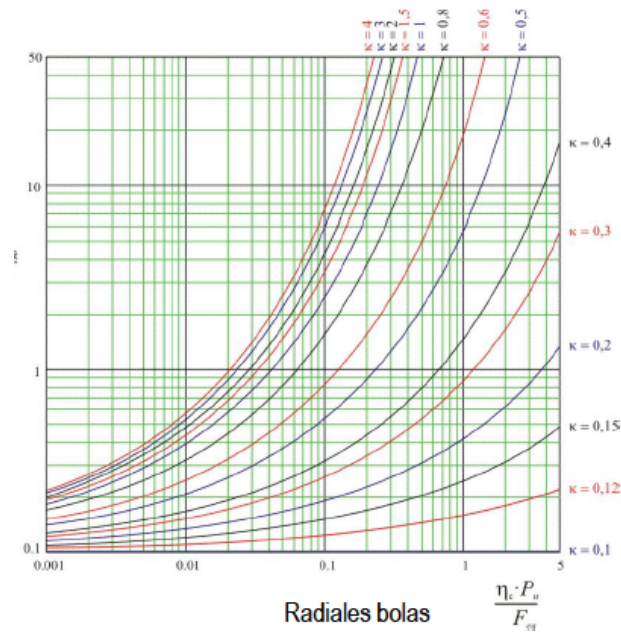
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{930,81}{1558,34} = 0,59$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ por lo que } F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a (x = 0,56 \text{ e } y = 1,58)$$

$$F_{eq} = 0,56 \cdot 1558,34 + 1,58 \cdot 930,81 = 2343,35 \text{ N}$$

CÁLCULO DE a_{ISO} .

Para el cálculo de este parámetro utilizaremos la siguiente gráfica:



El valor de K depende de las viscosidades del lubricante.

$$K = \frac{\nu_{aceite}}{\nu_1}$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ (para } n \leq 1000 \text{ rpm)}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{72 + 35}{2} = 53,5$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{53,5 \cdot 330^{1.667}}} = 48,9$$

$$K = \frac{70}{48,9} = 1,4$$

El valor del eje x es:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,5 \cdot 0,655 \cdot 10^3}{2343,35} = 0,14$$

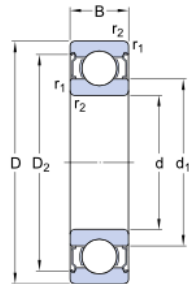
Por lo que a_{ISO} tiene un valor de 4,5.

$$L(h) = 0,25 \cdot 4,5 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 330} * \left(\frac{22100}{2343,35} \right)^3 = 47659 \text{ horas}$$

Datos del rodamiento:

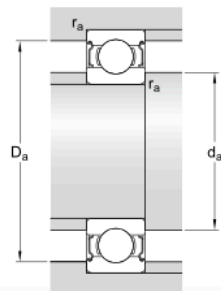
W 6207-2Z

Dimensiones



d	35	mm
D	72	mm
B	17	mm
d ₁	≈ 47.6	mm
D ₂	≈ 64.83	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 41.5	mm
d _a	max 47.5	mm
D _a	max 65.5	mm
r _a	max 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	22.1	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	15.3	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.655	kN
Velocidad de referencia		22000	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	13.9	

Masa

Rodamiento de masa		0.28	kg
--------------------	--	------	----

14.6. RODAMIENTO DERECHO EJE DE SALIDA.

En este rodamiento vamos a utilizar el W6307-2Z.

Datos:

- $d=35$ mm.
- $n=330$ rpm.
- $D=80$.
- $F_r=2587$ N.
- $F_a=930,81$ N.

La fórmula para el cálculo del rodamiento es:

$$L(\text{horas}) = a_1 a_{ISO} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- a_1 para un fiabilidad del 99% tiene un valor de 0,25.
- q tiene un valor de 3 debido al tipo de rodamiento.

CÁLCULO DE F_{eq} .

Para calcular la fuerza equivalente utilizaremos la siguiente tabla:

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

$$\text{Si } F_a/F_r > e \quad F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

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

C_0 y f_0 catálogo

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{13,2 \cdot 930,81}{19 \cdot 10^3} = 0,64$$

Corresponde a una $e=0,26$.

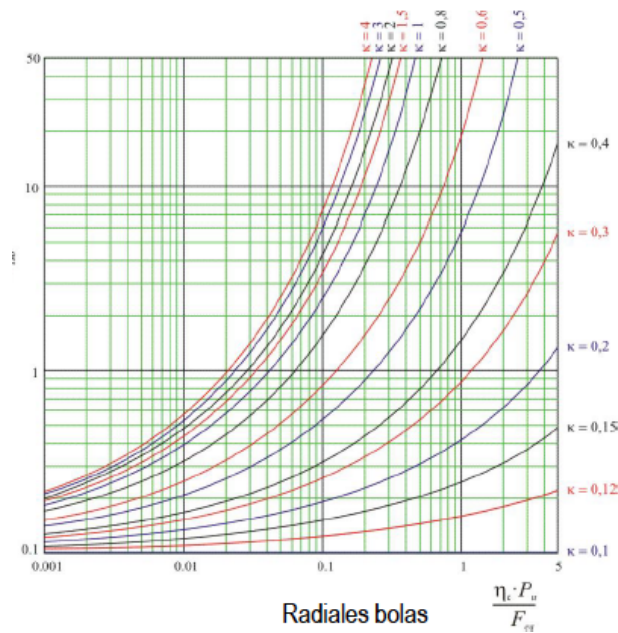
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{930,81}{2587} = 0,36$$

$\frac{F_a}{F_r} > e$ por lo que $F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$ ($x = 0,56$ e $y = 1,80$)

$$F_{eq} = 0,56 \cdot 2587 + 1,8 \cdot 930,81 = 3122,72 \text{ N}$$

CÁLCULO DE a_{ISO} .

Para el cálculo de este parámetro utilizaremos la siguiente gráfica:



El valor de K depende de las viscosidades del lubricante.

$$K = \frac{\nu_{aceite}}{\nu_1}$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ (para } n \leq 1000 \text{ rpm)}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{80 + 35}{2} = 57,5$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{57,5 \cdot 330^{1.667}}} = 47,22$$

$$K = \frac{70}{47,22} = 1,48$$

El valor del eje x es:

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,5 \cdot 0,815 \cdot 10^3}{3122,72} = 0,13$$

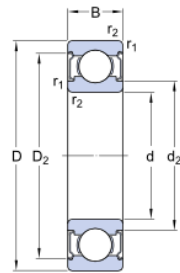
Por lo que a_{iso} tiene un valor de 4,5.

$$L(h) = 0,25 \cdot 4,5 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 330} * \left(\frac{28600}{3122,72} \right)^3 = 43650 \text{ horas}$$

Datos del rodamiento:

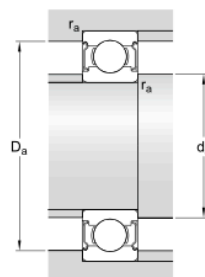
W 6307-2Z

Dimensiones



d	35	mm
D	80	mm
B	21	mm
d ₂	≈ 46.78	mm
D ₂	≈ 71.58	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 43	mm
d _a	max 46.5	mm
D _a	max 73.5	mm
r _a	max 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	28.6	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	19	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.815	kN
Velocidad de referencia		20000	r/min
Velocidad límite		10000	r/min
Factor de cálculo	k_r	0.035	
Factor de cálculo	f_0	13.2	

Masa

Rodamiento de masa		0.46	kg
--------------------	--	------	----

14.7.CÁLCULO DE FALLO BAJO CARGA ESTÁTICA.

Este tipo de fallo se ocasiona cuando el rodamiento gira a una velocidad reducida o no gira, se producen unas fuerzas que se transmiten a los rodamientos. Esto podría producir deformaciones en los rodamientos que originarían ruidos y vibraciones. Al ser el reductor de dimensiones reducidas el peso de los elementos no es muy elevado y sería soportable para el rodamiento.



BIBLIOGRAFÍA

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

-Catálogo online SKF.

-Cátalogo OTIA.

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

-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.



PLIEGO DE CONDICIONES

1.Pliego de condiciones general.....	6
1.1.Condiciones facultativas.	6
1.1.1.Delimitación de funciones técnicas.	6
1.1.1.1.Ingeniero técnico director.	
1.1.1.2.Fabricante o contratista.	
1.1.2.Obligaciones y derechos del fabricante o contratista.....	7
1.1.2.1.Verificación de los documentos del proyecto.	
1.1.2.2.Plan de seguridad e higiene.	
1.1.2.3.Oficina en el taller.	
1.1.2.4.Representación del contratista.	
1.1.2.5.Presencia del contratista en la fabricación.	
1.1.2.6.Trabajos no estipulados.	
1.2.2.7. Interpretaciones, aclaraciones y modificaciones de los documentos del proyecto.	
1.2.2.8. Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa.	
1.2.2.9. Recusación por el contratista el personal nombrado por el ingeniero técnico director.	
1.2.2.10. Faltas del personal.	
1.1.3. Prescripciones generales relativas a los trabajos, a los materiales y a los medios auxiliares.....	10
1.1.3.1. Comienzo de la fabricación. Ritmo de ejecución de los trabajos.	
1.1.3.2. Orden de los trabajos.	
1.1.3.3. Facilidades para otros contratistas.	
1.1.3.4. Ampliación del proyecto por causas imprevistas o de fuerza mayor.	
1.1.3.5. Prórroga por causa de fuerza mayor.	
1.1.3.6. Responsabilidad de la dirección facultativa en el retraso de las tareas.	
1.1.3.7. Condiciones generales de ejecución de los trabajos.	
1.1.3.8. Trabajos defectuosos.	
1.1.3.9. Procedencia de los materiales y de los aparatos.	
1.1.3.10. Materiales y aparatos defectuosos.	
1.1.3.11. Trabajos sin prescripciones.	

1.2. Condiciones económicas.	13
1.2.1. Principio general.	13
1.2.2. Fianzas.....	13
1.2.2.1. Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza.	
1.2.2.2. devolución general.	
1.2.3. Los precios.....	14
1.2.3.1. Precios de contrata importe de contrata.	
1.2.3.2. Precios contradictorios.	
1.2.3.3. Reclamaciones de aumento de precios por causas diversas.	
1.2.3.4. Formas tradicionales de medir o aplicar los precios.	
1.2.3.5. revisión de los precios contratados.	
1.2.3.6. revisión de los precios contratados.	
1.2.4. Valoración y abono de los trabajos.	15
1.2.4.1. Pagos.	
1.2.4.2. Abonos de trabajos ejecutados durante el plazo de garantía.	
1.2.5. Indemnizaciones mutuas.	16
1.2.5.1. Importe de la indemnización por retraso no justificado en el plazo de terminación de las obras.	
1.2.5.2. Demora de los pagos.	
1.3. Condiciones legales.	17
1.4. Condiciones de ejecución.....	20
2. Pliego de condiciones técnicas.....	20
2.1. Condiciones de los materiales.....	20
2.1.1. Condiciones de suministro de los productos siderúrgicos empleados en la fabricación.....	21
2.1.2. Descripción de los materiales.....	22
2.1.2.1. Fundición gris FG 25.	
2.1.2.2. Acero F-1250 aleado templado y revenido.	
2.1.2.3. Acero F-1150 al carbono templado y revenido.	
2.1.2.4. Tratamientos térmicos.	
2.1.3. Moldeo en arena.....	24
2.1.3.1. Materiales utilizados en el moldeo.	
2.1.3.2. Proceso de conformación.	
2.1.4. Piezas adquiridas.....	24
2.2. Condiciones técnicas.....	25
2.2.1. Introducción.....	25
2.2.2. Árbol de entrada.....	26
2.2.2.1. Material.	

2.2.2.2. Proceso de conformación.	
2.2.2.3. Ajustes y tolerancias.	
2.2.2.3.1. Ajustes del chavetero.	
2.2.2.3.2. Rugosidad del árbol.	
2.2.2.3.3. Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos.	
2.2.2.4. Radios de acuerdo y chaflanes.	
2.2.3. Piñón primera etapa.....	27
2.2.3.1. Material.	
2.2.3.2. Proceso de conformación.	
2.2.3.3. Ajustes y tolerancias.	
2.2.3.3.1. Ajustes eje-cubo.	
2.2.3.3.2. Chavetero.	
2.2.3.3.3. Tolerancias de la rueda dentada.	
2.2.4. Árbol intermedio.....	28
2.2.4.1. Material.	
2.2.4.2. Proceso de conformación.	
2.2.4.3. Ajustes y tolerancias.	
2.2.4.3.1. Ajustes del chavetero.	
2.2.4.3.2. Rugosidad del árbol.	
2.2.4.3.3. Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos.	
2.2.4.4. Chaflanes.	
2.2.5. Rueda primera etapa.....	29
2.2.5.1. Material.	
2.2.5.2. Proceso de conformación.	
2.2.5.3. Ajustes y tolerancias.	
2.2.5.3.1. Ajustes eje-cubo.	
2.2.5.3.2. Chavetero.	
2.2.5.3.3. Tolerancias de la rueda dentada.	
2.2.6. Piñón segunda etapa.....	30
2.2.6.1. Material.	
2.2.6.2. Proceso de conformación.	
2.2.6.3. Ajustes y tolerancias.	
2.2.6.3.1. Ajustes eje-cubo.	
2.2.6.3.2. Chavetero.	
2.2.6.3.3. Tolerancias de la rueda dentada.	
2.2.7. Árbol de salida.....	31
2.2.7.1. Material.	
2.2.7.2. Proceso de conformación.	

2.2.7.3.Ajustes y tolerancias.	
2.2.7.3.1.Ajustes del chavetero.	
2.2.7.3.2.Rugosidad del árbol.	
2.2.7.3.3. Ajuste entre el árbol y el anillo interior de los rodamientos.	
2.2.7.4.Radios de acuerdo y chaflanes.	
2.2.8.Rueda segunda etapa.....	33
2.2.8.1.Material.	
2.2.8.2.Proceso de conformación.	
2.2.8.3.Ajustes y tolerancias.	
2.2.8.3.1.Ajustes eje-cubo.	
2.2.8.3.2.Chavetero.	
2.2.8.3.3. Tolerancias de la rueda dentada.	
2.2.9.Carcasa.....	34
2.2.9.1.Material.	
2.2.9.2.Proceso de conformación.	
2.2.9.3.Ajustes y tolerancias.	
2.2.9.3.1.Asientos de los rodamientos.	
2.2.9.3.2.Zonas de contacto con las tapas.	
2.2.10.Tapa.	35
2.2.10.1.Material.	
2.2.10.2.Proceso de conformación.	
2.2.10.3.Ajustes y tolerancias.	
2.2.11. Uniones de los ejes con el motor y con la máquina.....	36
2.2.12. Controles de calidad.....	36
2.2.12.1. Introducción.	
2.2.12.2. Control de calidad de los árboles.	
2.2.12.3. Control de calidad de los engranajes.	
2.2.13. Condiciones de montaje.....	38
2.2.13.1. Introducción.	
2.2.13.2. Condiciones generales de montaje.	
2.2.13.3. Montaje de las juntas.	
2.2.13.4. Orden de ensamblaje.	

DISPOSICIONES GENERALES

El siguiente documento pretende establecer las especificaciones técnicas, legales y facultativas que fijan las normas a seguir para la correcta ejecución del proyecto. Obliga a su cumplimiento sin discusión o modificación.

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

1.1. CONDICIONES FACULTATIVAS.

1.1.1. DELIMITACIÓN DE FUNCIONES TÉCNICAS.

1.1.1.1. INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR.

Al ingeniero técnico director le corresponde:

- Redactar las rectificaciones del proyecto que se precisen.
- Asistir al proceso de fabricación las veces que sean necesarias a fin de resolver dudas que puedan surgir para conseguir la correcta solución mecánica.
- Coordinar la intervención en la fabricación de otros técnicos.
- Aprobar las certificaciones, la liquidación final y asesoras al promotor.
- Planificar el control de calidad y económico.
- Ordenar y dirigir la ejecución material.
- Realizar o disponer de pruebas y ensayos de materiales.

1.1.1.2. FABRICANTE O CONTRATISTA.

Al fabricante o contratista le corresponde:

- Organizar los trabajos, redactando los planos de fabricación que se precisen.
- Coordinar las intervenciones de los subcontratistas.
- Asegurar la idoneidad de todos los materiales y elementos constructivos y rechazar aquellos que no cuenten con la garantía o documentos pertinentes.

- Custodiar el libro de ordenes y seguimiento.
- Facilitar al ingeniero técnico director con antelación suficiente los materiales.
- Suscribir con el promotor las fechas de recepción provisionales y definitivas.

1.1.2.OBLIGACIONES Y DERECHOS GENERALES DEL FABRICANTE O CONTRATISTA.

1.1.2.1.VERIFICACIÓN DE LOS DOCUMENTO DEL PROYECTO.

Antes de empezar el proceso de fabricación, el contratista asegurará por escrito que con los documentos aportados es capaz de comprender la totalidad del proyecto o en caso contrario pedirá aclaraciones.

1.1.2.2.PLAN DE SEGURIDAD E HIGIENE.

El fabricante presentará un plan de seguridad e higiene que tendrá que se aprobado por el ingeniero técnico director.

1.1.2.3.OFICINA EN EL TALLER.

El constructor habilitará en el taller una oficina con dispondrá de una mesa o tablero adecuado donde puedan consultarse los planos. El contratista tendrá a su disposición:

- Proyecto de ejecución completo.
- Libro de ordenes y asistencias.
- Plan de seguridad e higiene.
- Reglamento y ordenanza del plan de seguridad e higiene.

1.1.2.4.REPRESENTACIÓN DEL CONTRATISTA.

El fabricante tiene obligación de designar a un delegado suyo durante la fabricación, que tendrá el carácter de jefe durante la misma. Serán sus funciones las del fabricante que se especifican en el apartado de referente a este. 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 de forma presencial o por medio de sus encargados estará presente durante la jornada legal de trabajo y acompañará al ingeniero técnico director, el cual le recomendará como hacer algunos procesos y este le suministrará datos obtenidos.

1.1.2.6.TRABAJOS NO ESTIPULADOS EXPRESAMENTE.

Es obligación de la contrata el ejecutar cuando sea necesario para la buena fabricación, aún 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 halla que modificar, aclarar o interpretar preceptos del pliego de condiciones se le comunicará 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 tendrá que efectuarse en un plazo de tres días.

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.

Si el contratista quiere hacer reclamaciones contra las órdenes o instrucciones de la dirección facultativa tendrá que hacerlas a través del ingeniero técnico director. 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.

1.1.2.10.FALTAS DEL PERSONAL.

En caso de que el ingeniero técnico director quiera apartar a ciertos operarios de la ejecución del proceso debido a faltas graves tendrá que comunicárselo al contratista.

El contratista podrá subcontratar algunas partes del proceso a otros contratistas, según lo estipulado en el pliego de condiciones y sin perjuicio de sus actividades como contratista general.

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 según lo estipule el pliego de condiciones particular, los trabajos han de cumplir las fechas parciales señaladas, en consecuencia la ejecución total debe llevarse a cabo dentro del plazo exigido. El contratista tendrá que avisar al ingeniero técnico director el comienzo de la obra con tres días de antelación.

1.1.3.2.ORDEN DE LOS TRABAJOS.

En general el orden de los trabajos es responsabilidad de la contrata a no ser que por alguna circunstancia se estime conveniente su variación.

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. 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.

Si por algún motivo es necesario ampliar el proyecto, no se interrumpirán los procesos de trabajo sino que se continuarán con las instrucciones dadas por el ingeniero técnico director.

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 le entregará un informe por escrito el ingeniero técnico director explicándole las causas.

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 fijados, alegando como causa la carencia de planos u órdenes de la dirección facultativa, a no ser que de haberlos solicitado por escrito no se le hallan proporcionado.

1.1.3.7.CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS.

Todos los trabajos se ejecutarán siguiendo lo estipulado en el proyecto, 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 y realizará todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo especificado. 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 repetidas de acuerdo con lo contratado, y todo ello a expensas de la contrata.

1.1.3.9. PROCEDENCIA DE LOS MATERIALES Y DE LOS APARATOS.

El contratista tiene libertad para elegir la procedencia de los materiales y los aparatos a no ser que el pliego de condiciones especifique su lugar de procedimiento. Antes de empezar el proceso de fabricación el contratista tiene que enseñarle al ingeniero técnico director una lista de los materiales y aparatos, con su lugar de procedencia e idoneidad.

1.1.3.10. MATERIALES Y APARATOS DEFECTUOSOS.

Cuando los materiales o aparatos que se vayan a utilizar no cumplan con las exigencias necesarias, el ingeniero técnico director dará orden al fabricante de sustituirlos por otros que satisfagan las necesidades.

1.1.3.11. TRABAJO SIN PRESCRIPCIONES.

Para los trabajos en los cuales no este detallado su proceso en el pliego de condiciones el contratista atenderá primero a la dirección facultativa y en segundo lugar a la normas y reglas 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 una fianza con alguno de los siguientes procedimientos:

- Depósito previo, en metálico o valores por un importe entre el 3% y el 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 a 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.DEVOLUCIÓN GENERAL.

La fianza será devuelta al contratista que no superará los 30 días una vez confirmada la recepción de los productos finales. 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.LOS PRECIOS.

1.2.3.1.PRECIOS DE CONTRATA, IMPORTE DE CONTRATA.

Se entiende por precio de contrata aquel 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 beneficio de industrial del contratista. El normal es un 23% salvo que se establezca otro diferente.

1.2.3.2.PRECIOS CONTRADICTORIOS.

Se producirán precios contradictorios cuando la propiedad por medio del ingeniero técnico superior quiera introducir unidades o cambios de calidad. Contratista estará obligado a efectuar los cambios. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el Arquitecto 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.

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 no podrá reclamar el aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente.

1.2.3.4.FORMAS TRADICIONALES DE MEDIR O APLICAR LOS PRECIOS.

La aplicación de precios se hará según se estipule en pliego general de condiciones técnicas y en segundo plano al pliego general de condiciones particulares; no dependerá del país ni similares.

1.2.3.5.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 un montante superior al tres por 100 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 por 100. 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 una vez abonados por el propietario son, de la exclusiva propiedad de éste, pero el contratista se encarga de su guarda y mantenimiento.

1.2.4.VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.

1.2.4.1.PAGOS.

Los pagos se efectuarán por el propietario según los plazos establecidos y su importe corresponderá al de las certificaciones de trabajo efectuadas por el ingeniero técnico director.

1.2.4.2.ABONOS DE TRABAJO EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA.

Si durante el plazo de garantía se hubieran efectuado trabajos, para su abono se procederá de la siguiente manera:

- 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 utilizado por el propietario, se valorarán y abonarán a los precios del día, previamente acordados.
- Si se han ejecutado trabajos para la reaparición 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.

Esta 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.

1.2.5.2.DEMORA DE LOS PAGOS.

Si el propietario no efectuase el pago de los trabajos ejecutadas, 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. No obstante lo anteriormente expuesto, se rechazará toda solicitud de resolución del contrato fundada en dicha demora de pagos, cuando el contratista no en materiales acopiados admisibles la parte de presupuesto correspondiente al plazo de ejecución que tenga señalado en el contrato.

1.3.CONDICIONES LEGALES.

Ambas partes se comprometen, en sus diferencias, al arbitrio de amigables compondores, 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.

2.PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

2.1.CONDICIONES.

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 iguallen 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 SIDERÚGICOS 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 361.

2.1.2.DESCRIPCIÓN DE LOS MATERIALES.

En este apartado pasan a explicarse todos los materiales empleados para la construcción del reductor así como sus características.

2.1.2.1.FUNDICIÓN EN GRISFG-25.

Composición química:

- Carbono: 3.10 %
- Silicio:2%
- Manganeso: 0.7 %
- Fósforo: 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.

Composición química:

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

Características mecánicas:

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

2.1.2.3.ACERO F-1150.

Composición química:

- Carbono: 0,5%
- Manganeso:0,65%
- Silicio: <0,4%
- Fósforo: <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.

Algunas de las piezas del reductor están sometidas a choques y vibraciones, para ellos se les aplicará un tratamiento de temple y revenido para que alcancen las características mecánicas deseadas.

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.

2.1.3.MOLDEO EN ARENA.

2.1.3.1.MATERIALES UTILIZADOS EN EL MOLDEO.

Los modelos usados para moldeo en arena han de ser buenos conductores y capaces de soportar calentamientos y enfriamientos sin deformarse, por eso generalmente se usan de fundición.

Las arenas para el moldeo han de ser extra-siliciosas y deben estar limpias y libres de arcillas, aunque se aceptará un 1%. Pueden usarse arenas de diferentes granulometrías.

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.

Para el diseño del reductor hay diversas piezas que se han escogido de diferentes fabricantes ya que es mas económica su compra que fabricarlas, siendo posible cambiarlas por otras idénticas con las mismas características o incluso superiores.

Las piezas adquiridas han sido las siguientes:

- Rodamientos de SKF.
- Retenes de SKF.
- Arandelas elásticas de OTIA.
- Chavetas de VAS-SUR.

Todas las piezas han de ir en su embalaje original y cerrado, no se admitirá ninguna pieza que presente golpes o posible apertura.

2.2.CONDICIONES TÉCNICAS.

2.2.1.INTRODUCCIÓN.

En este apartado se va a detallar el conjunto de trabajos que se deben de realizar para obtener cada una de las piezas mecanizadas. Siendo el jefe de taller el responsable de diseñar un plan de fabricación mas detallado.

En esta parte del pliego de condiciones se estudian las especificaciones exigibles a los materiales así como a la maquinaria y al equipo que intervienen.

En lo respectivo a la condición de los materiales se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Especificaciones de los mismos.
- Controles de calidad y ensayos.

En cuento a los valores presentes en este documento acerca de los tiempos de mecanizado, los tiempos de tratamientos térmicos son orientativos. Para la mecanización de las piezas es aconsejable usar máquinas de control numérico por las siguientes ventajas:

- Reducción de tiempo de maniobra.
- Reducción de los tiempos en los ciclos operativos.
- Mayor precisión y reduce tiempos de inspección ya que la probabilidad de que se produzcan fallos o piezas defectuosas es muy reducida.
- Reducción del tiempo de cambio de la pieza.
- Posibilidad de poder trabajar con lotes de piezas pequeños.

2.2.2.ÁRBOL DE ENTRADA.

2.2.2.1.MATERIAL.

El material utilizado en el árbol de entrada 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 26 mm de diámetro y una longitud de 280 mm o un múltiplo de este para reducir al máximo el material sobrante.

- Refrentado con útil de corte lateral de las caras del cilindro con el fin de que estas sean perpendiculares al eje.
- Colocación de la barra en el torno mediante sujeción entre puntos.
- Cilindrado exterior de desbaste en toda la longitud de la barra.
- 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 los engranajes.
- Ranurado en la posición de las arandelas elásticas.
- Tallado del chavetero.
- Segundo refrentado para la eliminación de las marcas por el anclaje por puntos.
- Limpieza y verificación de la pieza.
- Tratamiento de temple y revenido.

2.2.2.3.AJUSTE Y TOLERANCIAS.

2.2.2.3.1.AJUSTE DE LOS CHAVETEROS.

Tanto como para el chavetero del motor como para el del engranaje seguirá la norma UNE 17102.

El diámetro en el que va el chavetero es de 20 mm de diámetro por lo que tiene que tener una tolerancia n9.

2.2.2.3.2.RUGOSIDAD DEL ÁRBOL.

La parte del árbol que tiene un diámetro de 20 mm necesita una calidad mínima de ISO N6, y la zona de tolerancia a de ser k5. El resto del árbol excepto los asientos de los rodamientos puede tener una calidad ISO N8.

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 es ISO N6 ya que es necesario que halla algo de apriete en los rodamientos. Como el ajuste realizado es de apriete será necesario utilizar un martillo de goma para la unión de las piezas sin dañar ninguna de las dos.

2.2.2.4.RADIOS DE ACUERDO Y CHAFLANES.

El radio de acuerdo entre las superficies perpendiculares no restringidas es de 0.5 mm, en los extremos del árbol se hará 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 para los engranajes 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 se parte de un redondo comercial de 45 mm de diámetro y 50 mm de ancho, se cogen medidas superiores ya que puede tener fallos superficiales.

Las operaciones a seguir para conseguir el piñón son las siguientes:

- Refrentado de las caras, la sujeción se realizara mediante un plato de garras.
- Taladrado.
- Cilindrado.
- Tallado de los dientes mediante fresado.
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta.
- 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 del interior del engranaje será ISO N6 con una tolerancia k5.

2.2.3.3.2.AJUSTE CHAVETERO.

La tolerancia del chavetero es js9 por lo que no presentará complicaciones.

2.2.3.3.3.TOLERANCIAS DE LA RUEDA DENTADA.

Las tolerancias del dentado viene definida por la norma UNE 18-048-83 que propone 12 calidades de fabricación diferentes en función de la precisión, velocidad, aplicación y proceso de fabricación, para este engranaje cogemos la 6.

2.2.4.ÁRBOL INTERMEDIO.

2.2.4.1.MATERIAL.

Para la realización de este eje se utilizará un acero F-1150

2.2.4.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Para la obtención de la pieza se parte de un redondo comercial de 34 mm de diámetro y una longitud de 190 mm o un múltiplo de este para reducir al máximo el material sobrante.

- Refrentado con útil de corte lateral de las caras del cilindro con el fin de que estas sean perpendiculares al eje.
- Colocación de la barra en el torno mediante sujeción entre puntos.
- Cilindrado exterior de desbaste en toda la longitud de la barra.
- Refrentado de las caras de los cambios de sección del cilindro.
- Cilindrado exterior de acabado en los asientos de los rodamientos y los engranajes.
- Ranurado en la posición de las arandelas elásticas.
- Tallado del chavetero.
- Segundo refrentado para la eliminación de las marcas por el anclaje por puntos.
- Limpieza y verificación de la pieza.
- Tratamiento de temple y revenido

2.2.4.3.AJUSTE Y TOLERANCIAS.

2.2.4.3.1.AJUSTE DE LOS CHAVETEROS.

El chavetero del engranaje seguirá la norma UNE 17102.

El diámetro en el que va el chavetero es de 30 mm de diámetro por lo que tiene que tener una tolerancia n9.

2.2.4.3.2.RUGOSIDAD DEL ÁRBOL.

La parte del árbol que tiene un diámetro de 30 mm necesita una calidad mínima de ISO N6, y la zona de tolerancia a de ser k5. El resto del árbol excepto los asientos de los rodamientos puede tener una calidad ISO N8.

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 es ISO N6 ya que es necesario que halla algo de apriete en los rodamientos. Como el ajuste realizado es de apriete será necesario utilizar un martillo de goma para la unión de las piezas sin dañar ninguna de las dos.

2.2.4.4.CHAFLANES.

En los extremos del árbol se mecanizarán dos chaflanes de 45º y un 1 mm de ancho.

2.2.5.RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.

2.2.5.1.MATERIAL.

El material empleado para la rueda de la primera etapa es el mismo que para el piñón, un acero F-1250 aleado, revenido y templado.

2.2.5.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Para la obtención del piñón de la primera etapa se parte de un redondo comercial de 130 mm de diámetro y 50 mm de ancho, se cogen medidas superiores ya que puede tener fallos superficiales.

Las operaciones a seguir para conseguir el piñón son las siguientes:

- Refrentado de las caras, la sujeción se realizara mediante un plato de garras.
- Taladrado.
- Cilindrado.
- Tallado de los dientes mediante fresado.
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta.
- 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 del interior del engranaje será ISO N6 con una tolerancia k5.

2.2.5.3.2.AJUSTE CHAVETERO.

La tolerancia del chavetero es js9 por lo que no presentará complicaciones.

2.2.5.3.3.TOLERANCIAS DE LA RUEDA DENTADA.

Las tolerancias del dentado viene definida por la norma UNE 18-048-83 que propone 12 calidades de fabricación diferentes en función de la precisión, velocidad, aplicación y proceso de fabricación, para este engranaje cogemos la 6.

2.2.6.PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.

2.2.6.1.MATERIAL.

El material empleado para este piñón es el mismo que para el anterior, un acero F-1250 aleado, revenido y templado.

2.2.6.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Para la obtención del piñón de la primera etapa se parte de un redondo comercial de 63 mm de diámetro y 80 mm de ancho, se cogen medidas superiores ya que puede tener fallos superficiales.

Las operaciones a seguir para conseguir el piñón son las siguientes:

- Refrentado de las caras, la sujeción se realizara mediante un plato de garras.
- Taladrado.
- Cilindrado.
- Tallado de los dientes mediante fresado.
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta.
- 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 del interior del engranaje será ISO N6 con una tolerancia k5.

2.2.6.3.2.AJUSTE CHAVETERO.

La tolerancia del chavetero es js9 por lo que no presentará complicaciones.

2.2.6.3.3.TOLERANCIAS DE LA RUEDA DENTADA.

Las tolerancias del dentado viene definida por la norma UNE 18-048-83 que propone 12 calidades de fabricación diferentes en función de la precisión, velocidad, aplicación y proceso de fabricación, para este engranaje cogemos la 6.

2.2.7.ÁRBOL DE SALIDA.

2.2.7.1.MATERIAL.

Para el árbol de salida se usará un acero F-1150.

2.2.7.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Para la obtención de la pieza se parte de un redondo comercial de 40 mm de diámetro y una longitud de 280 mm o un múltiplo de este para reducir al máximo el material sobrante.

- Refrentado con útil de corte lateral de las caras del cilindro con el fin de que estas sean perpendiculares al eje.
- Colocación de la barra en el torno mediante sujeción entre puntos.
- Cilindrado exterior de desbaste en toda la longitud de la barra.
- 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 los engranajes.
- Ranurado en la posición de las arandelas elásticas.
- Tallado del chavetero.
- Segundo refrentado para la eliminación de las marcas por el anclaje por puntos.
- Limpieza y verificación de la pieza.
- Tratamiento de temple y revenido.

2.2.2.3.AJUSTE Y TOLERANCIAS.

2.2.7.3.1.AJUSTE DE LOS CHAVETEROS.

Tanto como para el chavetero del motor como para el del engranaje seguirá la norma UNE 17102.

El diámetro en el que va el chavetero es de 35 mm de diámetro por lo que tiene que tener una tolerancia n9.

2.2.7.3.2.RUGOSIDAD DEL ÁRBOL.

La parte del árbol que tiene un diámetro de 30 mm necesita una calidad mínima de ISO N6, y la zona de tolerancia a de ser k5. El resto del árbol excepto los asientos de los rodamientos puede tener una calidad ISO N8.

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 es ISO N6 ya que es necesario que halla algo de apriete en los rodamientos. Como el ajuste realizado es de apriete será necesario utilizar un martillo de goma para la unión de las piezas sin dañar ninguna de las dos.

2.2.7.4.RADIOS DE ACUERDO Y CHAFLANES.

El radio de acuerdo entre las superficies perpendiculares no restringidas es de 0.5 mm, en los extremos del árbol se hará un chaflán de 45º con un ancho de 1 mm.

2.2.8.RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA.

2.2.8.1.MATERIAL.

Para esta rueda se utilizará un acero F-1250 aleado, templado y revenido.

2.2.8.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Para la obtención del piñón de la primera etapa se parte de un redondo comercial de 180 mm de diámetro y 80 mm de ancho, se cogen medidas superiores ya que puede tener fallos superficiales.

Las operaciones a seguir para conseguir el piñón son las siguientes:

- Refrentado de las caras, la sujeción se realizara mediante un plato de garras.
- Taladrado.
- Cilindrado.
- Tallado de los dientes mediante fresado.
- Mecanizado de la acanaladura para la chaveta.
- 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 del interior del engranaje será ISO N6 con una tolerancia k5.

2.2.8.3.2.AJUSTE CHAVETERO.

La tolerancia del chavetero es js9 por lo que no presentará complicaciones.

2.2.8.3.3.TOLERANCIAS DE LA RUEDA DENTADA.

Las tolerancias del dentado viene definida por la norma UNE 18-048-83 que propone 12 calidades de fabricación diferentes en función de la precisión, velocidad, aplicación y proceso de fabricación, para este engranaje cogemos la 6.

2.2.9.CARCASA.

2.2.9.1.MATERIAL.

Para la carcasa se a utilizado fundición en gris FG 25, a continuación se han detallado las características que hacen que sea apto.

- Coeficiente de dilatación bajo, para que las tensiones que pudieran producirse fueran mínimas.
- Características mecánicas suficientes para soportas las cargas que se le aplicarán.
- Material apto para poder confortarlo por moldeo.
- Material económico.

2.2.9.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Para la elección del tipo de moldeo se han tenido en cuenta tanto factores técnicos como económicos.

El proceso utilizado a sido el de colada en un molde de arena, concretamente silíceo, pues es suficiente para este tipo de aplicación y tiene un precio más económico. Con este proceso se pueden conseguir piezas de gran tamaño y volumen.

Como el enfriamiento de la misma es rápido se tiene que ofrecer las máximas facilidades para la salida de gases originados a raíz del proceso de colada, mediante la ubicación de bebederos o de canales particulares denominados venteos. En el caso contrario los gases se quedarían encerrados y producirían fallas en las carcasa.

La granulometría debe tener una distribución conveniente, de forma que el tamaño del grano sea lo más homogéneo posible. Si se tienen granos de tamaño muy grande junto a granos de tamaño muy pequeño estos van rellenando los huecos que quedan entre los primeros. Hecho que reduce la permeabilidad del molde.

Para la elección de molde se usará uno seco aunque se precio sea superior, puesto que tiene una permeabilidad mayor y la velocidad de enfriamiento del metal líquido en su interior es menor, aunque con ello se obtengan granos de mayor tamaño.

Una vez obtenidas las piezas de la carcasa por colada se le practicarán los taladros, y se mecanizarán las superficies de las paredes que sean necesarias, luego 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 de forzado ligero en todos pudiendo permitir deslizamiento axial, ya que su posición está restringida por arandelas elásticas y cambios de sección, por lo tanto ha de tener una calidad N7.

2.2.9.3.2.ZONAS DE CONTACTO CON LAS TAPAS.

La misión de la tapa, aparte de ser para facilitar el despiece del reductor ha de ser estanca por ello necesita un acabado medianamente bueno como un N8.

2.2.10.TAPAS.

2.2.10.1.MATERIAL.

Para las tapas también se utilizará fundición en gris FG 25.

2.2.10.2.PROCESO DE CONFORMACIÓN.

Se seguirán los siguientes pasos:

- Colada.
- Fresado periférico de las zonas en contacto con la carcasa.
- Fresado de las zonas donde halla que insertar un reten.
- Taladrado de los agujeros para los tornillos.
- Limpieza de la pieza

2.2.10.3.AJUSTES Y TOLERANCIAS.

La zona cilíndrica que se inserta dentro de la pieza a de ser fácilmente extraíble para ello tendrá una tolerancia h9. La zona del retén ha de ser de forzado medio por ello la tolerancia de diámetro que necesita es k7.

2.2.11.UNIONES DE LOS ÁRBOLES CON EL MOTOR Y CON LA MÁQUINA.

La unión se hará mediante acoplamientos flexibles los cuales son capaces de absorber cierta cantidad de desalineamientos o errores pero no podrán superar los siguientes:

<i>ARBOL</i>	Deslizamientos máximos permitidos	
	Radial(mm)	Axial(mm)
<i>Entrada</i>	0.4	3
<i>Salida</i>	0.65	5

2.2.12.CONTROLES DE CALIDAD.

2.2.12.1.INTRODUCCIÓN.

El proceso de calidad será llevado a cabo por el departamento de calidad, el cual se encargará de supervisar todas las operaciones llevadas a cabo para detectar posibles fallos y corregirlos.

2.2.12.3.CONTROL DE CALIDAD DE LOS ÁRBOLES.

Para la verificación de los diámetros de los ejes si se no se ha usado tolerancia se usará un compás, pero si se ha usado tolerancias se usará el calibre de herradura adecuado.

Para la verificación de las medidas se habrá que tener en cuenta las siguientes reglas:

- Se debe evitar que se produzcan golpes ya que son aparatos muy delicados.
- El operario encargado de manejarlo tiene que tener los conocimientos para hacerlo.
- La exactitud del instrumento debe guardar proporción con el propósito de la medición.
- Deben estar fijados a sus soportes pero sin forzarlos.
- Antes de realizar la medición hay que limpiar la pieza y el patrón.
- Se debe tener en cuenta la temperatura.

2.2.12.3.CONTROL DE CALIDAD EN LOS ENGRANAJES.

Los mecanismos de engranajes defectuosos producen grandes ruidos y se desgastan prematuramente, las partes a verificar son las siguientes:

- 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 la magnitud auxiliar se obtenga el espesor del diente. Para la verificación del paso se recurre a un medidor de paso.

Para los defectos de forma de los flancos pueden usarse plantillas , dispositivos de proyección y aparatos de verificación envolventes. Para la verificación del diámetro interior del cubo de los engranajes se emplearán calibres de interiores.

En el mecanizado del chavetero se pueden cometer varios errores como:

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

La verificación de la anchura y profundidad del chavetero pueden comprobar mediante un calibre de interiores.

2.2.13.CONDICIONES DE MONTAJE.

2.2.13.1.INTRODUCCIÓN.

En este apartado se expone un método de montaje para el reductor, aunque no es el único. En la lectura de este apartado es aconsejable tener el plano de conjunto del reductor.

Hay que tener en cuenta dos factores:

- Seguridad del operario encargado del montaje.
- La seguridad que las piezas durante el montaje.

2.2.13.2.CONDICIONES GENERALES DE MONTAJE.

Los reductores de velocidad se tienen que montar sobre superficies rígidas planas mecanizadas para evitar cualquier vibración que pueda acortar la vida del mismo. Hay que tener en cuenta:

- La tensión del motor corresponde a la de la alimentación.
- Comprobar que el sentido de giro es el adecuado.
- Comprobar la alineación de los ejes con los del motor y la máquina accionada.
- Al montar los engranajes evitar golpes que los dañen.

2.2.13.3.MONTAJE DE LAS JUNTAS.

La mayoría de los problemas de fugas se producen por un mal montaje de estas por ello se procederá de la siguiente manera:

- Examinar la junta para evitar que halla algún defecto.
- Aplicar grasa al labio en ambas caras de la junta.
- No pellizcar mal la junta.

2.2.13.4.ORDEN DE ENSAMBLAJE.

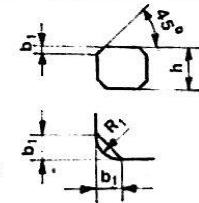
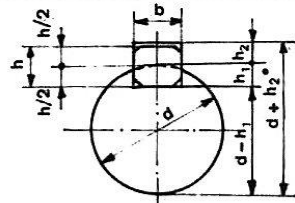
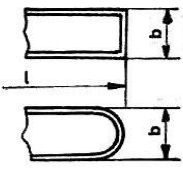
- Colocar la carcasa sobre una superficie firme.
- Introducir el árbol de entrada mediante su orificio correspondiente en la carcasa.
- Colocación del piñón de la primera etapa junto a su chaveta correspondiente.
- Colocación del casquillo.
- Colocación de los rodamientos y fijarlos mediante las arandelas.
- Introducir el árbol intermedio mediante su orificio correspondiente en la carcasa.
- Colocación del casquillo.
- Colocación de rueda junto con su chaveta correspondiente.
- Colocación del casquillo.
- Colocación del piñón de la segunda etapa junto con su chaveta correspondiente.
- Colocación de los rodamientos y fijarlos mediante las arandelas.
- Colocación del retén del árbol de entrada y colocación de las tapas y atornillarlas.
- Introducir el árbol de salida mediante su orificio correspondiente en la carcasa.
- Colocación de la rueda de la segunda etapa junto con su chaveta correspondiente.
- Colocación del casquillo.
- Colocación de los rodamientos y fijarlos mediante las arandelas.
- Colocación del retén en la salida y atornillar tapas.
- Atornillar las dos tapas de la carcasa.
- Rellenar de aceite



ANEXO DE TABLAS

1.Chavetas.....	3
2.Arandelas elásticas.	4
3.Retenes.	5
4.Cálculo ancho de los engranajes.	5
4.1.Coeficiente H.	5
5.Diseño ejes por fatiga.	6
5.1.Ka.	6
5.2.Kd.	6
5.3.Ke.	6
5.4.Kt.	7
6.Cálculo de los rodamientos.	8
6.1.Condiciones de funcionamiento.	8
6.2.Factor de fiabilidad a1.	8

1. CHAVETAS

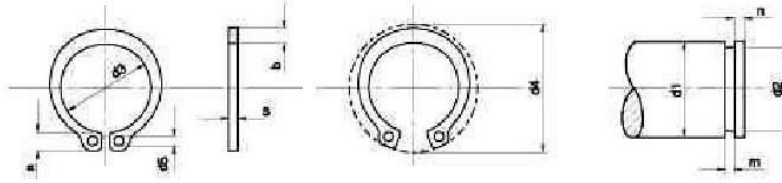




Dimensiones en mm. (De UNE 17.102 h1)

CHAVETA								
Sección <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i>		Altura <i>h</i>		Chaflán <i>b₁</i>		Longitud <i>l</i>	
	Nominal	Toler. h9	Nominal	Toler. h9 y h11	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				Chaflán <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 h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9	Eje y cubo pg	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	±0,018	-0,051	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	±0,0215	-0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	6	0	4,3	0	0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6,5	0	4,4	0	0,25	0,40
58	65	18 × 11	18	0	0	0	±0,026	-0,022	7	+0,2	4,4	+0,2	0,40	0,60
65	75	20 × 12	20	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	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	±0,031	-0,026	10	0	6,4	0	0,40	0,60
110	130	32 × 18	32	0	0	0	±0,031	-0,026	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	±0,037	-0,032	15	0	10,4	0	0,70	1,00
200	230	50 × 28	50	0	0	0	±0,037	-0,106	17	0	11,4	0	0,70	1,00
230	260	56 × 32	56	0	0	0	±0,037	-0,106	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	±0,0435	-0,037	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.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
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				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		18,0		0,410	10,5				210
12			11	19,0		0,500		11,5	230				
13			3,4	2		11,9		20,2	0,530				12,4
14	3,5	2,1	12,9	21,4	0,640	13,4	325						
15	3,6	2,2	13,8	22,6	1,7	0,670	14,3	400					
16	3,7		14,7	23,8		0,700	15,2	490					
17	3,8	2,3	15,7	25,0	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	1,3	1,5	690
19			2,5	17,5		27,2		1,220	18				725
20		4	2,6	18,5		28,4		1,300	19				770
21		4,1	2,7	19,5		29,6		1,420	20				805
22		4,2	2,8	20,5		30,8		1,600	21				845
23		4,3	2,9	21,5		32,6		1,680	22				885
24		4,4	3	22,2		33,2		1,770	22,9				1010
25		23,2		34,2		1,900			23,9				1060
26		4,5	3,1	24,2		35,5		1,960	24,9				1100
27		4,6		24,9		37			2,700				25,6
28	4,7	3,2	25,9	37,9	2,920	26,6	1500						
29	4,8	3,4	26,9	39,1	3,200	27,6	1560						
30	1,5	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		2,5	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.

3.RETENES



4.CÁLCULO ANCHO DE LOS ENGRANAJES

4.1.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	-	-	-

5. DISEÑO EJES POR FATIGA

5.1.Ka.

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

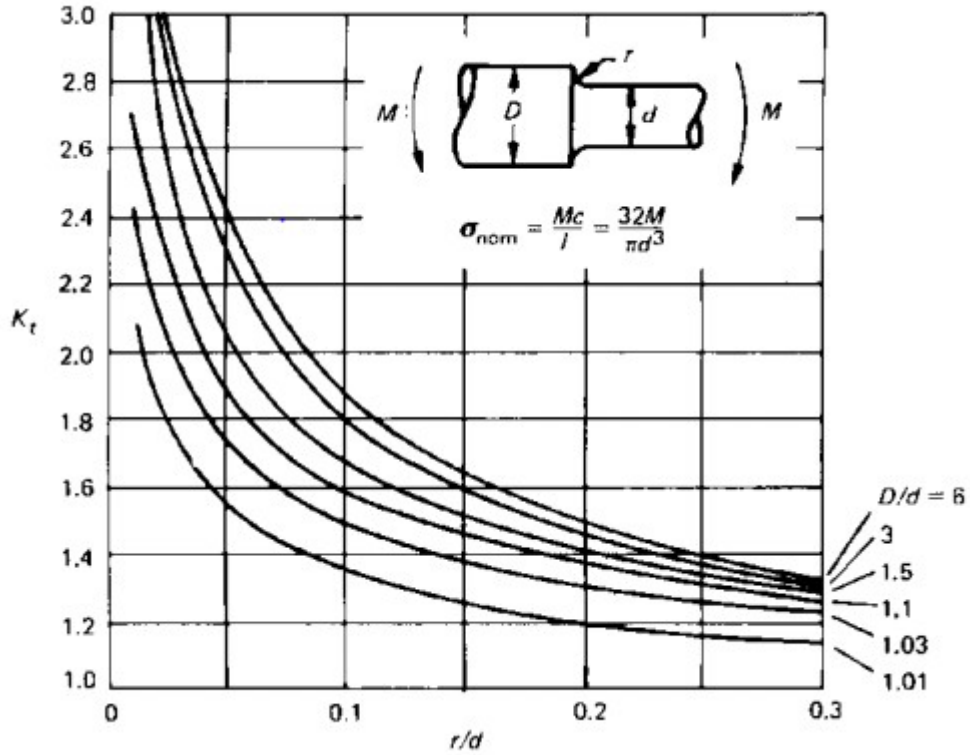
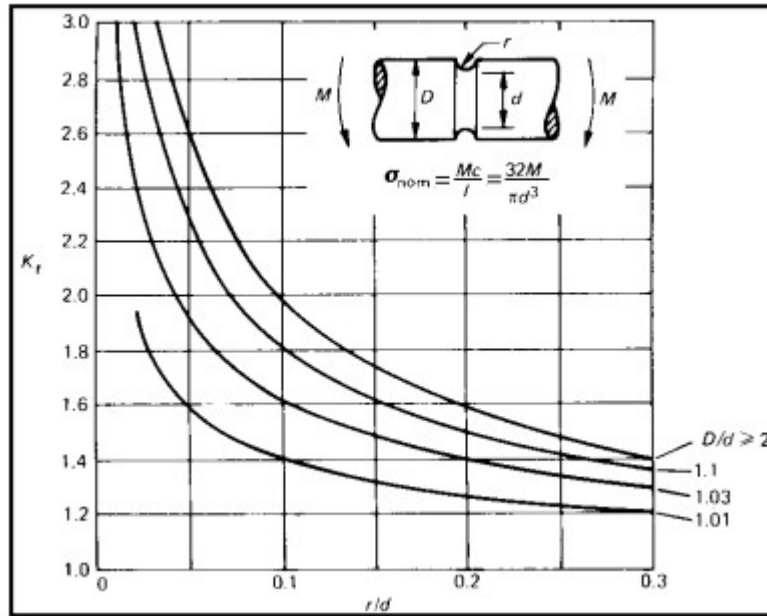
5.2.Kd.

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

5.3.Ke.

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

5.4.Kt.



6. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

6.1. CONDICIONES 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

6.2. 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



PRESUPUESTO

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

1.INTRODUCCIÓN

El presupuesto de ha elaborado de forma individual, es decir para cada elemento que compone el reductor se ha realizado se presupuesto por separado, los componentes son:

- Los árboles.
- Los engranajes.
- La carcasa.
- Las tapas.
- Los tratamientos térmicos.
- Los elementos comerciales.

Al final se muestran dos tablas que son el precio de ejecución material y el del coste total del proyecto.

2.ÁRBOLES

2.1.ÁRBOL DE ENTRADA.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1150</i>	2,3	1,16	2,67

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,5	15
<i>Ranurado</i>	30	0,05	1,5
<i>Fresado</i>	35	0,10	3,5
<i>Rectificado</i>	50	0,5	25
total		1,25	48

Coste eje de entrada=50,67 euros.

2.2.ÁRBOL INTERMEDIO.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1150</i>	2,3	1,35	3,11

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,4	12
<i>Ranurado</i>	30	0,05	1,5
<i>Fresado</i>	35	0,10	3,5
<i>Rectificado</i>	50	0,4	20
total		1,05	40

Coste eje intermedio=43,11 euros.

2.3.ÁRBOL DE SALIDA.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1150</i>	2,3	2,76	6,35

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,6	18
<i>Ranurado</i>	30	0,05	1,5
<i>Fresado</i>	35	0,10	3,5
<i>Rectificado</i>	50	0,6	30
total		1,45	56

Coste eje de salida=62,35 euros.

3.ENGRANAJES

3.1.PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1250</i>	2,4	0,624	1,49

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,10	3
<i>Taladrado</i>	15	0,10	1,5
<i>Tallado dientes</i>	35	0,5	17,5
<i>Mortajado</i>	16	0,05	0,8
total		0,85	25,8

Coste del engranaje=27,29 euros.

3.2.RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1250</i>	2,4	5,2	12,5

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,30	9
<i>Cilindrado</i>	30	0,20	6
<i>Taladrado</i>	15	0,10	1,5
<i>Tallado dientes</i>	35	1,5	52,5
<i>Mortajado</i>	16	0,05	0,8
total		1,35	69.8

Coste del engranaje=82,3 euros.

3.3.PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1250</i>	2,4	1,95	4,69

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,20	6
<i>Taladrado</i>	15	0,20	3
<i>Tallado dientes</i>	35	0,5	17,5
<i>Mortajado</i>	16	0,05	0,8
total		0,85	30,3

Coste del engranaje=39,68 euros.

3.4.RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA.

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Acero F-1250</i>	2,4	15,98	38,35

Precio de mecanizado, mano de obra incluida:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Refrentado</i>	30	0,10	3
<i>Cilindrado</i>	30	0,10	3
<i>Taladrado</i>	15	0,10	1,5
<i>Tallado dientes</i>	35	3	105
<i>Mortajado</i>	16	0,1	1,6
<i>total</i>		3,4	114,1

Coste del engranaje=152,45 euros.

4.CARCASA

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Fundición en gris FG 25</i>	1	38,56	38,56

Proceso de fundición, mano de obra incluida:

Operación	Coste (euros)
<i>Fabricación del molde</i>	50
<i>Desmoldado y desbarbado</i>	15
<i>total</i>	65

Proceso de mecanizado, mano de obra incluida en el precio:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Fresado</i>	30	1,2	36
<i>Taladrado</i>	13	0,7	9,1
<i>Roscada</i>	6	0,4	2,4
total		3,3	47,5

Coste total de la carcasa=151,06 euros.

5.TAPAS

Coste material:

Material	Coste(euros/Kg)	Kilos	Total(euros)
<i>Fundición en gris FG 25</i>	1	18,5	18,5

Proceso de fundición, mano de obra incluida:

Operación	Coste (euros)
<i>Fabricación del molde</i>	70
<i>Desmoldado y desbarbado</i>	20
total	90

Proceso de mecanizado, mano de obra incluida en el precio:

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Fresado</i>	30	2	60
<i>Taladrado</i>	13	0,7	9,1
<i>Roscada</i>	6	0,4	2,4
total		3,1	71,5

Coste total de las tapas=180 euros.

6. TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Los ejes como los engranajes necesitan de tratamientos térmicos para que alcancen las características que deseamos.

Operación	Coste(euros/h)	Nºhoras	Total(euros)
<i>Templado</i>	63	0,5	31,5
<i>Revenido</i>	58	1	58
total		1,5	89,5

Coste total del tratamiento =89,5 euros.

7.ELEMENTOS NORMALIZADOS

<i>Elemento</i>	<i>Designación</i>	<i>Precio</i>	<i>Unidades</i>	<i>Total</i>
<i>Rodamiento</i>	6304 ETN9	6,20	1	6,20
<i>Rodamiento</i>	W6304-2Z	5,90	1	5,90
<i>Rodamiento</i>	W6306-2Z	8,30	1	8,30
<i>Rodamiento</i>	6306-Z	7,90	1	7,90
<i>Rodamiento</i>	6207-2Z	8,50	1	8,50
<i>Rodamiento</i>	W6307-2Z	9,30	1	9,30
<i>Chaveta</i>	6x6x25	0,73	2	1,46
<i>Chaveta</i>	10x8x37,5	0,73	2	1,46
<i>Chaveta</i>	10x8x43,75	0,73	2	1,46
<i>Retén</i>	HMS5 V 20X30X5	3,20	1	3,20
<i>Retén</i>	HMS5 V 35X40X5	4,00	1	4,00
<i>Arandela</i>	Ø20	1,40	2	2,80
<i>Arandela</i>	Ø30	2,10	2	4,20
<i>Arandela</i>	Ø35	3,00	2	6,00
<i>Casquillo</i>	Ø20x8	0,25	1	0,25
<i>Casquillo</i>	Ø30x4	0,30	1	0,30
<i>Casquillo</i>	Ø30x9	0,50	1	0,50
<i>Casquillo</i>	Ø30x6	0,40	1	0,40
<i>Casquillo</i>	Ø35x4	0,60	1	0,60
<i>Tornillo</i>	M6x16	0,11	22	2,42
<i>Tornillo</i>	M8x20	0,19	18	3,42
<i>Junta</i>		3,50	1	3,50
<i>estanqueidad</i>				
<i>Lubricante</i>	Shell tivelas 320	6,20	2	12,40
<i>Tapón entrada</i>		5,00	1	5,00
<i>Tapón salida</i>		6,00	1	6,00
<i>Pintura</i>		40,00	1	40,00

Precio total elementos:142,05 euros.

8.PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

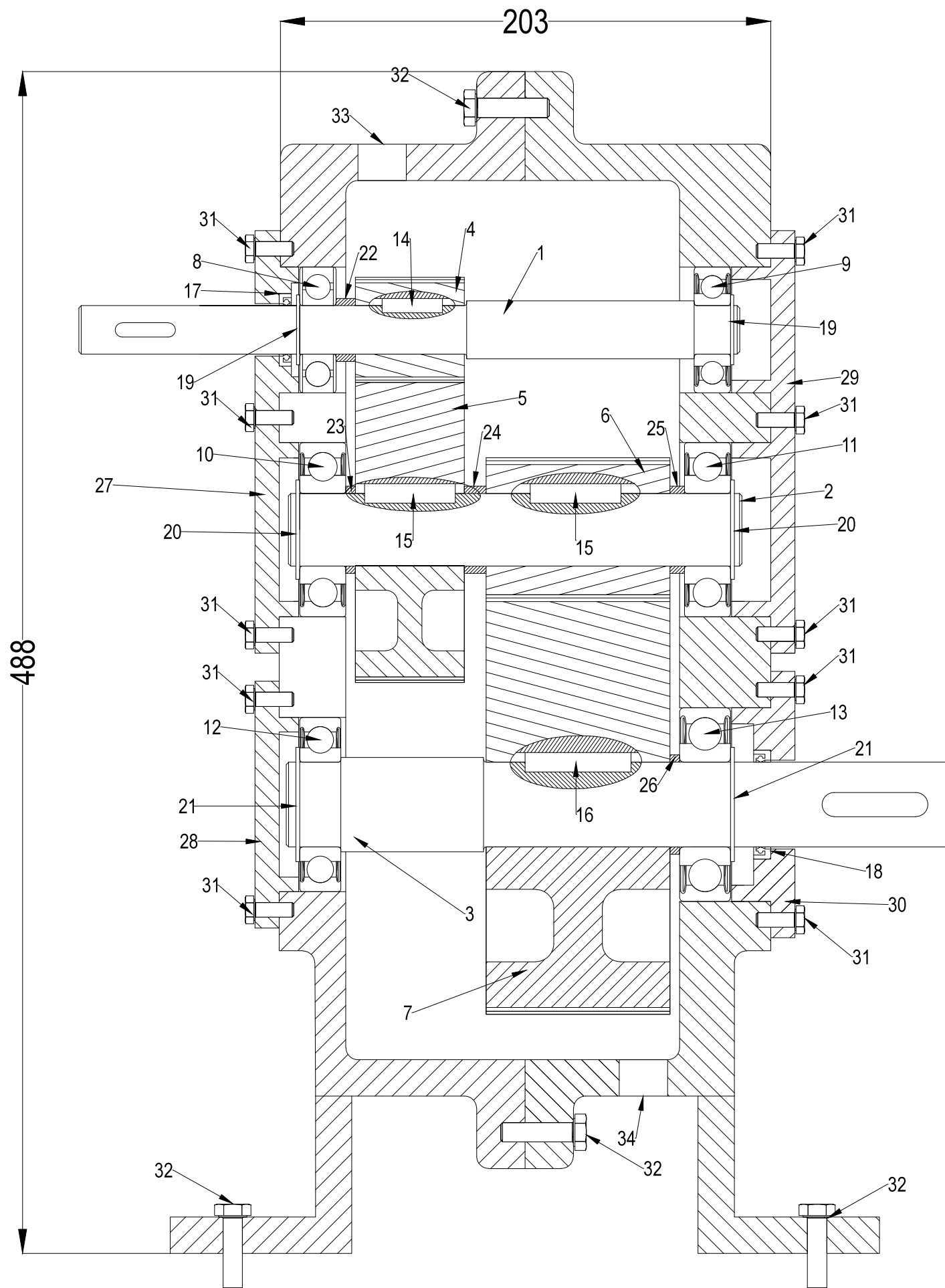
<i>Elemento</i>	<i>precio</i>
<i>Árbol de entrada</i>	50,67
<i>Árbol intermedio</i>	43,11
<i>Árbol de salida</i>	62,35
<i>Piñón de la primera etapa</i>	27,29
<i>Rueda de la primera etapa</i>	82,30
<i>Piñón de la segunda etapa</i>	39,68
<i>Rueda de la segunda etapa</i>	132,43
<i>Carcasa</i>	151,06
<i>Tapas</i>	180,00
<i>Tratamientos térmicos</i>	89,50
<i>Componentes normalizados</i>	142,05
<i>Montaje</i>	50,00
<i>Total</i>	1050,44

9.PRESUPUESTO DE CONTRATA

Presupuesto ejecución material	1050,44
Gastos generales(15%)	157,56
Beneficio industrial(18%)	189,08
Presupuesto de contrata	1397,07
Honorarios proyectista(5%)	69,85
I.V.A(21%)	308,05
Total	1771,97



PLANOS

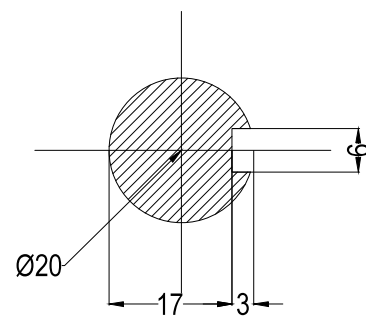
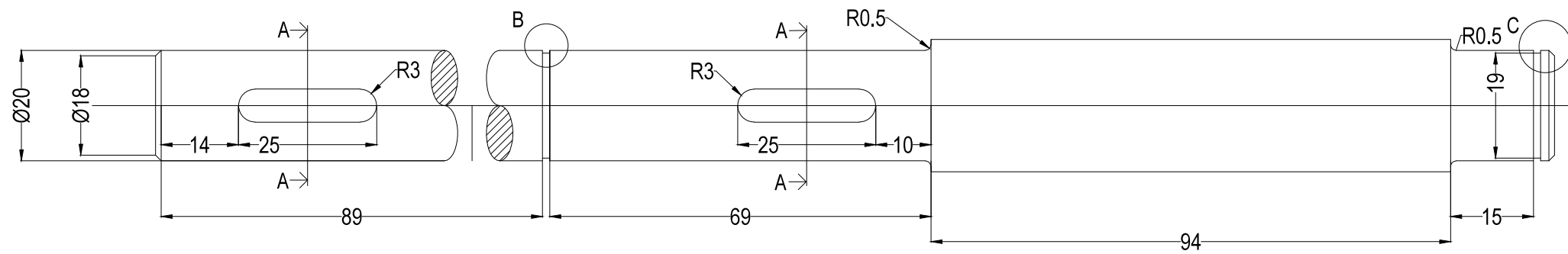


Componentes	
Numero	Denominacion
1	Eje de entrada
2	Eje intermedio
3	Eje de salida
4	Piñón etapa 1
5	Rueda etapa 1
6	Piñón etapa 2
7	Rueda etapa 2
8	Rodamiento 6304 ETN9
9	Rodamiento W6304-2Z
10	Rodamiento W6306-2Z
11	Rodamiento 6306-Z
12	Rodamiento 6207-2Z
13	Rodamiento W6307-2Z
14	Chaveta eje de entrada
15	Chaveta eje intermedio
16	Chaveta eje de salida
17	Retén HMS5 V 20x30x5
18	Retén HMS5 V 35x45x7
19	Arandela Ø20
20	Arandela Ø30
21	Arandela Ø35
22	Casquillo Ø20x8
23	Casquillo Ø30x4
24	Casquillo Ø30x9
25	Casquillo Ø30x6
26	Casquillo Ø35x4
27	Tapa 1 izquierda
28	Tapa 2 izquierda
29	Tapa 1 derecha
30	Tapa 2 derecha
31	Tornillo DIN M6x16
32	Tornillo DIN M8x30
33	Tapón lubricante
34	Tapón lubricante

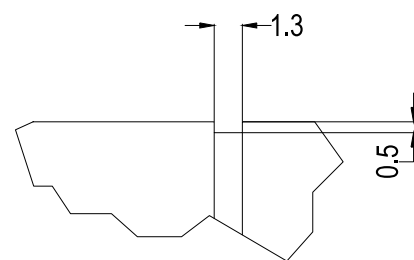
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS
Dibujado	JUN-17	ANTONIO DE MATEO		
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR		
ESCALA 1:2				CONJUNTO
				PLANO Nº 1 SUSTITUYE A

Reductor de velocidad

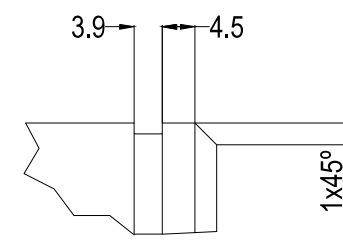
E.T.S.I.D.



Escala 2:1

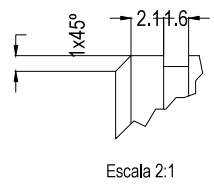
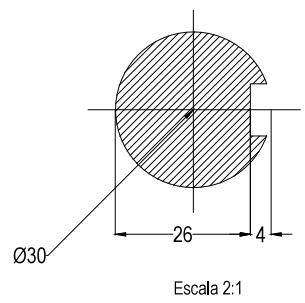
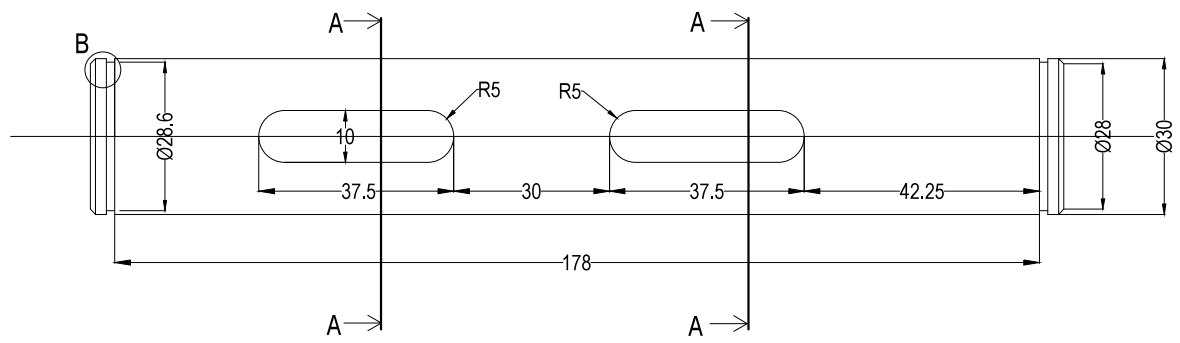


Escala 2:1

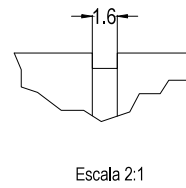
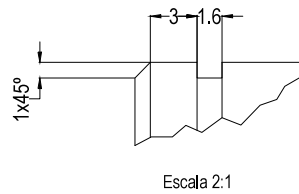
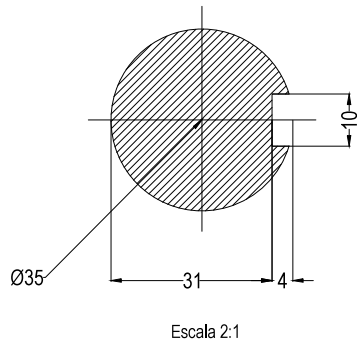
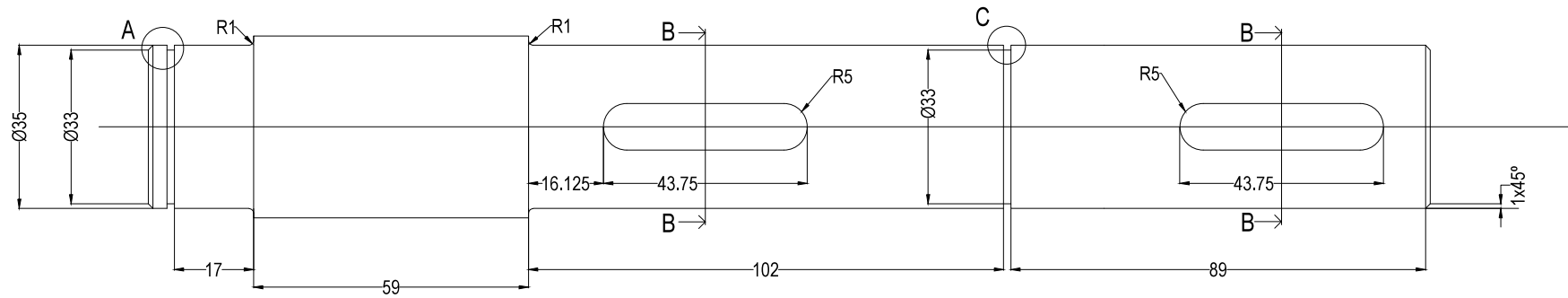


Escala 2:1

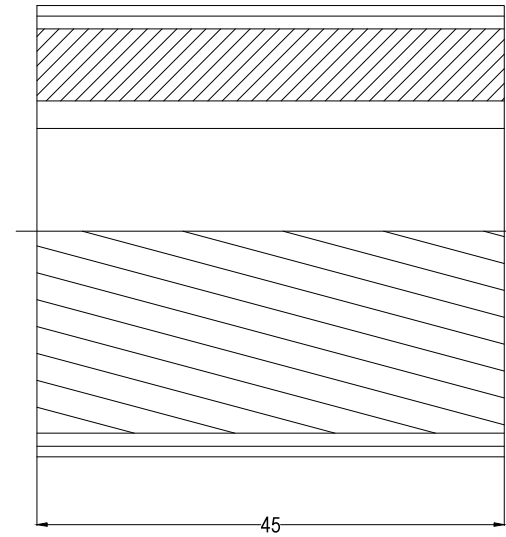
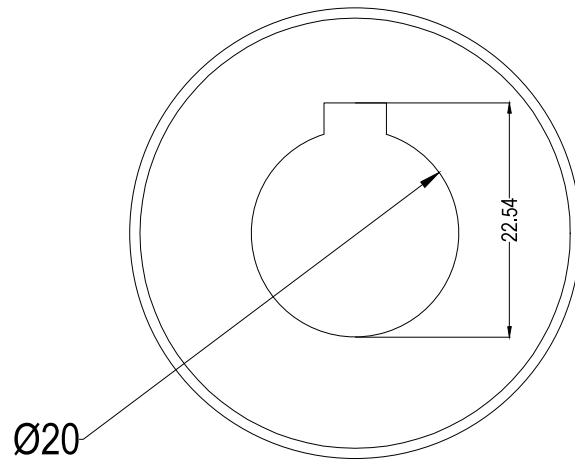
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN17	ANTONIO DE MATEO			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 1:1		EJE DE ENTRADA			PLANO Nº 2
					SUSTITUYE A



Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN-17	ANTONIO DE MATEO			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 1:1		EJE INTERMEDIO			PLANO Nº 3
					SUSTITUYEA

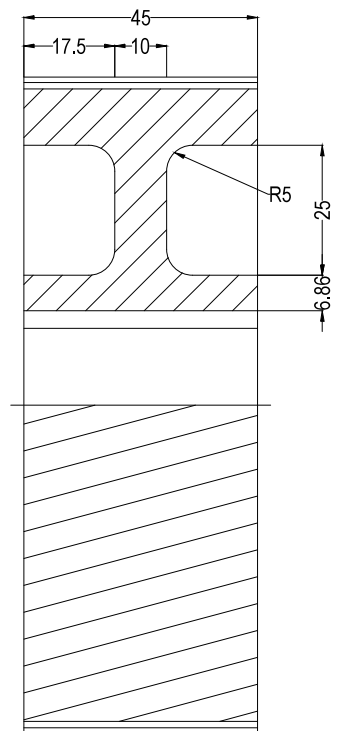
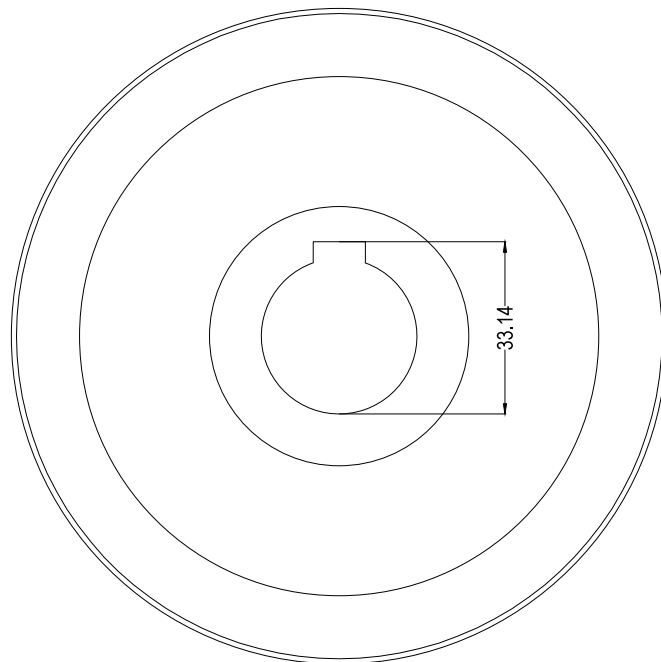


Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN-17	Antonio de Mateo			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 1:1		EJE SALIDA			PLANO Nº 4
					SUSTITUYEA



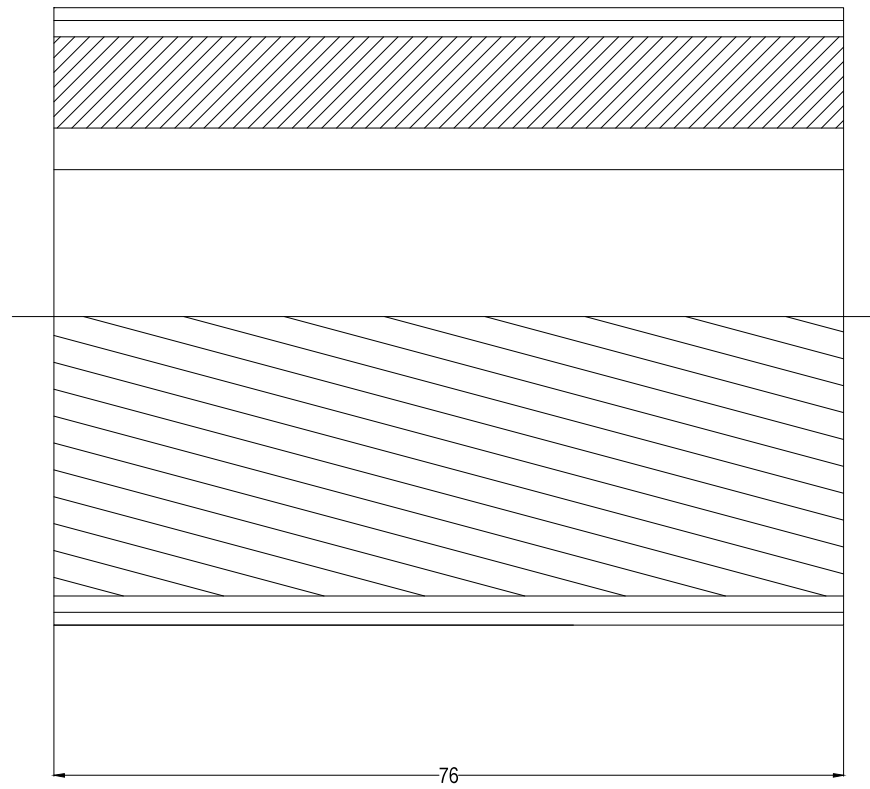
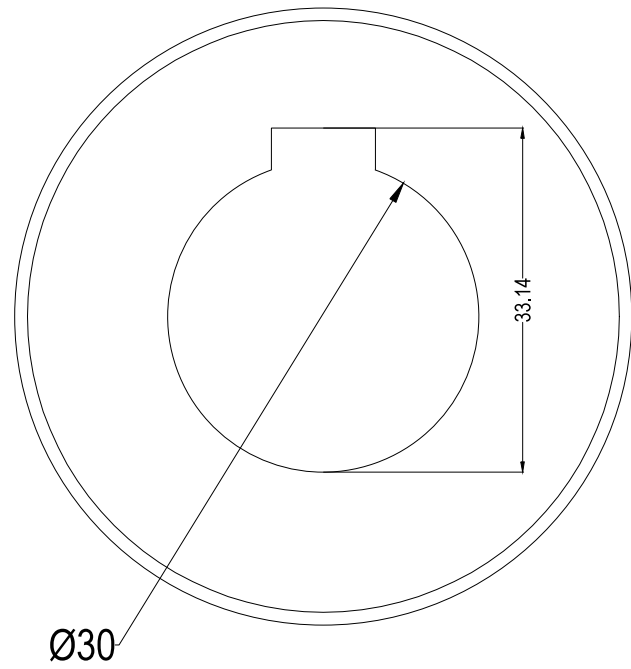
ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
Módulo	2
Nº dientes	20
Dp	41.41
Alfa	15°
Beta	20°
Material	F-1250

Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN-17	Antonio de Mateo			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 2:1		PIÑÓN 1 ETAPA			PLANO Nº 5 SUSTITUYE A



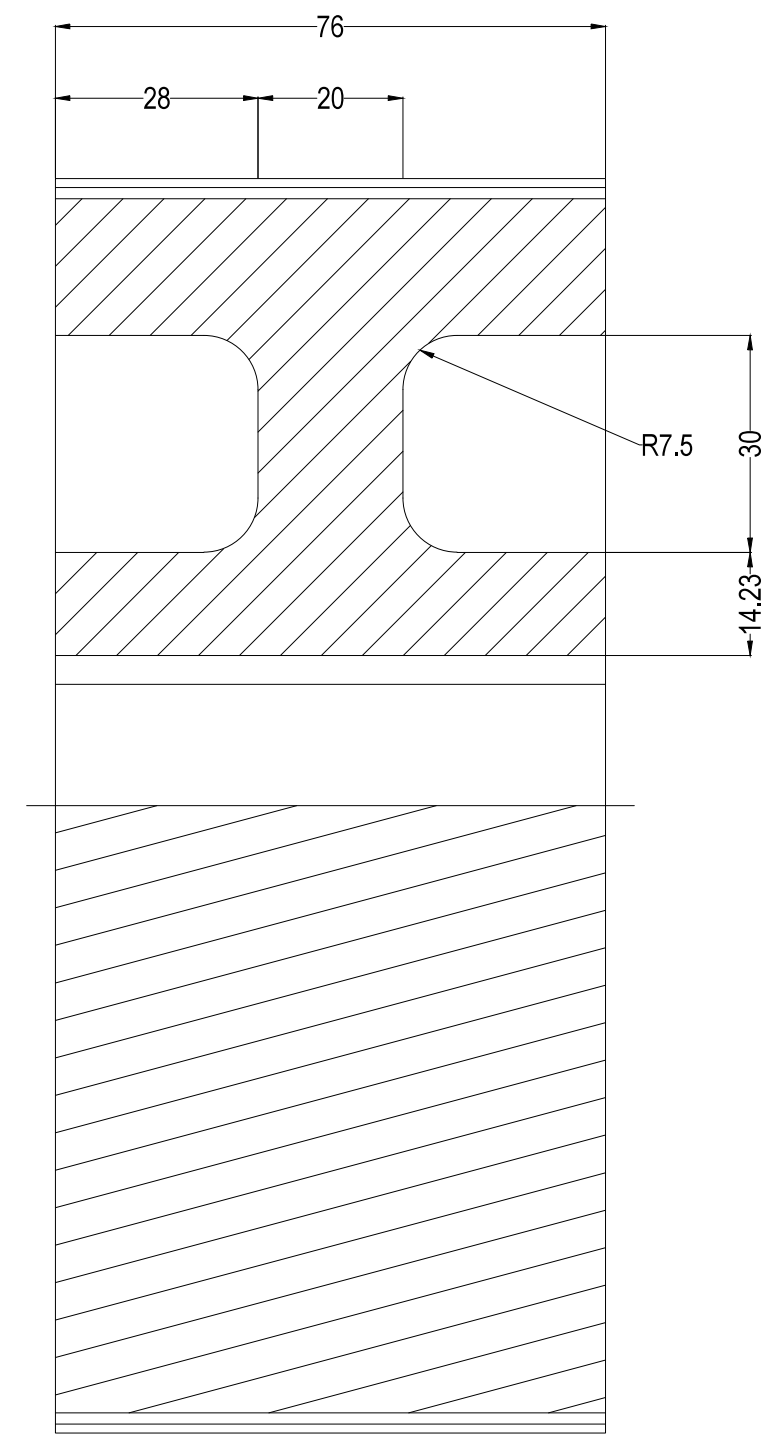
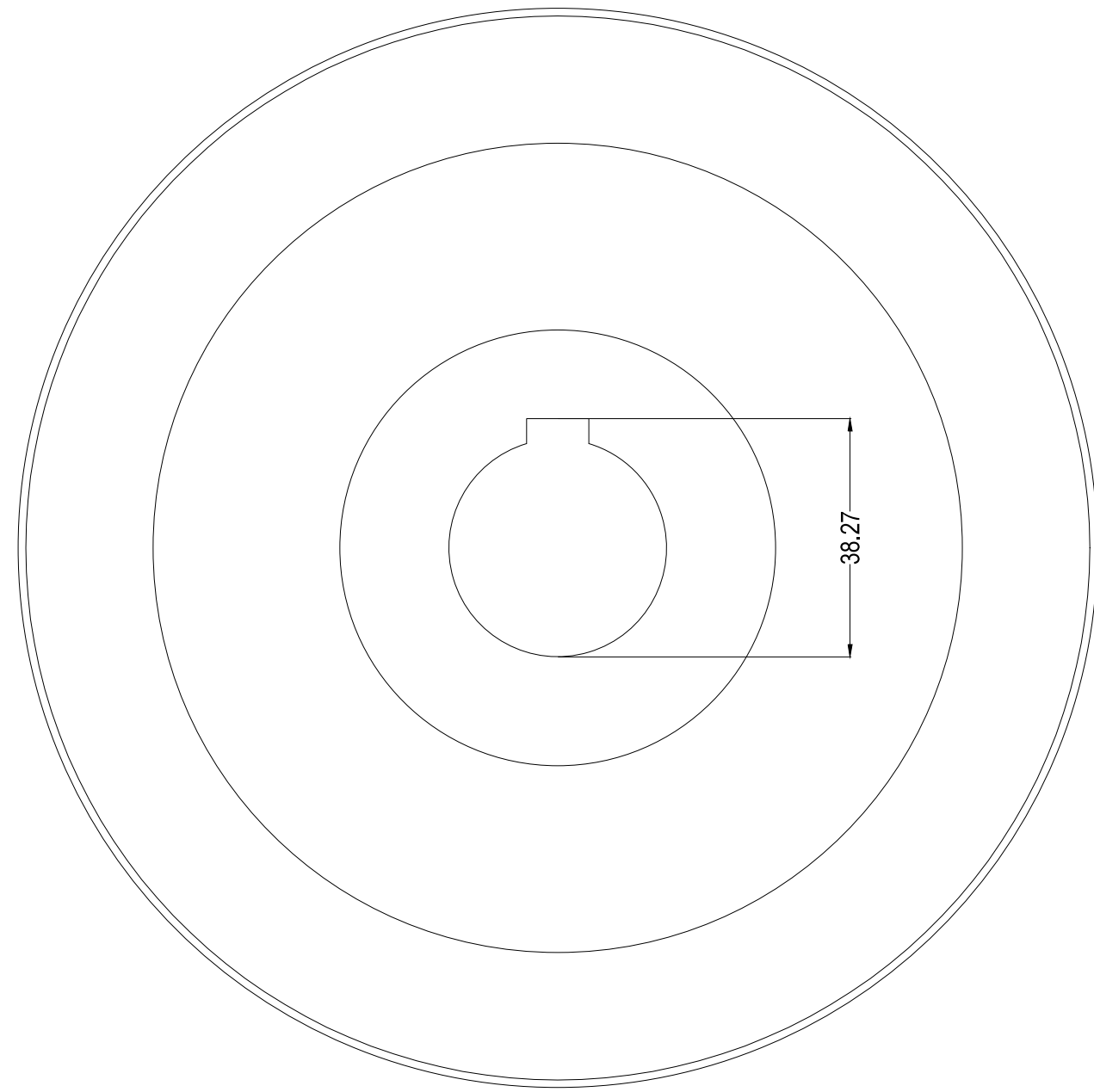
ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
Módulo	2
Nº dientes	60
Dp	124.23
Alfa	15°
Beta	20°
Material	F-1250

Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN-17	Antonio de Mateo			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 1:1		RUEDA 1 ETAPA			PLANO Nº 6 SUSTITUYEA



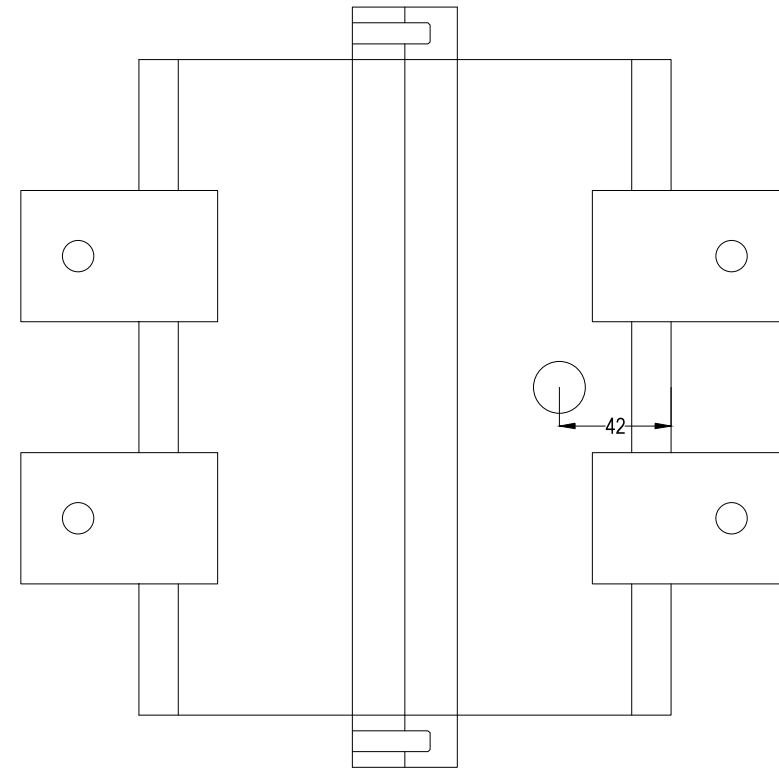
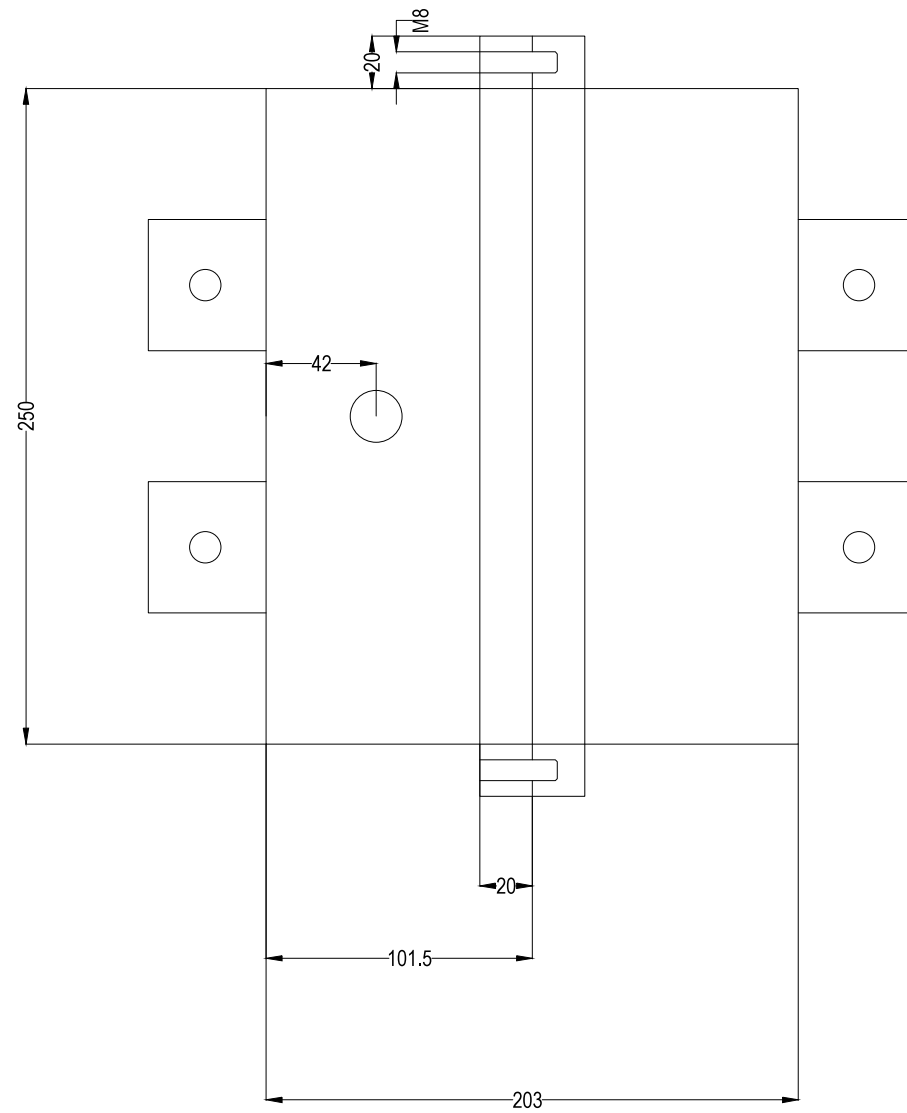
ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
Módulo	2.5
Nº dientes	22
Dp	56.94
Alfa	15°
Beta	20°
Material	F-1250

Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN-17	Antonio de Mateo			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 2:1		PIÑÓN 2 ETAPA			PLANO Nº 7 SUSTITUYE A

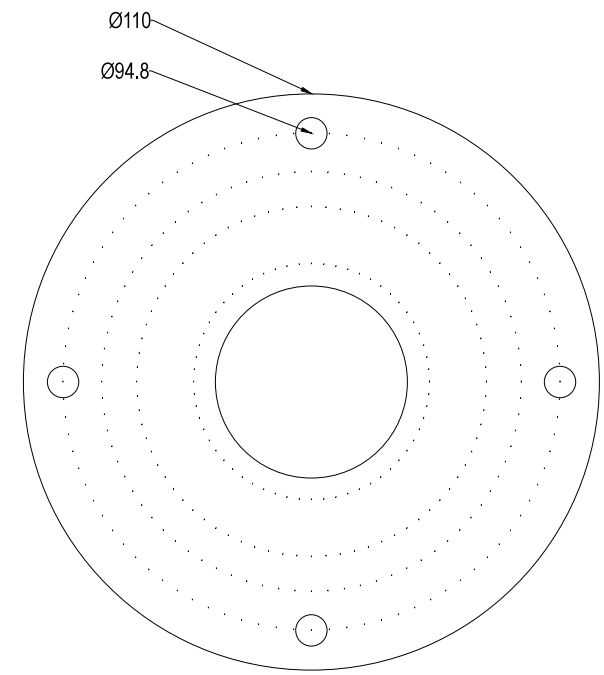
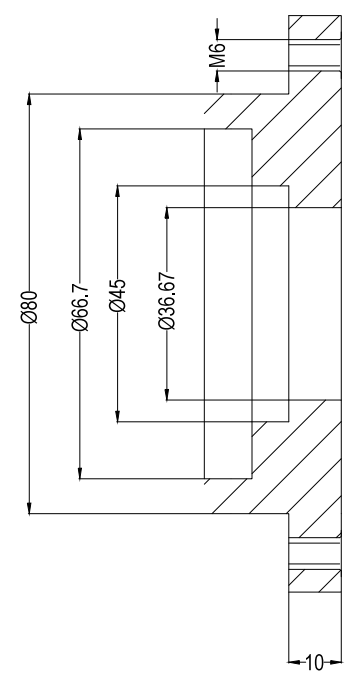
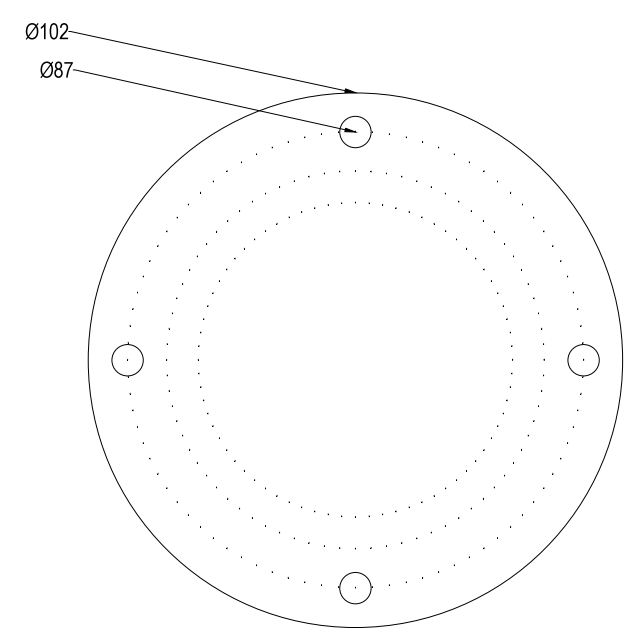
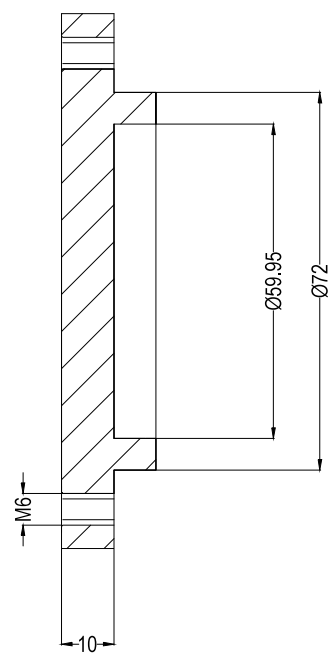
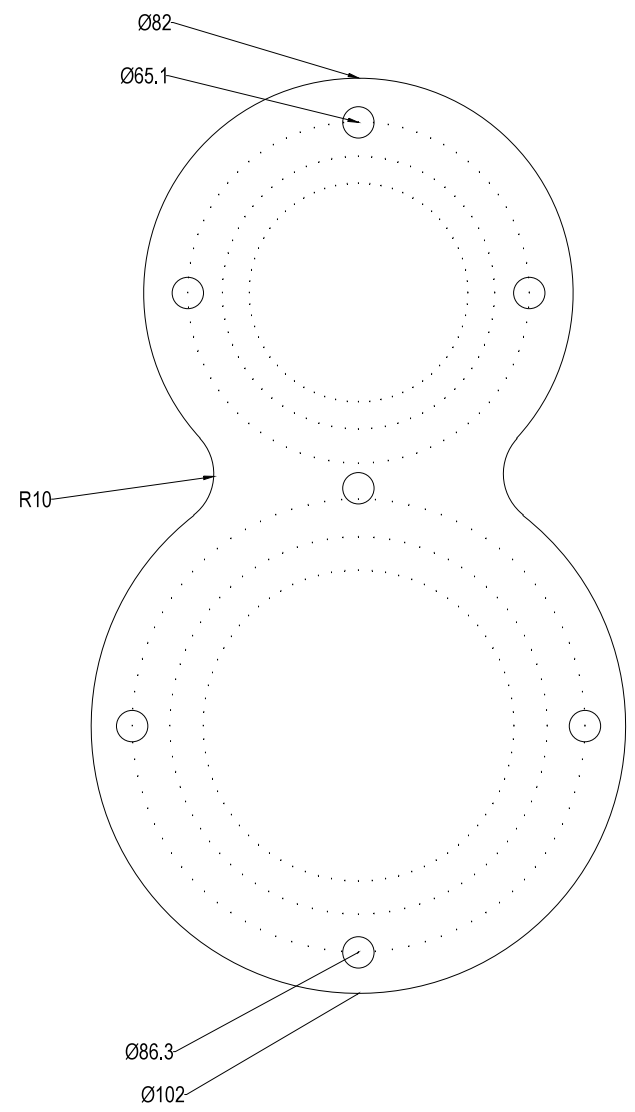
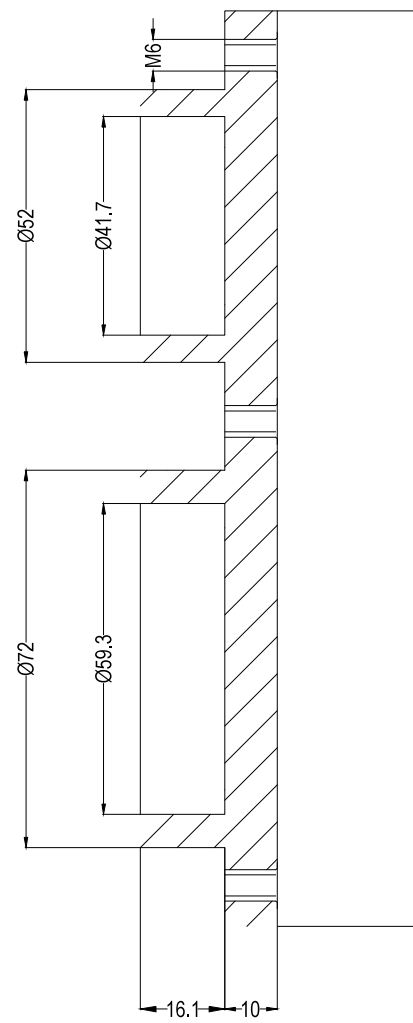
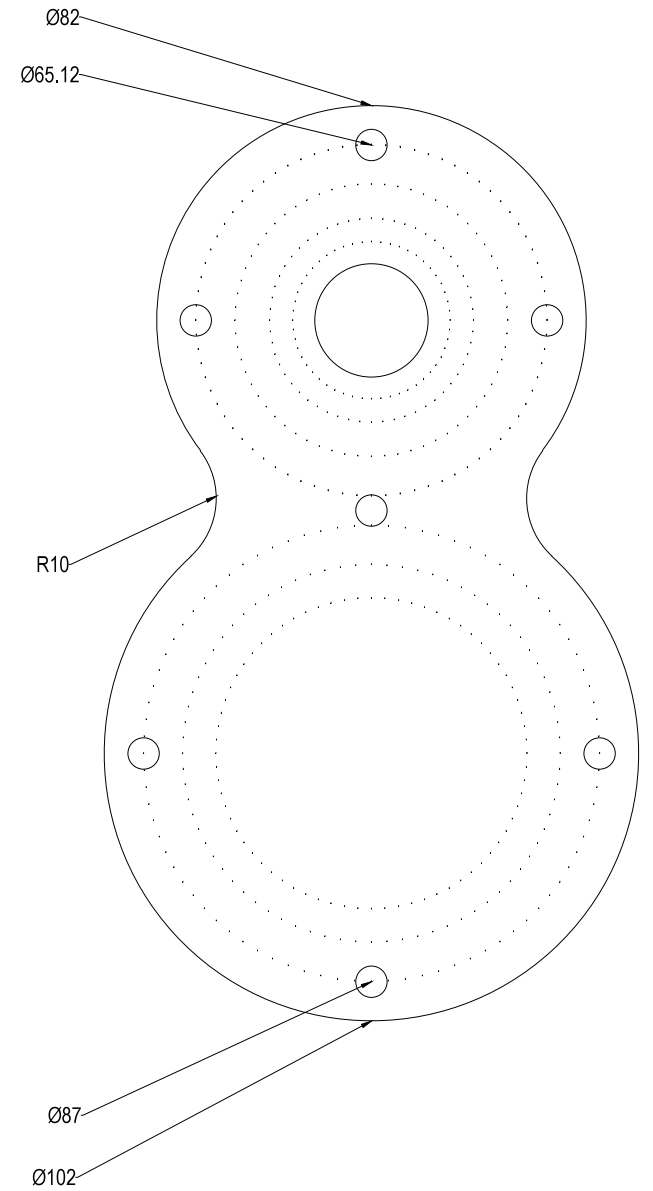
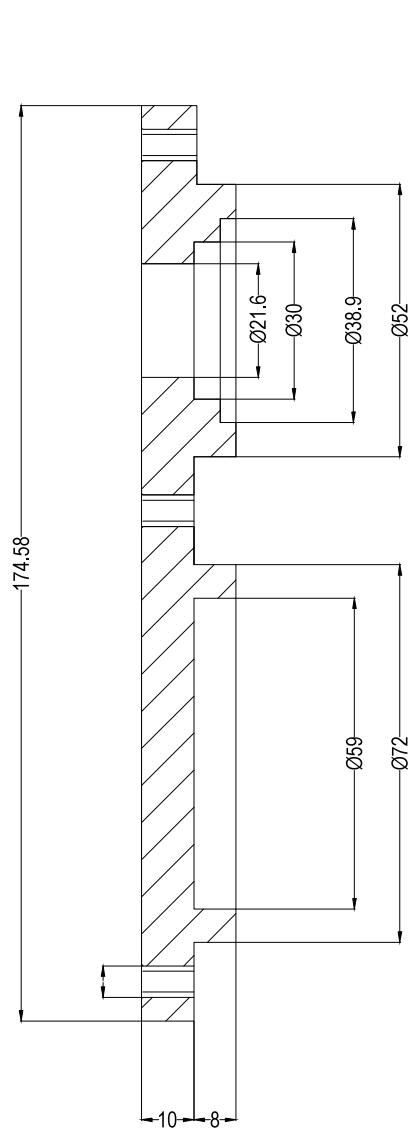


ESPECIFICACIONES DEL ENGRANAJE	
Módulo	2.5
Nº dientes	66
Dp	170.82
Alfa	15°
Beta	20°
Material	F-1250

Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado	JUN-17	Antonio de Mateo			Reductor de velocidad
Comprobado	JUN-17	MANUEL TUR			
ESCALA 1:1		RUEDA 2 ETAPA			PLANO Nº 8 SUSTITUYE A



Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.
Dibujado		JUN-17	ANTONIO DE MATEO		Reductor de velocidad
Comprobado		JUN-17	MANUEL TUR		
ESCALA 1:2					PLANO Nº 11
					SUSTITUYEA



Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas		
		FECHA	NOMBRE	FIRMAS	E.T.S.I.D.		
Dibujado	JUN-17	ANTONIO DE MATEO			Reductor de velocidad		
Comprobado	JUN17	MANUEL TUR					
ESCALA 1:1		TAPAS				PLANO Nº 12	
						SUSTITUYEA	