

Grado en ingeniería mecánica - 169

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD CON
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN
34,22 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3531 Nm**

Autor: Salvador Ferrando Calatayud

Tutor: José Enrique Tarancón Caro

ÍNDICE

1. Memoria.....	5
2. Pliego de condiciones.....	31
3. Cálculos.....	65
4. Anexo tablas y gráficas.....	141
5. Bibliografía.....	151
6. Presupuesto.....	153
7. Planos.....	165

MEMORIA

CONTENIDO

1. OBJETO DEL PROYECTO	9
2. FACTORES A CONSIDERAR.....	10
2.1. POTENCIA Y REDUCCIÓN DE VELOCIDAD.	10
2.2. TAMAÑO.	10
2.3. MANTENIMIENTO Y DURACIÓN.	10
2.4. FACTORES AMBIENTALES.	11
3. NORMATIVA	12
4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.	13
4.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CORREAS.	13
4.2. TRANSMISIÓN FLEXIBLE.....	15
4.2.1. Transmisión por cadenas	15
4.2.2. Transmisión por correas dentadas.....	16
4.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.....	16
4.3.1. Engranajes cilíndricos	17
4.3.2. Engranajes cónicos.....	18
4.3.4. Tornillo sin fin.	18
5. SOLUCIÓN ADOPTADA.....	19
6. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	20
6.1. ENGRANAJES	20
6.1.1. Primera etapa	21
6.1.2. Segunda etapa	21
6.2. EJES.....	21
6.2.1. Eje de entrada.....	23
6.2.2. Eje intermedio.....	23
6.2.3. Eje de salida.	23

6.3. Rodamientos.....	23
6.3.1. Rodamiento izquierdo del eje de entrada	24
6.3.2. Rodamiento derecho del eje de entrada.....	24
6.3.3. Rodamiento izquierdo del eje intermedio.....	25
6.3.4. Rodamiento derecho del eje intermedio	25
6.3.5. Rodamiento izquierdo del eje de salida.....	26
6.3.6. Rodamiento derecho del eje de salida	26
6.4. UNIÓN A TORSIÓN.	27
6.4.1. Chavetas del eje de entrada.....	27
6.4.2. Chavetas del eje intermedio.....	27
6.4.3. Chavetas del eje de salida.	28
6.4. LUBRICANTE.....	28
6.5. ARANDELAS ELÁSTICAS.	28
6.6. CASQUILLOS.	29
6.7. CARCASA Y TAPAS.	29
6.8. RETENES.	29
6.9. TAPONES.....	29

FIGURAS

Figura 1. Correas planas.....	13
Figura 2. Correas trapezoidales	14
Figura 3. Transmisión flexible.....	15
Figura 4. Transmisión por correas dentadas.....	16
Figura 6. Dientes helicoidales.....	17
Figura 5. Dientes planos.....	17
Figura 7. Engranajes cónicos.....	18
Figura 8. Tornillo sin fin	18
Figura 9. Distribución ejes	22
Figura 10. Chavetas	27

TABLAS

Tabla 1. <i>Engranajes (1º etapa)</i>	21
Tabla 2. <i>Engranajes (2º etapa)</i>	21
Tabla 3. <i>Rodamiento SKF 6308</i>	24
Tabla 4. <i>Rodamiento derecho eje entrada</i>	24
Tabla 5. <i>Rodamiento izr. eje intermedio</i>	25
Tabla 6. <i>Rodamiento dch. eje int.</i>	25
Tabla 7. <i>Rodamiento izq. eje salida</i>	26
Tabla 8. <i>Rodamiento dch. eje salida</i>	26
Tabla 9. <i>Chaveta eje entrada</i>	27
Tabla 10. <i>Chaveta eje intermedio</i>	27
Tabla 11. <i>Chaveta eje de salida</i>	28
Tabla 12. <i>Arandelas elásticas</i>	28

1. OBJETO DEL PROYECTO

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

- Velocidad de entrada: 1400 rpm
- Relación de transmisión 34.22
- Par máximo a la salida: 3531 Nm

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

2. FACTORES A CONSIDERAR

Los factores considerados son la potencia y reducción de la velocidad, el mantenimiento y duración del reductor y los factores ambientales.

2.1. POTENCIA Y REDUCCIÓN DE VELOCIDAD

Tal y cómo se demanda, para conseguir un acople directo al motor que se encuentra al final del proceso, los valores necesarios serán los siguientes:

- Velocidad de entrada: 1400 rpm
- Velocidad de salida: 40.912 rpm
- Relación de transmisión: 5.85
- Par torsor a la salida: 3531 Nm

2.2. TAMAÑO

Debido a que se trata de un mecanismo que va conectado a otros elementos de maquinaria, cuanto más reducido sea tu tamaño y el espacio que ocupa, mejores ventajas se ofrecerá al consumidor. Además, una reducción de las dimensiones conlleva un menor gasto a la hora de abaratar los costes empleados en su fabricación.

2.3. MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

Este reductor trabajará de manera continua, necesitando fiabilidad en todos los momentos de su vida útil, por lo que deberá de funcionar un tiempo determinado sin fallos.

En este caso, el tiempo de vida mínimo que soportarán los rodamientos del reductor serán 15.000 horas de trabajo.

2.4. FACTORES AMBIENTALES

La temperatura media de trabajo se estimará en unos 50 °C, teniendo oscilaciones de de 20°C en el rango inferior, llegando a los 30°C y por el lado contrario, la temperatura máxima a la que trabajará serán unos 60°C.

3. NORMATIVA

La normativa utilizada en este trabajo para la designación o cálculo de los diferentes elementos del reductor de velocidad es la que se describe a continuación:

- Los materiales se designan según la normativa UNE-EN 10027 para los aceros y UNE-EN 36003 para las fundiciones.
- La precisión de los engranajes cilíndricos y las ruedas dentadas se obtienen de la norma UNE 18048.
- La viscosidad del lubricante viene definida según la normativa ISO 3448.
- Los valores relativos a los ejes han sido obtenidos de la norma UNE 18018.
- Las dimensiones de los rodamientos vienen definidas según la norma UNE 18037 y estos son elegidos de un catálogo de SKF.
- Las chavetas se seleccionan según la norma UNE 17102-1.

4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

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

4.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CORREAS

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

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

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

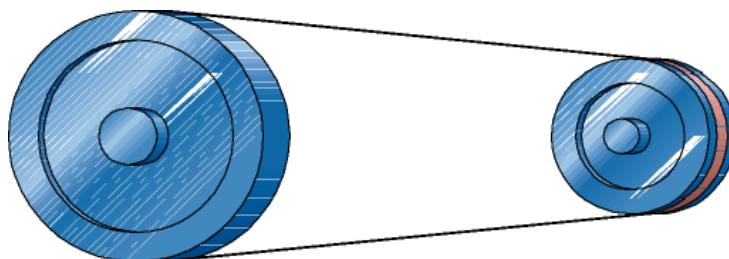


Figura 1. Correas planas

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

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

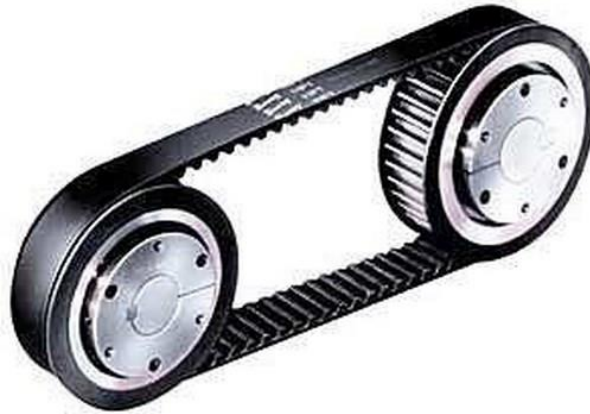


Figura 2. Correas trapezoidales

Entre sus ventajas se encuentran:

- Funcionamiento silencioso.
- Absorción elástica de los choques, y protección contra sobrecargas.
- Bajos requerimientos y coste reducido en la alineación con los ejes.

Sus inconvenientes más notables son:

- Relativa sensibilidad al ambiente.
- Duración bastante limitada.
- Producen sobrecarga en los cojinetes debido a la precarga previo.
- Relación de transmisión inexacta, que produce un deslizamiento que puede alternar entre el 1 y el 3%.
- Requerimiento de espacio.

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

4.2. TRANSMISIÓN FLEXIBLE

Los puntos a considerar dentro de la transmisión flexible son: la transmisión por cadenas y la transmisión por correas dentadas.

4.2.1. Transmisión por cadenas

Este tipo de transmisión se emplea entre árboles paralelos ya que puede transmitir mayores fuerzas que las correas pero con menor distancia entre ejes. Su relación de transmisión suele estar comprendida en unos valores de $i \leq 7$, pero cuando se trata de velocidades pequeñas, puede llegar a alcanzar valores de $i=10$. En cuanto a temas de rendimiento, este tipo de transmisiones se encuentra alternando entre un 97 y 98%.

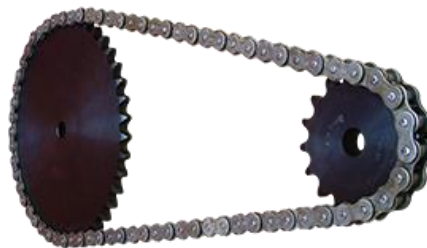


Figura 3. Transmisión flexible

Las ventajas más destacables de este tipo de transmisiones son:

- Relación de transmisión constante.
- Coste menor en comparación a los engranajes.
- Su vida en ambientes agresivos es buena sin necesidad de cárter.
- Con una sola cadena tiene la posibilidad de accionar varias ruedas.

En cambio, sus inconvenientes más llamativos son:

- Son más caras que las correas.
- Vida limitada.
- Límite de potencia y velocidad de funcionamiento.
- Necesarios espacios elevados.

- Necesidad de lubricación y protección frente al polvo.
- No tienen capacidad de trabajo elástica.

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

4.2.2. Transmisión por correas dentadas

Este tipo de transmisión tiene unas ventajas similares a las cadenas pero permite trabajar a velocidades superiores y elimina el problema de la lubricación. En cambio, para las mismas condiciones de carga necesita un espacio todavía mayor que las cadenas. Su rendimiento llega hasta el 98% pero son ruidosas y menos adecuadas para cargas de impacto.



Figura 4. Transmisión por correas dentadas

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

4.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES

Constituye el tipo de transmisión más utilizado, puesto que su rango para velocidades, relaciones de transmisión y potencias es muy amplio.

Cómo ventajas considerables aparecen las siguientes:

- Elevada fiabilidad y larga duración.
- Capacidad para soportar sobrecargas.
- Mantenimiento reducido.

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Elevado rendimiento.
- Dimensiones reducidas.

Por el contrario, existen algunos inconvenientes remarcables:

- Se trata de una transmisión muy rígida, necesitando acoplamiento elástico para que absorban los choques.
- Coste elevado.
- Generación de ruidos.

4.3.1. Engranajes cilíndricos

Se utilizan únicamente para ejes paralelos, admitiendo relaciones de transmisión en cada etapa de $i=8$. Su rendimiento en cada una de las etapas oscila entre el 96% y el 99%.

Existen dos tipos de engranajes cilíndricos, los rectos y los helicoidales, de los cuales vamos a explicar sus principales diferencias.

Los engranajes de dientes helicoidales tienen la ventaja de no generar choques entre los dientes, por lo resultan más silencioso y no se producen vibraciones. En cambio, los dientes rectos son bastante más económicos y con una geometría más simple.

La mayor diferencia entre ambos es el ángulo β , que es el que forma el dentado con el eje axial.



Figura 5. Dientes planos



Figura 6. Dientes helicoidales

4.3.2. Engranajes cónicos

Empleados entre ejes que se cruzan, consiguen relaciones de transmisión hasta $i=6$. Su tipo de dentado puede ser espiral o helicoidal.



Figura 7. Engranajes cónicos

4.3.4. Tornillo sin fin

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



Figura 8. Tornillo sin fin

5. SOLUCIÓN ADOPTADA

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

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

Independientemente de la solución adoptada, el reductor estará compuesto por dos etapas que incluirán 4 engranajes, con dos piñones y dos ruedas, y 3 ejes, con una relación de transmisión de 5.85.

6. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

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

6.1. ENGRANAJES

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

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

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

El material utilizado para los engranes se trata de un acero F150D con las siguientes características:

- Límite de rotura S_u : 680 MPa
- Límite de fluencia S_y : 400 MPa
- Dureza superficial: HB 250
- Módulo de elasticidad ε : 206000N/mm²

Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho, y que la relación de transmisión para cada etapa $i=5.85$.

6.1.1. Primera etapa

En la primera etapa del reductor encontraremos el piñón, situado en el eje de entrada del reductor, y la rueda que se encuentra situada en el eje intermedio.

Tabla 1. *Engranajes (1º etapa)*

Característica	Piñón	Rueda
Módulo m	3	3
Número de dientes z	21	123
Diámetro primitivo d_p (mm)	69.513	407.15
Ángulo de presión α ($^\circ$)	20	20
Inclinación del diente β ($^\circ$)	25	25
Anchura b (mm)	22	22

6.1.2. Segunda etapa

En la segunda etapa del reductor encontraremos el piñón, situado en el eje intermedio del reductor, y la rueda que se encuentra situada en el eje de salida.

Tabla 2. *Engranajes (2º etapa)*

Característica	Piñón	Rueda
Módulo m	6	6
Número de dientes z	18	105
Diámetro primitivo d_p (mm)	119.165	695.13
Ángulo de presión α ($^\circ$)	20	20
Inclinación del diente β ($^\circ$)	25	25
Anchura b (mm)	45	45

6.2. EJES

Para el dimensionado de los ejes, se han realizado cálculos bajo tres criterios: criterio de rigidez torsional, criterio de fallo a fatiga y criterio de deflexión lateral. El factor que limita el cálculo es la rigidez torsional, pero únicamente afecta a la sección

del eje donde existe momento torsor. El resto de los ejes deben cumplir el siguiente criterio:

- Límite de rigidez torsional establecido en $0.25 \text{ }^\circ/\text{m}$.
- Coeficiente de seguridad mayor de $X=1.5$
- La pendiente debe ser menos a 0.001 rad y la separación en el centro del eje tiene un valor máximo de 0.0065 m_n .

Para la realización de este estudio a fallo por fatiga y deflexión lateral se han dividido los ejes en las secciones críticas, siendo estas las secciones donde se pueden producir fallos.

En cuanto a la disposición de los ejes, estos quedarán distribuidos de la manera siguiente:

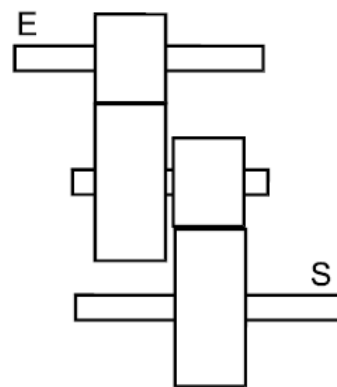


Figura 9. Distribución ejes

El material que se ha empleado para la fabricación de los tres ejes será acero al carbono, también conocido como F-1150, con las siguientes características:

- Límite de rotura S_u : 980 MPa
- Límite de fluencia S_y : 784 MPa
- Dureza superficial: HB 274.4
- Módulo de elasticidad ϵ : $107800 \text{ N}/\text{mm}^2$

6.2.1. Eje de entrada

La velocidad de rotación que recibe este eje del motor externo es de 1400 rpm , por lo que este eje girará a la misma velocidad. Tal y cómo se detalla en el *Anexo de cálculos*, mediante todas las restricciones planteadas y comentadas anteriormente, se obtiene que el eje de entrada deberá tener un diámetro de 40mm.

6.2.2. Eje intermedio

Este eje girará a una velocidad de 239.32 rpm después de la reducción de velocidad llevada a cabo mediante los engranajes en la primera etapa. En este caso, del mismo modo que en el apartado anterior, se obtiene un diámetro del eje necesario de 65mm.

6.2.3. Eje de salida

Siendo esta la última etapa de reducción de la velocidad, el árbol pasará a girar a 40.39 rpm, por lo que el diámetro necesario para que cumpla con todas las restricciones anteriormente expuestas será de 100 mm.

6.3. Rodamientos

Para la selección de los rodamientos se ha tenido en cuenta los esfuerzos más desfavorables que deben soportar estos para un tiempo de vida determinado. En este caso, al tratarse de engranajes de dientes helicoidales, el esfuerzo será mayor ya que deberán soportar tanto fuerzas radiales como tangenciales.

Para ello se han seleccionado rodamientos rígidos de bola de la marca SKF.

6.3.1. Rodamiento izquierdo del eje de entrada

Tabla 3. Rodamiento SKF 6308

RODAMIENTO SKF 6308	
Ancho b (mm)	23
Diámetro menor d (mm)	40
Diámetro mayor D (mm)	90
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	42.3
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	24
Comportamiento en el extremo	Fijo
Lubricación	Grasa

6.3.2. Rodamiento derecho del eje de entrada

Tabla 4. Rodamiento derecho eje entrada

RODAMIENTO SKF 6208	
Ancho b (mm)	18
Diámetro menor d (mm)	40
Diámetro mayor D (mm)	80
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	32.5
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	19
Comportamiento en el extremo	Libre
Lubricación	Grasa

6.3.3. Rodamiento izquierdo del eje intermedio

Tabla 5. Rodamiento izr. eje intermedio

RODAMIENTO SKF 6313	
Ancho b (mm)	33
Diámetro menor d (mm)	65
Diámetro mayor D (mm)	140
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	97.5
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	60
Comportamiento en el extremo	Fijo
Lubricación	Grasa

6.3.4. Rodamiento derecho del eje intermedio

Tabla 6. Rodamiento dch. eje int.

RODAMIENTO SKF 6313	
Ancho b (mm)	33
Diámetro menor d (mm)	65
Diámetro mayor D (mm)	140
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	97.5
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	60
Comportamiento en el extremo	Libre
Lubricación	Grasa

6.3.5. Rodamiento izquierdo del eje de salida

Tabla 7. Rodamiento izq. eje salida

RODAMIENTO SKF 6220	
Ancho b (mm)	34
Diámetro menor d (mm)	100
Diámetro mayor D (mm)	180
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	127
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	93
Comportamiento en el extremo	Libre
Lubricación	Grasa

6.3.6. Rodamiento derecho del eje de salida

Tabla 8. Rodamiento dch. eje salida

RODAMIENTO SKF 6220	
Ancho b (mm)	34
Diámetro menor d (mm)	100
Diámetro mayor D (mm)	180
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	127
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	93
Comportamiento en el extremo	Fijo
Lubricación	Grasa

6.4. UNIÓN A TORSIÓN

Para asegurar la unión de los engranajes y los ejes se utilizarán chavetas, cuya cantidad necesaria será de 4 unidades para cada uno de los 4 engranajes.

El material utilizado para las chavetas será F-1150.

Para su dimensionado se ha utilizado la norma DIN 6885, obteniendo para cada eje las chavetas descritas.

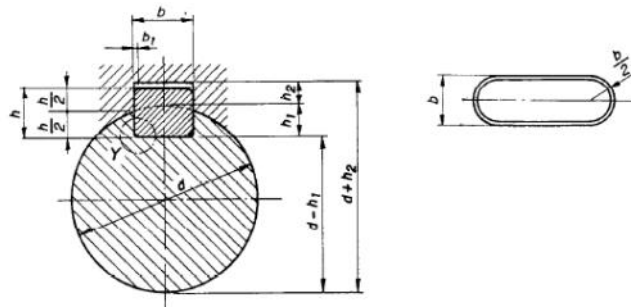


Figura 10. Chavetas

6.4.1. Chavetas del eje de entrada

Tabla 9. Chaveta eje entrada

Longitud l (mm)	Ancho b (mm)	Alto h (mm)	Profundidad en el eje h_1 (mm)	Profundidad en el cubo h_2 (mm)
16	12	8	5	3

6.4.2. Chavetas del eje intermedio

Tabla 10. Chaveta eje intermedio

Longitud l (mm)	Ancho b (mm)	Alto h (mm)	Profundidad en el eje h_1 (mm)	Profundidad en el cubo h_2 (mm)
25	18	11	7	4

6.4.3. Chavetas del eje de salida

Tabla 11. *Chaveta eje de salida*

Longitud l (mm)	Ancho b (mm)	Alto h (mm)	Profundidad en el eje h_1 (mm)	Profundidad en el cubo h_2 (mm)
35	28	16	10	6

6.4. LUBRICANTE

Para lubricar el reductor de velocidad durante su funcionamiento se va a utilizar el aceite **ISO VG 680**, un lubricante típico empleado para este tipo de actividades.

En el *Anexo de cálculos* se puede comprobar cómo su uso es válido y para el llenado de la carcasa se realizará mediante barboteo. Las ventajas que encontramos en este lubricante son las siguientes:

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

6.5. ARANDELAS ELÁSTICAS

Para evitar que se produzca desplazamiento axial en los elementos conformantes, se van a utilizar arandelas elásticas para cada uno de los ejes, colocando dos arandelas por cada uno de los ejes.

Tabla 12. *Arandelas elásticas*

EJE	ESPESOR (mm)	D_1 (mm)
Entrada	1.75	40
Intermedio	2.5	65
Salida	3	100

6.6. CASQUILLOS

Para evitar el desplazamiento axial de los diferentes componentes que van montados en los ejes se utilizarán este tipo de casquillos del proveedor SKF. Se encuentran representados en el plano de conjunto del *Anexo de planos*.

6.7. CARCASA Y TAPAS

Estos elementos fabricados de fundición gris FG 25 tienen la misión de contener el lubricante y proteger los elementos internos de agentes externos, como corrosión, cambios de temperatura, etc.

Tal y como se ha especificado en el *Pliego de condiciones*, su fabricación será mediante molde de arena y posteriormente se mecanizarán los roscados y las zonas para el alojamiento de los elementos interiores de las mismas.

Su montaje se encuentra detallado en el *Pliego de condiciones técnicas*, en el cuál se especificado los diversos acabados que debe de tener además de sus condiciones para el montaje.

6.8. RETENES

Para evitar la pérdida de lubricante del interior del reductor por los ejes mediante los que se conecta a las máquinas exteriores, se utilizarán retenes, los cuales se encuentran detallados en el *Anexo de planos*, donde se puede observar su posicionamiento.

El retén que se colocará en el eje de entrada será el HMS5 V 40x50x8, y para el eje de salida el retén a colocar será el HMS5 V 100x120x10.

6.9. TAPONES

Para introducir el lubricante, se utilizarán dos tapones situados en la parte superior y la inferior, para la introducción del lubricante y para el vaciado del mismo respectivamente. Se deberá tener en cuenta la colocación de un imán en la salida de aceite para atraer la impurezas.

PLIEGO DE CONDICIONES

CONTENIDO

DISPOSICIONES GENERALES	34
1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	34
1.1. CONDICIONES FACULTATIVAS	34
1.1.1. DELIMITACIÓN GENERAL DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS	34
1.1.2. OBLIGACIONES GENERALES DEL FABRICANTE	35
1.1.3. PRESCRIPCIONES GENERALES ACERCA DE MATERIALES, TRABAJOS Y MEDIOS AUXILIARES.	37
1.2. CONDICIONES ECONÓMICAS.....	40
1.2.1. PRINCIPIO GENERAL.....	40
1.2.2. FIANZAS.	40
1.2.3. PRECIOS.....	40
1.2.4. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.....	42
1.2.5. INDEMNIZACIONES MUTUAS.....	42
1.3. CONDICIONES LEGALES.....	43
1.3.1. RESCISIÓN DE CONTRATO.....	43
1.3.2. MODIFICACIONES EN EL CONTRATO.....	44
1.4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN.....	44
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS	45
2.1. CONDICIONES	45
2.1.1. CONDICIONES DE SUMINISTRO DE PRODUCTOS PARA LA FABRICACIÓN	45
2.1.2. MATERIALES	46
2.1.3. MOLDEO EN ARENA.....	47
2.1.4. ELEMENTOS DE PROVEEDOR.....	48
2.2. CONDICIONES TÉCNICAS	48

2.2.1. EJE DE ENTRADA	48
2.2.2. EJE INTERMEDIO.....	50
2.2.3. EJE DE SALIDA	52
2.2.4. PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA	53
2.2.5. RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.....	
2.2.6. PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.....	55
2.2.7. RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA.....	57
2.2.8. TAPAS DE LA CARCASA	58
2.2.9. CARCASA	59
2.2.10. UNIÓN ENTRE MÁQUINA EXTERNA Y REDUCTOR	60
2.2.11. CONTROL DE CALIDAD.	60
2.2.12. CONDICIONES DE MONTAJE.....	61

DISPOSICIONES GENERALES

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

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

1.1. CONDICIONES FACULTATIVAS

1.1.1. DELIMITACIÓN GENERAL DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS

1.1.1.1. Ingeniero técnico director

Las funciones del ingeniero técnico director corresponde a:

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

1.1.1.2. Fabricante

- Organizar las intervenciones propias de los subcontratistas.
- Acordar con el promotor las fechas provisionales y definitivas de recepción.
- Salvaguardar el libro de órdenes y seguimiento.
- Aprovisionar con anterioridad los materiales necesarios al ingeniero técnico director.
- Estructurar los diferentes trabajos, realizando los planos de fabricación necesarios.
- Verificar la verosimilitud de todos los elementos constructivos y declinar aquellas que no cumplan con las garantías normativa vigente.

1.1.2. OBLIGACIONES GENERALES DEL FABRICANTE.

1.1.2.1. Verificación de los documentos del proyecto.

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

1.1.2.2. Plan de higiene y seguridad.

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

1.1.2.3. Estudio en taller.

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

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

1.1.2.4. Representante del contratista.

Durante la fabricación, el contratista deberá delegar sus funciones en una persona que tendrá el cometido de jefe durante la misma. Sus funciones se verán limitadas a las mismas que corresponden al contratista.

En el pliego de condiciones particulares se especificará los especialistas o personal facultativo que el fabricante deba mantener cómo mínimo y los tiempos específicos para cada tarea. En caso de omisión de estos detalles, o la falta de conocimientos técnicos del personal, habilitará al ingeniero técnico a detener el proceso de fabricación hasta que se subsanen estas deficiencias.

1.1.2.5. Presencia del contratista durante el proceso de fabricación.

De forma directa, o indirectamente (mediante encargados), deberá tener una supervisión durante la jornada de trabajo y junto con el ingeniero técnico director, el cual aconsejará el método de los procesos y proporcionará datos necesarios.

1.1.2.6. Trabajos no acordados anteriormente.

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

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

1.1.2.7. Interpretaciones, modificaciones de los documentos y aclaraciones del proyecto.

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

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

1.1.2.8. Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa.

Si existe algún tipo de queja o reclamación acerca de las indicaciones de la dirección facultativa, se realizarán a través del ingeniero técnico director. No

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

1.1.2.9. Denegación del personal elegido por la dirección facultativa por parte del contratista.

No estará permitido por parte del contratista prescindir del personal encargado designado por el ingeniero técnico director o de este mismo para la supervisión de las operaciones. Tampoco podrá pedir por parte de la propiedad la designación de otros técnicos especializados para las mediciones y reconocimientos.

1.1.2.10. Exclusión de los trabajadores.

En casos de faltas graves durante la ejecución material del proceso por parte de los operarios, y el ingeniero técnico director quiera prescindir de los mismos, deberá comunicárselo al fabricante sin discusión alguna.

Estará permitido por parte del contratista la subcontratación de diferentes partes del proyecto, tal como aparece reflejado en el pliego de condiciones.

1.1.3. PRESCRIPCIONES GENERALES ACERCA DE MATERIALES, TRABAJOS Y MEDIOS AUXILIARES.

1.1.3.1. Inicio del proceso de fabricación y ritmo de ejecución de los trabajos.

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

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

1.1.3.2. Orden de los trabajos.

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

1.1.3.3. Facilidades para otros contratistas.

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

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

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

1.1.3.5. Prórroga por causa de fuerza mayor.

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

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

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

1.1.3.7. Condiciones generales de ejecución de los trabajos.

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

1.1.3.8. Trabajos defectuosos.

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

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

1.1.3.9. Procedencia de los materiales y de los aparatos.

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

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

1.1.3.10. Materiales y aparatos defectuosos.

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

1.2. CONDICIONES ECONÓMICAS

1.2.1. PRINCIPIO GENERAL

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

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

1.2.2. FIANZAS

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

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

1.2.2.1. Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza.

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

1.2.2.2. Devolución general

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

1.2.3. PRECIOS

1.2.3.1. Precio de la contrata

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

1.2.3.2. Precios conraindicados

Referido a la introducción, por parte del ingeniero técnico director, de cambios necesarios en los materiales o en las unidades de trabajo para la mejora. En caso de no haber entendimiento entre el ingeniero técnico director y el contratista, será el arquitecto quién juntamente con el contratista determine la necesidad de estos cambios, siempre y cuando sea previo al comienzo de la ejecución material de los trabajos.

1.2.3.3. Reclamación por precios

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

1.2.3.4. Estandarización de los precios

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

1.2.3.5. Revisión de los precios contratados

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

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

1.2.3.6. Acopio de materiales

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

1.2.4. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.

1.2.4.1. Pagos

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

1.2.4.2. Abonos de trabajo ejecutados durante el plazo de garantía

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

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

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.

El importe estará marcado en un tanto por mil del importe total de los trabajos contratados, por cada día natural de retraso, contado a partir del día de finalización acordado.

1.2.5.2. Retraso en los pagos.

En caso de que no se afrontase el pago de las actividades realizadas durante el mes siguiente a la ejecución de los mismos, el contratista podrá reclamar el 5% anual como interés de demora durante el tiempo de retraso y con el importe que anteriormente se ha comentado.

Si pasados tres meses del mes anterior si afrontar el pago, se podrá llevar a cabo la resolución del contrato, produciéndose la liquidación de los materiales de acopio siempre y cuando la cantidad no sea superior a necesaria para la finalización del proceso.

1.3. CONDICIONES LEGALES

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

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

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

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

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

1.3.1. RESCISIÓN DE CONTRATO

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

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

1.3.2. MODIFICACIONES EN EL CONTRATO.

Las condiciones para la inclusión de modificaciones en el contrato son:

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

1.4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN

La contrata podrá realizar las acciones referenciadas a la fabricación del producto final, garantizando siempre las condiciones especificados en los cálculos y planos.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

2.1. CONDICIONES

Los materiales usados para la fabricación del reductor de velocidad deberán adaptarse a aquello especificado en ese documento o en el resto conformante del proyecto. No obstante, se deberá hacer un seguimiento del documento especificado para la adecuación del uso de los materiales.

Todo aquel material que se emplee en el reductor debe ser aquel especificado en el pliego de condiciones, donde se encuentran especificados todos los datos de los mismos, como pueden ser características resistentes, procesos de mecanizado del material o tratamientos térmicos. En el caso de no poder obtener los materiales especificados, previa consulta con el facultativo, las características mecánicas mínimas de los materiales deberán ser superiores siempre respecto aquellos elegidos inicialmente.

Respecto a la recepción de los materiales, se deberá verificar que cumplen con las especificaciones tanto técnicas como mecánicas que se dejan claramente marcadas en el pliego de condiciones particular de materiales. Asimismo, el tamaño de los materiales debe ser verificado para que sea adecuado a la condiciones de fabricación. Es decir, el bruto de material debe ser de mayor tamaño que el necesario para las operaciones pero sin existir un sobredimensionado excesivo para el ahorro en costes de mecanizado y excedentes.

2.1.1. CONDICIONES DE SUMINISTRO DE PRODUCTOS PARA LA FABRICACIÓN

Todas las indicaciones de certificación y control, los ensayos y las pruebas a realizar, la tolerancia acerca de las dimensiones, la granulometría del material, las propiedades químicas y documentaciones de los materiales vendrán especificadas en la UNE 36007.

Respecto a las condiciones de los aceros, estos vendrán regulados por las norma UNE 36076 sobre suministros de calibrados de acero. La norma UNE 36012 será aquella que especifique las tolerancias de los redondos de acero.

En lo referido a las operaciones de temple y revenido para aumentar la dureza de los materiales, se utilizará la norma UNE 36006, que en este caso está referida a redondos de acero que son aquellos que utilizaremos en este planteamiento.

En el caso de los materiales de fundición gris FG-25, se deberá cumplir lo especificado en la norma UNE36111 referido a las características de piezas moldeadas.

2.1.2. MATERIALES

2.1.2.1. Acero F-150D

- Características mecánicas:
 - Módulo de elasticidad 206000 N/mm²
 - Dureza Brinell: 250 HB
 - Carga de rotura Su: 980 N/mm²

- Composición química
 - Carbono 0.2 %
 - Magnesio 1.25%
 - Cromo 1.15 %

2.1.2.2. Fundición gris FG-25

- Características mecánicas:
 - Módulo de elasticidad 107800 N/mm²
 - Dureza Brinell: 274.4 HB
 - Carga de rotura Su: 210-260 N/mm²

- Composición química
 - Carbono 3.12%
 - Silicio 2.3 %
 - Magnesio 0.75%
 - Fósforo 0.2%
 - Azufre 0.1 %

2.1.2.3. Acero F-1150

- Características mecánicas:
 - Módulo de elasticidad 107800 N/mm²
 - Dureza Brinell: 274.4 HB
 - Carga de rotura Su: 980 N/mm²

- Composición química
 - Carbono 0.5 %
 - Silicio <0.4 %
 - Magnesio 0.65 %
 - Fósforo <0.35 %
 - Azufre <0.035 %
 - Níquel <0.4 %

2.1.2.4. Tratamientos térmicos

Debido a que algunas de las piezas que forman el reductor deben soportar choques y vibraciones, se endurece el acero para aumentar sus características mecánicas mediante templado y revenido.

El templado consiste en calentar superficialmente de manera muy rápida el acero para que únicamente la capa exterior del metal será penetrada, y a continuación se somete a un enfriamiento muy rápido para aumentar su dureza.

En cuanto al revenido, se trata del proceso realizado a continuación, consistente en un enfriamiento rápido del material templado para de este modo obtener la dureza adecuada.

2.1.3. MOLDEO EN ARENA

2.1.3.1. Proceso de conformación

Para realizar correctamente las carcasas del reductor de velocidad, la arena debe estar distribuida uniformemente sobre el molde, para de este modo obtener la geometría deseada. Esta debe quedar bien compactada para cumplir con lo anteriormente dicho.

2.1.4. ELEMENTOS DE PROVEEDOR

Son varias las piezas que por su complejidad o producción en masa, resulta económicamente más favorables comprarlas que fabricarlas. Estas piezas son las siguientes:

- Retenes de la marca SKF
- Rodamientos de la marca SKF
- Chavetas de la marca OPAC
- Arandelas elásticas de la marca KRAMP

Es obvio que cada uno de los elementos vendrá embalado y cerrado, manteniendo sus condiciones iniciales.

2.2. CONDICIONES TÉCNICAS

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

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

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

2.2.1. EJE DE ENTRADA

2.2.1.1. Material

El material del cual se realizará el eje de entrada será acero F-1150.

2.2.1.2. Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 55$ mm y una longitud de 350 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante puntos.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
5. Cilindrado de acabo en las caras de los diferentes diámetros.
6. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
7. Ranurado para las arandelas elásticas.
8. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
9. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
10. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.
11. Tratamiento térmico.

2.2.1.3. Acabados y tolerancias.

2.2.1.3.1. Acabado superficial

Las zonas de precisión donde van alojados los rodamientos y los engranajes deberán ser de precisión por lo que se necesitará una calidad mínima ISO N6, con una tolerancia de encaje de h6. Las zonas de mayor diámetro del eje pueden tener un acabado superficial ISO N9.

En cuanto a los asientos de los rodamientos, la calidad mínima exigida será ISO N6 ya que debe haber apriete entre los rodamientos. Se debe verificar el ajuste para evitar demasiadas holguras entre ejes y rodamientos.

2.2.1.3.2. Chaflanes

En los extremos de los ejes se realizará un chaflán de $1 \times 45^\circ$ para de este modo evitar zonas cortantes en los mismos.

2.2.1.3.3. Radio en cambio de secci3n.

El radio en los cambios de secci3n que evitar3 que actu3 como concentrador de tensiones ser3 de 0.5 mm

2.2.1.3.4. Ajuste de los chaveteros

En este caso, existen dos chaveteros en el eje, el que une este mismo con el engranaje y el que lo une al motor que le transmite el giro. La tolerancia que ser3 aplicada al chavetero N9, seg3n la norma UNE 17.102.

2.2.2. EJE INTERMEDIO

2.2.2.1. Material

El material del cual se realizar3 el eje de entrada ser3 acero F-1150.

2.2.2.2. Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 70$ mm y una longitud de 250 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeci3n en el torno mediante puntos.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Desbastes en las zonas de cambio de secci3n para los diferentes di3metros de la pieza.
5. Cilindrado de acabo en las caras de los diferentes di3metros.
6. Cilindrado de los radios para los cambios de secci3n donde se alojan los rodamientos.
7. Ranurado para las arandelas el3sticas.
8. Desbaste y acabado de la zona del chavetero

9. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
10. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.
11. Tratamiento térmico.

2.2.2.3. Acabados y tolerancias.

2.2.2.3.1. Acabado superficial

Las zonas de precisión donde van alojados los rodamientos y los engranajes deberán ser de precisión por lo que se necesitará una calidad mínima ISO N6, con una tolerancia de encaje de h6. Las zonas de mayor diámetro del eje pueden tener un acabado superficial ISO N9.

En cuanto a los asientos de los rodamientos, la calidad mínima exigida será ISO N6 ya que debe haber apriete entre los rodamientos. Se debe verificar el ajuste para evitar demasiadas holguras entre ejes y rodamientos.

2.2.2.3.2. Chaflanes

En los extremos de los ejes se realizará un chaflán de $1 \times 45^\circ$ para de este modo evitar zonas cortantes en los mismos.

2.2.2.3.3. Radio en cambio de sección.

El radio en los cambios de sección que evitará que actúe como concentrador de tensiones será de 0.5 mm

2.2.2.3.4. Ajuste de los chaveteros

En este caso, existen dos chaveteros en el eje, el que une este mismo con el engranaje y el que lo une al motor que le transmite el giro. La tolerancia que será aplicada al chavetero será N9, según la norma UNE 17.102.

2.2.3. EJE DE SALIDA

2.2.3.1. *Material*

El material del cual se realizará el eje de entrada será acero F-1150.

2.2.3.2. *Proceso de mecanizado*

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 120$ mm y una longitud de 375 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante puntos.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
5. Cilindrado de acabado en las caras de los diferentes diámetros.
6. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
7. Ranurado para las arandelas elásticas.
8. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
9. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
10. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.
11. Tratamiento térmico.

2.2.3.3. *Acabados y tolerancias.*

2.2.3.3.1. *Acabado superficial*

Las zonas de precisión donde van alojados los rodamientos y los engranajes deberán ser de precisión por lo que se necesitará una calidad mínima

ISO N6, con una tolerancia de encaje de h6. Las zonas de mayor diámetro del eje pueden tener un acabado superficial ISO N9.

En cuanto a los asientos de los rodamientos, la calidad mínima exigida será ISO N6 ya que debe haber apriete entre los rodamientos. Se debe verificar el ajuste para evitar demasiadas holguras entre ejes y rodamientos.

2.2.3.3.2. Chaflanes

En los extremos de los ejes se realizará un chaflán de $1 \times 45^\circ$ para de este modo evitar zonas cortantes en los mismos.

2.2.3.3.3. Radio en cambio de sección.

El radio en los cambios de sección que evitará que actúe como concentrador de tensiones será de 0.5 mm

2.2.3.3.4. Ajuste de los chaveteros

En este caso, existen dos chaveteros en el eje, el que une este mismo con el engranaje y el que lo une al motor que le transmite el giro. La tolerancia que será aplicada al chavetero será N, según la norma UNE 17.102.

2.2.4. PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

2.2.4.1. Material

El material del cual se realizará el piñón de la primera etapa será acero F150D.

2.2.4.2. Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 75$ mm y una longitud de 25 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

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

3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
5. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
6. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
7. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
8. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

2.2.4.3. Acabados y tolerancias.

2.2.4.3.1. Tolerancia

Siguiendo la norma UNE 18048:1983 para ruedas dentadas, entre las 12 calidades para la fabricación, la que mejor se ajustará a nuestras necesidades será la calidad 6.

2.2.4.3.2. Ajuste entre el eje y el cubo

La tolerancia elegida para entre el cubo y el eje será Js con acabado ISO N6.

2.2.4.3.3. Ajuste de los chaveteros

La tolerancia que será aplicada al chavetero será Js9, según la norma UNE 17.102.

2.2.5. RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

2.2.5.1. Material

El material del cual se realizará la rueda de la primera etapa será acero F150D.

2.2.5.2. Proceso de mecanizado

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 420$ mm y una longitud de 25 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
5. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
6. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
7. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
8. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

2.2.5.3. Acabados y tolerancias.

2.2.5.3.1. Tolerancia

Siguiendo la norma UNE 18048:1983 para ruedas dentadas, entre las 12 calidades para la fabricación, la que mejor se ajustará a nuestras necesidades será la calidad 6.

2.2.5.3.2. Ajuste entre el eje y el cubo

La tolerancia elegida para entre el cubo y el eje será k5 con acabado ISO N6.

2.5.4.3.3. Ajuste de los chaveteros

La tolerancia que será aplicada al chavetero será Js9, según la norma UNE 17.102.

2.2.6. PIÑÓN DE LA SEGUNDA

2.2.6.1. Material

El material del cual se realizará el piñón de la segunda etapa será acero F150D.

2.2.6.2. *Proceso de mecanizado*

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 130$ mm y una longitud de 50 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
5. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
6. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
7. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
8. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

2.2.6.3. *Acabados y tolerancias.*

2.2.6.3.1. *Tolerancia*

Siguiendo la norma UNE 18048:1983 para ruedas dentadas, entre las 12 calidades para la fabricación, la que mejor se ajustará a nuestras necesidades será la calidad 6.

2.2.6.3.2. *Ajuste entre el eje y el cubo*

La tolerancia elegida para entre el cubo y el eje será k5 con acabado ISO N6.

2.2.6.3.3. *Ajuste de los chaveteros*

La tolerancia que será aplicada al chavetero será Js9, según la norma UNE 17.102.

2.2.7. RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA

2.2.7.1. *Material*

El material del cual se realizará la rueda de la segunda etapa será acero F150D.

2.2.7.2. *Proceso de mecanizado*

Partiremos de un cilindro de $\varnothing 710$ mm y una longitud de 50 mm, para de este modo desperdiciar la menor cantidad de material y tener amarre del material.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Mecanizado de la zona de los dientes mediante fresado
5. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
6. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
7. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
8. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

2.2.7.3. *Acabados y tolerancias.*

2.2.7.3.1. *Tolerancia*

Siguiendo la norma UNE 18048:1983 para ruedas dentadas, entre las 12 calidades para la fabricación, la que mejor se ajustará a nuestras necesidades será la calidad 6.

2.2.7.3.2. *Ajuste entre el eje y el cubo*

La tolerancia elegida para entre el cubo y el eje será k5 con acabado ISO N6.

2.2.7.3.3. Ajuste de los chaveteros

La tolerancia que será aplicada al chavetero será Js9, según la norma UNE 17.102.

2.2.8. TAPAS DE LA CARCASA

2.2.8.1. Material

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

2.2.8.2. Proceso de fabricación. Conformado

Los pasos a seguir serán los siguientes:

1. Colada
2. Mecanizado mediante fresa de las zonas exteriores en contacto con la carcasa.
3. Mecanizado mediante fresa de aquellos orificios donde posteriormente se coloquen los retenes.
4. Taladrado en el centro de mecanizado de los calados para la sujeción mediante tornillería.
5. Soplado y limpiado de la pieza.

2.2.8.3. Acabados y tolerancias.

2.2.8.3.1. Zona de contacto con la carcasa.

Para facilitar la extracción de las tapas, deberá tener relativa holgura, por lo que la calidad será h8.

2.2.8.3.2.2. Zona de contacto con los retenes.

La tolerancia en este caso será k7.

2.2.9. CARCASA

2.2.9.1. Material

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

2.2.9.2. Proceso de fabricación. Conformado

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

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

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

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

2.2.9.3. Acabados y tolerancias.

2.2.9.3.1. Zona de unión con las tapas.

Al tratarse de una zona de bastante actuación, ya que es el punto donde se realiza el despiece del reductor, se necesitará garantizar la impermeabilidad de esta zona, por lo que tendrá un acabado N7.

2.2.9.3.2. Asiento de los rodamientos.

Para permitir el giro axial de los ejes, la calidad mínima del asiento de los rodamientos será N7.

2.2.10. UNIÓN ENTRE MÁQUINA EXTERNA Y REDUCTOR

Este tipo de unión se realizará mediante acoplamientos de tipo flexible para poder absorber las desviaciones y errores de desalineamiento y no sufrir ningún tipo de daño.

Para el árbol de entrada deberá haber un máximo de 0.5 mm de holgura radial y hasta 2.5 mm de holgura axial.

En el caso del árbol de salida, la holgura radial pasará a 0.6mm siendo la holgura axial de 4mm.

2.2.11. CONTROL DE CALIDAD.

2.2.11.1. Control de calidad de los engranajes

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

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

Las mediciones se realizarán del siguiente modo:

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

2.2.11.2. Control de calidad de los ejes.

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

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

2.2.12. CONDICIONES DE MONTAJE

Se aconseja el uso de este método para el ensamblaje de todas las piezas del reductor, si bien es cierto, que no es el único método aceptable. Es de vital importancia la adecuación de la seguridad tanto del personal de trabajo como de las piezas formantes del conjunto del reductor.

2.2.12.1. Condiciones de montaje.

El mecanismo deberá estar montado sobre una superficie rígida, sólida y constante para permitir que las vibraciones puedan ser absorbidas sobre esta superficie y no desgaste el elemento.

Será importante asegurar que la alimentación del motor coincide con su tensión, que el giro es el deseado y que existe alineamiento entre todos los componentes del reductor.

Será importante asegurar la estanqueidad del reductor mediante el sellado correcto de las juntas, para evitar fugas de aceite que provoquen pérdida de viscosidad y por tanto choques en el reductor.

2.2.12.1. Orden de montaje.

1. Colocación de la carcasa sobre la superficie.
2. Asegurar la posición del eje de entrada en los calados de la carcasa.
3. Unión del conjunto del piñón de la primera etapa con el eje mediante la chaveta.
4. Unión de casquillos y rodamientos, y fijado de estos últimos mediante las arandelas correspondientes.
5. Asegurar la posición del eje intermedio en los calados de la carcasa.
6. Colocación del casquillo correspondiente.

7. Unión del conjunto de la rueda de la segunda etapa con el eje mediante la chaveta.
8. Colocación del casquillo.
9. Unión del conjunto del piñón correspondiente a la segunda etapa al eje mediante la chaveta.
10. Posicionamiento de rodamientos y fijado de los mismos mediante las arandelas correspondientes.
11. Unión del retén correspondiente al eje de entrada y posicionamiento de las tapas de la carcasa para su posterior atornillado.
12. Asegurar la posición del eje de salida en los calados de la carcasa.
13. Unión de la rueda de la segunda etapa con el eje mediante la chaveta.
14. Unión de casquillos y rodamientos, y fijado de estos últimos mediante las arandelas correspondientes.
15. Unión del retén correspondiente al eje de salida y posicionamiento de las tapas de la carcasa para su posterior atornillado.
16. Unión de las dos partes de la carcasa para asegurar la estanqueidad del reductor.
17. Lubricado de aceite por los orificios correspondientes.

CÁLCULOS

CONTENIDO

1. Introducción.....	67
2. Datos iniciales.....	70
3. Descripción del reductor de velocidades.....	70
4. Diseño de los engranajes.....	70
4.1. Relación de transmisión de cada etapa.....	70
4.2. Estimación del tamaño mínimo de los engranajes.....	72
4.2.1. Diámetro del eje por deflexión torsional.....	72
4.3. Datos de partida para el cálculo de engranajes.....	73
4.4. Estimación inicial de la viscosidad del lubricante a utilizar.....	74
4.5. Estudio de los posibles módulos a utilizar.....	75
4.5.1. 1ª Etapa.....	77
4.5.2. 2ª Etapa.....	78
4.5.4. Resumen de los resultados.....	79
4.6. Acciones entre dientes con perfil de evolvente.....	79
4.7. Cálculo de anchura de los engranajes.....	81
4.7.1. Selección del material de los engranajes.....	81
4.7.2. Cálculo a flexión.....	82
4.7.3. Cálculo a presión superficial.....	83
4.7.4. Coeficientes reales de funcionamiento.....	85
4.7.5. Coeficientes de seguridad y criterio de dimensionado.....	86
4.7.6. Tensión de contacto máxima admisible.....	87
4.7.7. Tensión normal máxima admisible.....	88
4.7.8. Método United.....	90
4.7.9. Resultados obtenidos para ambas etapas.....	91
5. Diseño de los ejes.....	94
5.1. Datos generales.....	94

5.2. Disposición de los ejes.....	94
5.3. Esfuerzos en los ejes.....	95
5.3.1. Cálculo de esfuerzos en los ejes.....	95
5.4. Cálculo a fatiga.....	112
5.4.1. Cálculo del límite a fatiga.....	113
5.4.2. Cálculo del factor de seguridad.....	117
5.5. Cálculo a deflexión lateral.....	119
5.5.1. Deflexión en el eje de entrada.....	119
5.5.2. Deflexión en el eje intermedio.....	123
5.5.3. Deflexión en el eje de salida.....	127
5.6. CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	131
5.6.1. Selección del tipo de rodamientos.....	131
5.6.2. Cálculo de rodamientos.....	131
5.7. UNIÓN A TORSIÓN.....	140

TABLAS

Tablas 1. <i>Etapas</i>	71
Tablas 2. <i>Resultados torsión</i>	73
Tablas 3. <i>Tamaño reductor</i>	74
Tablas 4. <i>Características módulo (etapas)</i>	79
Tablas 5. <i>Fuerzas</i>	80
Tablas 6. <i>Resultados ambas etapas</i>	93
Tablas 7. <i>Factor de superficie</i>	114
Tablas 8. <i>Factor de confiabilidad</i>	115
Tablas 9. <i>Árbol de entrada</i>	116
Tablas 10. <i>Árbol de salida</i>	117
Tablas 11. <i>Deflexión eje entrada</i>	119
Tablas 12. <i>Deflexión eje entrada (2)</i>	120
Tablas 13. <i>Valor deformaciones y deflexiones</i>	121
Tablas 14. <i>Deflexión eje entrada (3)</i>	121
Tablas 15. <i>Deflexión eje entrada (4)</i>	122
Tablas 16. <i>Valor deformaciones y deflexiones(2)</i>	123
Tablas 17. <i>Deflexión eje int.</i>	123
Tablas 18. <i>Deflexión eje int. (2)</i>	124
Tablas 19. <i>Valor deformaciones y deflexiones (3)</i>	125
Tablas 20. <i>Deflexión eje int. (3)</i>	125
Tablas 21. <i>Deflexión eje int. (4)</i>	126
Tablas 22. <i>Valor deformaciones y deflexiones (4)</i>	126
Tablas 23. <i>Deflexión eje salida</i>	127
Tablas 24. <i>Deflexión eje salida (2)</i>	128
Tablas 25. <i>Valor deformaciones y deflexiones (5)</i>	129
Tablas 26. <i>Deflexión eje salida (3)</i>	129
Tablas 27. <i>Deflexión eje salida (4)</i>	130
Tablas 28. <i>Valor deformaciones y deflexiones (6)</i>	131

FIGURAS

Figuras 1. Viscosidad lubricante.....	75
Figuras 2. Módulos estandarizados.....	77
Figuras 3. Módulos estandarizados (2)	78
Figuras 4. Resultados 1º etapa	91
Figuras 5. Resultados 2º etapa	92
Figuras 6. Esquema reductor	94
Figuras 7. Eje entrada.....	95
Figuras 8. Eje intermedio	96
Figuras 9. Eje salida	96
Figuras 10. Momentos flectores entrada	98
Figuras 11. Momentos flectores entrada (2).....	99
Figuras 12. Momentos flectores entrada (3).....	100
Figuras 13. Momentos flectores entrada (4).....	102
Figuras 14. Momentos flectores int.	103
Figuras 15. Momento flectores int. (2)	104
Figuras 16. Momentos flectores int. (3).....	106
Figuras 17. Momentos flectores int. (4).....	107
Figuras 18. Momentos de flectores salida	108
Figuras 19. Momentos flectores salida (2)	109
Figuras 20. Momentos flectores salida (3)	111
Figuras 21. Momentos flectores salida (4)	112
Figuras 22. Seguridad eje de entrada	117
Figuras 23. Seguridad eje intermedio	118
Figuras 24. Seguridad eje salida	118
Figuras 25. Deformación angular eje entrada.....	119
Figuras 26. Deflexión eje de entrada	120
Figuras 27. Deformación angular eje entrada (2)	120
Figuras 28. Deflexión eje entrada (2)	120
Figuras 29. Deformación angular eje entrada (3)	121
Figuras 30. Deflexión eje entrada (3)	122

Figuras 31. Deformación angular eje entrada (4)	122
Figuras 32. Deflexión eje entrada (4)	122
Figuras 33. Deformación angular eje int.	123
Figuras 34. Deflexión eje int.	124
Figuras 35. Deformación angular eje int. (2)	124
Figuras 36. Deflexión eje int. (2).....	124
Figuras 37. Deformación angular eje int. (3)	125
Figuras 38. Deflexión eje int. (3).....	125
Figuras 39. Deformación angular eje int. (4)	126
Figuras 40. Deflexión eje int. (4).....	126
Figuras 41. Deformación angular eje salida	127
Figuras 42. Deflexión eje salida	127
Figuras 43. Deformación angular eje salida (2)	128
Figuras 44. Deflexión eje salida (2).....	128
Figuras 45. Deformación angular eje salida (3)	129
Figuras 46. Deflexión eje salida (3).....	129
Figuras 47. Deformación angular eje salida (4)	130
Figuras 48. Deflexión eje salida (4).....	130
Figuras 49. Viscosidad lubricante (2)	132
Figuras 50. Cálculo fuerza equivalente	133
Figuras 51. Ficha técnica rodamiento	134
Figuras 52. Ficha técnica rodamiento (2).....	135
Figuras 53. Ficha técnica rodamiento (3).....	136
Figuras 54. Ficha técnica rodamiento (4).....	137
Figuras 55. Ficha técnica rodamiento (5).....	138
Figuras 56. Ficha técnica rodamiento (6).....	139

1. Introducción.

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

2. Datos iniciales.

- Velocidad de entrada: 1400 rpm
- Relación de transmisión: 34,22
- Par máximo a la salida: 3531 Nm

3. Descripción del reductor de velocidades

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

$$\omega_{salida} = \frac{\omega_{entrada}}{i_{total}} = \frac{1400 \text{ rpm}}{34,22} = 40,912 \text{ rpm} = 4,2843 \text{ rad/s}$$

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

$$P = \omega_{salida} * T_{salida} = 4,2843 * 3531 = 15,1278 \text{ kW}$$

4. Diseño de los engranajes.

4.1. Relación de transmisión de cada etapa.

Dado a que la máxima relación de velocidades en engranajes cilíndricos a velocidades normales se encuentra en un valor entre 6 y 8, se ha decidido realizar el reductor en 2 etapas.

$$i_{etapas} = \sqrt[2]{i_{total}} = \sqrt[2]{34,22} = 5,85$$

Debido a que es difícilmente posible obtener exactamente esta relación de velocidades, se considera un error máximo del 5%, debiendo estar este valor en cada etapa comprendido entre estos valores:

- Relación de velocidades máxima por etapa: 5,9960
- Relación de velocidades mínima por etapa: 5,7035

Lo mismo ocurrirá con la velocidad en el eje de salida del reductor, ya que es directamente dependiente de la relación de velocidades de cada etapa. Por tanto, los límites de la velocidad en el eje de salida serán:

- Velocidad máxima en el eje de salida: 41,9345 rpm
- Velocidad mínima en el eje de salida: 39,8890 rpm

Finalmente el reductor de velocidad tendrá las siguientes características en cada una de sus etapas:

1ª Etapa

- Velocidad de entrada: $\omega_{e1}=1400$ rpm
- Relación de velocidades: $i_1=5,85$
- Velocidad a la salida: $\omega_{s1}=239,32$ rpm

2ª Etapa

- Velocidad de entrada: $\omega_{e2}=239,32$ rpm
- Relación de velocidades: $i_2=5,85$
- Velocidad a la salida: $\omega_{s2}=40,91$ rpm

Tablas 1. *Etapas*

	1ª etapa	2ª etapa
Velocidad de entrada ω_e	$\omega_{e1}=1400$ rpm	$\omega_{e2}=239.32$ rpm
Relación de velocidades i	$i_1=5,85$	$i_2=5,85$
Velocidad a la salida ω_s	$\omega_{s1}=239.32$ rpm	$\omega_{s2}=40.91$ rpm

Como se puede apreciar, tanto la relación de velocidades por etapa como la velocidad en el eje de salida del reductor se encuentran entre valores válidos, por lo que se procederá a su uso.

De este modo, la relación de velocidades total será:

$$i_{total} = i_{etapas}^2 = 5,85^2 = 34,2225$$

La diferencia entre la relación de velocidades total del reductor y la indicada en los datos iniciales es de un 0,000073%, por lo que se ajusta a los valores necesarios para el diseño del reductor de velocidades y cumple con las especificaciones.

4.2. Estimación del tamaño mínimo de los engranajes.

En este apartado se va a realizar una aproximación al tamaño ideal de los engranajes a utilizar en el reductor de velocidad para evitar la excesiva pesadez del conjunto.

Al tratarse de una relación de transmisión relativamente alta por etapa, con un valor superior a 3, se optará por un diseño reducido de los engranajes, siendo necesaria la utilización de piñones tallados sobre el eje que se trata de una solución muy extendida en reductores comerciales.

4.2.1. Diámetro del eje por deflexión torsional.

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

El cálculo del par tursor se calculará con la relación entre la potencia de operación y la velocidad de giro del eje, tal como se indica en la ecuación siguiente:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

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

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

Considerando que será conveniente limitar la deflexión con un máximo de 0.25 °/m, se obtendrá la ecuación siguiente, siendo T el momento torsor aplicado y G, el módulo de rigidez torsional del acero, con un valor de $8.1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$:

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

Respecto al límite de la deflexión del eje, existen autores que plantean la posibilidad del uso de un valor de 0.5 °/m, ya que 0.25 °/m se trata de un valor muy restrictivo. No obstante, para el cálculo y diseño de este reductor mecánico se ha optado por el uso del valor más restrictivo para evitar de este modo que se produzcan fallos por torsión.

A continuación se muestra la tabla con los resultados obtenidos para cada una de las zonas de los ejes sometidas a torsión:

Tablas 2. Resultados torsión

Eje	ω (rpm)	T (N*m)	dmin (mm)	dmin (mm)
Entrada	1400	103,185	41,527	40
Intermedio	239,316	603,634	64,583	65
Salida	40,909	3531,258	100,440	100

Debido a la necesidad de adaptarnos a los elementos comerciales para abaratar el coste del reductor, el diámetro de los ejes ha sido elegido en función del diámetro interior de los rodamientos comerciales SKF.

4.3. Datos de partida para el cálculo de engranajes.

En este caso se ha optado por el uso de engranajes helicoidales, ya que el engrane empieza y termina de forma gradual, por lo que se traduce en una marcha notablemente más silenciosa y suave. En cambio, los engranajes de dientes rectos sufren variaciones más bruscas del esfuerzo al que se ven sometidos los dientes, factor que propicia la aparición de desgaste excesivo y ruido.

Si la circunferencia primitiva tiene un tamaño excesivamente pequeña, existirá riesgo de que se debilite el engranaje por demasiada proximidad de la circunferencia

base al fondo del chavetero. Por tanto, será necesario obtener el diámetro mínimo de los piñones del reductor, los cuales están determinados por el diámetro del eje donde va montado cada piñón, el tamaño de la chaveta utilizada y la distancia entre la circunferencia base del diente y la distancia entre el fondo del chavetero. Los tamaños estandarizados de las chavetas y chaveteros se obtendrán del *Anexo 1* referido a la norma UNE 17102-1:1967.

Los tamaños estandarizados a utilizar en el caso de este reductor serán los siguientes:

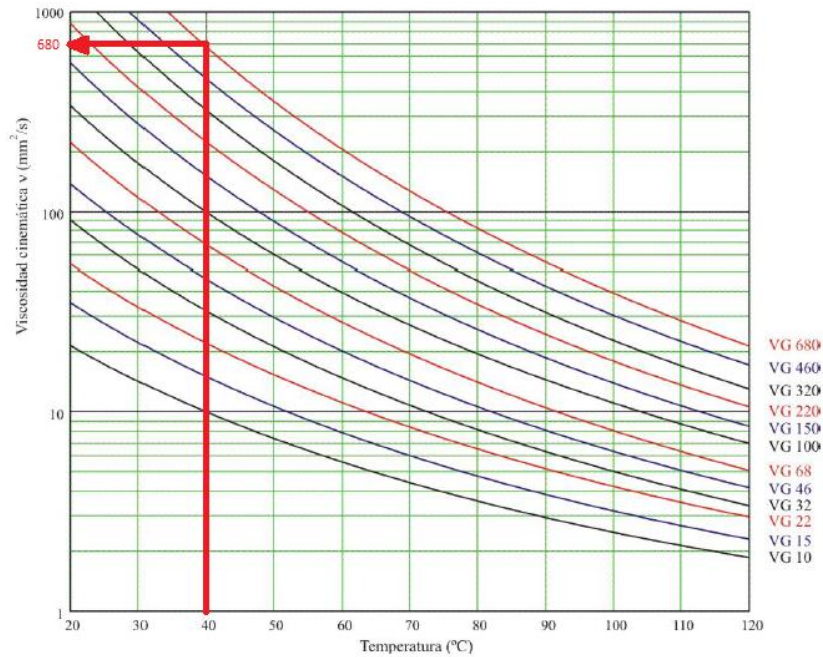
Tablas 3. *Tamaño reductor*

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
eje (mm)	40	65	65	100
altura (mm)	8	11	11	16
anchura (mm)	12	18	18	28
Profundidad en cubo (mm)	3.3	4.4	4.4	3.4
Profundidad en eje (mm)	5	7	7	10

4.4. Estimación inicial de la viscosidad del lubricante a utilizar.

La viscosidad del lubricante y la resistencia del diente son dependientes, es decir, es necesario conocer una para el cálculo de la otra. Por tanto, se supondrá inicialmente un lubricante para dimensionar los engranajes, y una vez finalizado este proceso, se determinará el lubricante necesario comprobando que el utilizado inicialmente es el adecuado.

Para resolver la anchura de los engranajes será necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a una temperatura de 40 °C. Mediante la norma ISO 3448 que realiza una clasificación de los aceites industriales, se estimará la viscosidad del lubricante haciendo uso de la gráfica que se adjunta a continuación.



Figuras 1. Viscosidad lubricante

Finalmente, se escogerá un lubricante típico empleado que es **ISO VG 680** con temperaturas de entre 20 °C y 50 °C. Tal como se observa en la tabla anterior, la viscosidad del lubricante elegido a 40°C será de 680 mm²/s.

4.5. Estudio de los posibles módulos a utilizar.

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

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

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

Al utilizar engranajes de dientes helicoidales, se diferenciará entre el módulo normal m_n , perpendicular al diente, y el módulo aparente o circunferencial m_t , en dirección perpendicular al eje. Si el engranaje es fabricado mediante cremallera generatriz, el módulo normal estará normalizado.

La relación entre el módulo real y aparente estará condicionada por la inclinación del diente β . Esta relación se obtiene mediante la *Ec. 4*:

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

Para la obtención del diámetro primitivo se utilizará la *Ec. 5*, basada en la relación entre el módulo aparente y el número de dientes.

$$d = m * z$$

La distancia entre los centros de cada etapa se calculará mediante los diámetros del piñón y la rueda:

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

A la hora de la elección de los módulos, se debe tener en cuenta que el contacto de la cabeza de los dientes no se produzca por debajo de la circunferencia base, ya que se bloquearían las ruedas. Este fenómeno es conocido como **Interferencia**.

Para evitar este fenómeno, se calculará el número de dientes mínimos a partir del cual no se produciría interferencia, Z_{min} :

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

De esta manera, aumentando el número de dientes se evitará la interferencia. Será conveniente no superar el número de dientes en 150.

El ángulo de presión tangencial se calculará a partir del ángulo de presión normal y la inclinación del diente:

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

En este caso, al utilizar para todas las etapas el mismo ángulo de presión normal ($\alpha_n = 20^\circ$) y la misma inclinación del diente ($\beta = 25^\circ$), el ángulo de presión tangencial coincidirá en las etapas siendo su valor:

$$\alpha_t = 21,88^\circ$$

Además se utilizará el valor Z_{opt} que representa el número óptimo de dientes para que no haya divisores comunes entre los dientes del piñón y la rueda, para de este modo evitar desgastes no uniformes.

4.5.1. 1ª Etapa.

Los valores dados en el reductor en su primera etapa son los siguientes:

- Diámetro del eje $d_{eje}=40$ mm
- Relación de transmisión $i_1^a=5,85$
- Profundidad del chavetero en el cubo $h_{2,1}=3.3$ mm
- Número mínimo de dientes $Z_{min}=13$ dientes
- Número máximo de dientes $Z_{max}=150$ dientes
- Ángulo de inclinación del dentado $\beta_1^a= 25^\circ$
- Ángulo de presión normal $\alpha_{n1}^a = 20^\circ$

Mediante la comprobación de los módulos estandarizados mediante las fórmulas explicadas en el apartado 4.2.4 se descartan aquellos que no cumplen condiciones como interferencia o número mínimo de dientes.

Figuras 2. Módulos estandarizados

Etapa 1											
m	mt	d1*	z1*	z1	d1 real	z2*	z2	z2opt	d2 real	i	¿Válido?
1	1,10	54,5	49,394	49	54,066	286,65	287	287	316,669	5,857	NO, z excesivo
1,25	1,38	56,475	40,947	41	56,54812	239,85	240	241	332,392598	5,878	NO, z excesivo
1,5	1,66	58,45	35,316	35	57,92734	204,75	205	207	342,598844	5,914	NO, z excesivo
2	2,21	62,4	28,277	28	61,78916	163,8	164	164	361,907957	5,857	NO, z excesivo
2,5	2,76	66,35	24,053	24	66,203	140,4	140	140	386,182	5,833	SÍ
3	3,31	70,3	21,238	21	69,513	122,85	123	123	407,146	5,857	SÍ
4	4,41	78,2	17,718	18	79,443	105,3	105	105	463,419	5,833	SÍ
5	5,52	86,1	15,607	16	88,270	93,6	94	94	518,588	5,875	SÍ
6	6,62	94	14,199	14	92,684	81,9	82	82	542,861936	5,86	NO, interferencia
8	8,83	109,8	12,439	12	105,924	70,2	70	70	617,891635	5,83	NO, interferencia
10	11,03	125,6	11,383	11	121,372	64,35	64	64	706,162	5,818	NO, interferencia
12	13,24	141,4	10,679	11	145,646	64,35	64	64	847,394	5,818	NO, interferencia
16	17,65	173	9,799	10	176,540	58,5	59	59	1041,589	5,900	NO, interferencia
20	22,07	204,6	9,272	9	198,608	52,65	53	53	1169,581	5,889	NO, interferencia
25	27,58	244,1	8,849	9	248,260	52,65	53	53	1461,976	5,889	NO, interferencia

Una vez descartados aquellos módulos que no cumplen las condiciones establecidas, se procederá a elegir entre los que sí cumplen, los cuáles son: **2,5, 3, 4 y 5**.

Teniendo en consideración que cuanto mayor es el módulo, mayor será la resistencia. Esto conllevará un diámetro primitivo de mayor tamaño que se traducirá en un coste de fabricación más alto.

Finalmente, **el módulo elegido para esta etapa es 3**.

4.5.2. 2ª Etapa.

Los valores dados en el reductor en su primera etapa son los siguientes:

- Diámetro del eje $d_{eje}=65\text{mm}$
- Relación de transmisión $i_{2^a}=5.85$
- Profundidad del chavetero en el cubo $h_{2.2}=4.4\text{ mm}$
- Número mínimo de dientes $Z_{\min}=13$ dientes
- Número máximo de dientes $Z_{\max}=150$ dientes
- Ángulo de inclinación del dentado $\beta_{1^a}= 25^\circ$
- Ángulo de presión normal $\alpha_{n1^a} = 20^\circ$

Mediante la comprobación de los módulos estandarizados mediante las fórmulas explicadas en el apartado 4.2.4 se descartan aquellos que no cumplen condiciones como interferencia o número mínimo de dientes.

Figuras 3. Módulos estandarizados (2)

Etapa 2											
m	mt	d1*	z1*	z1	d1 real	z2*	z2	z2opt	d2 real	i	¿Válido?
1	1,103	81,7	74,045	74	81,650	432,9	433	433	477,7626389	5,851	NO, z excesivo
1,25	1,379	83,675	60,668	61	84,133	356,85	357	357	492,3823963	5,852	NO, z excesivo
1,5	1,655	85,65	51,750	52	86,063	304,2	304	304	503,140331	5,846	NO, z excesivo
2	2,207	89,6	40,603	41	90,477	239,85	240	240	529,6214011	5,854	NO, z excesivo
2,5	2,758	93,55	33,914	34	93,787	198,9	199	199	548,9305147	5,853	NO, z excesivo
3	3,310	97,5	29,455	29	95,994	169,65	170	170	562,7227387	5,862	NO, z excesivo
4	4,414	105,4	23,881	24	105,924	140,4	140	143	631,1321696	5,958	Sí
5	5,517	113,3	20,537	21	115,855	122,85	123	124	684,0943098	5,905	Sí
6	6,620	121,2	18,307	18	119,165	105,3	105	105	695,1280889	5,833	Sí
8	8,827	137	15,521	16	141,232	93,6	94	95	838,5672184	5,938	Sí
10	11,0337792	152,8	13,848383	14	154,473	81,9	82	83	915,8036727	5,92857143	NO, Interferencia
12	13,240535	168,6	12,7336244	13	172,127	76,05	76	76	1006,280662	5,84615385	NO, Interferencia
16	17,654	200,2	11,340	11	194,195	64,35	64	39	688,5078214	3,545	NO, Interferencia
20	22,068	231,8	10,504	11	242,743	64,35	64	36	794,4321017	3,273	NO, Interferencia
25	27,584	271,3	9,835	10	275,844	58,5	59	33	910,2867831	3,300	NO, Interferencia

Una vez descartados aquellos módulos que no cumplen las condiciones establecidas, se procederá a elegir entre los que sí cumplen, los cuáles son: **4, 5, 6 y 8**.

Teniendo en consideración que cuanto mayor es el módulo, mayor será la resistencia. Esto conllevará un diámetro primitivo de mayor tamaño que se traducirá en un coste de fabricación más alto.

Finalmente, **el módulo elegido para esta etapa es 6**.

4.5.3. Resumen de los resultados.

En este apartado se muestran las características de cada etapa con los módulos elegidos.

Tablas 4. *Características módulo (etapas)*

	Etapa 1	Etapa 2
Módulo m	3	6
Nº Dientes Piñón Z_P	21	18
Diámetro Piñón (mm) D_P	69.513	119.165
Nº Dientes Rueda Z_R	123	105
Diámetro Rueda (mm) D_R	407.15	695.13
Relación Transmisión i	5.857	5.833
Distancia entre centros (mm) D_c	238.33	407.15
Par Torsor (N·m) T	103.185	603.60

4.6. Acciones entre dientes con perfil de evolvente.

En ausencia de rozamiento, la fuerza de contacto se encontrará siempre en la línea de acción, cuya orientación está caracterizada por el ángulo de presión de los dientes del engranaje (α). De este modo, en el punto primitivo se realizará la

transmisión de fuerzas en los engranajes cilíndricos, siendo esta fuerza normal a las superficies de los dientes que están en contacto.

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

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

$$F_r = F_t * \tan \alpha_t$$

$$F_a = F_t * \tan \beta$$

Siendo la fuerza tangencial, fuerza radial y fuerza axial las fórmulas que aparecen en la Ec.9, respectivamente.

Mediante los datos calculados en el apartado 4.5 y las ecuaciones Ec.9, además teniendo en cuenta que el ángulo de presión normal es de 20° , el ángulo de presión aparente $21,88^\circ$ y la inclinación del diente es de 25° , se obtienen las siguientes fuerzas:

Tablas 5. Fuerzas

Fuerzas Actuantes	Etapla 1	Etapla 2
Fuerza Tangencial (N) F_t	2968.813	10130.57
Fuerza Radial (N) F_r	1192.2656	4184.85
Fuerza Axial (N) F_a	1384.38	4859.17

4.7. Cálculo de anchura de los engranajes

En este apartado se llevarán a cabo operaciones iterativas, por lo que se explicarán y se expondrán detalladamente las fórmulas a utilizar pero únicamente se mostrará el resultado final válido para evitar operaciones innecesarias y repetitivas. Cabe decir que todos los cálculos realizados se han hecho mediante hojas de cálculo para su simplificación y mayor rapidez.

4.7.1. Selección del material de los engranajes

Previamente a la obtención del ancho de los engranajes, será necesario elegir el tipo de material en el cuál estarán fabricados los engranajes ya que nos condicionará directamente las dimensiones de los mismos.

Tal como se muestra en el *Anexo 2*, se dispone de una tabla con una serie de materiales los cuáles tienen indicados su denominación, la resistencia a fluencia y a rotura y la dureza superficial “Brinell” y “Vickers”.

Además en el *Anexo 3* y *Anexo 4* se encuentran los coeficientes para el cálculo de la tensión límite a fallo superficial S_{HL} y los coeficientes para el cálculo de la tensión límite a flexión S_{FL} respectivamente.

Finalmente, el material elegido ha sido el **Acero Aleado, Templado y Revenido 20MnCr5**, ya que es un material usado comúnmente por los fabricantes de reductores. Sus características son las siguientes:

Acero Aleado, Templado y Revenido F150.D

- ⇒ Resistencia a rotura $S_u = 980 \text{ N/mm}^2$
- ⇒ Resistencia a fluencia $S_y = 735 \text{ N/mm}^2$
- ⇒ Dureza superficial Brinell HB 250
- ⇒ Fallo a flexión $S_{FL} = 293,3 \text{ N/mm}^2$
- ⇒ Fallo superficial $S_{HL} = 701,3 \text{ N/mm}^2$

Como medida para minimizar el coste del reductor se ha optado por realizar las dos etapas del mismo material, es decir, el indicado anteriormente.

4.7.2. Cálculo a flexión.

Para analizar la tensión que origina el esfuerzo de flexión sobre la base del diente se utilizará el “método modificado de Lewis”. Este método está basado en dos hipótesis básicas:

- La carga de la fuerza normal F_n se aplica en el extremo del diente.
- Únicamente la fuerza tangencial aplicada sobre la circunferencia primitiva F_t se considera trabajo a flexión. La tensión axial de compresión generada por la fuerza axial es despreciada.

Atendiendo al método de Lewis, la expresión para calcular la tensión máxima normal es:

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

A continuación se procederá a la explicación de cada uno de los coeficientes utilizados para el cálculo a flexión:

➤ **Y_{Fa} : Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo.**

Es dependiente de la geometría del diente, utilizando el número de dientes virtual Z_v para su cálculo ya que se trata de dientes helicoidales.

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot z_v^{-1,29} + 2,11$$

➤ **Y_ε : Coeficiente de conducción.**

Representa la relación entre el trabajo de flexión en el diente del engranaje y la relación de contacto.

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

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

Es dependiente de la geometría del diente. Al tratarse de engranajes helicoidales, se empleará el número de dientes virtuales Z_v para su cálculo.

En este caso, al encontrarse Z_v entre 18 y 430 dientes se empleará la fórmula siguiente:

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z_v)$$

➤ **Y_β : Factor de inclinación.**

La tensión que genera en la base del engranaje helicoidal el momento flector es consecuencia del contacto oblicuo.

Como la inclinación del diente es de 25° se calculará:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \left(\frac{\beta}{120^\circ} \right) \text{ cuando } (\beta < 30^\circ)$$

➤ **Y_B : Factor de espesor del aro.**

Considera la rotura que puede producirse por un diámetro de fondo del diente excesivamente cercano al diámetro del eje.

$$Y_B = 1 \text{ cuando } S_R/h_t \geq 1,2$$

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln\left(2,242 \frac{h_t}{S_R}\right) \text{ cuando } S_R/h_t \geq 1,2$$

➤ **$K_{F\alpha}$: Coeficientes de distribución de carga transversal.**

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

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

4.7.3. Cálculo a presión superficial.

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

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

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

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

➤ **Z_H: Coeficiente geométrico.**

Es directamente dependiente del ángulo de presión.

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

➤ **Z_E: Coeficiente elástico.**

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

➤ **Z_ε: Coeficiente de conducción**

Hace posible considerar el efecto que produce el reparto de la carga entre los numerosos dientes del engranaje.

En este caso en concreto, al tratarse de dientes helicoidales, se utilizará la siguiente fórmula:

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{para } \varepsilon_\beta \geq 1$$

Obteniendo la relación de conducción mediante:

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

➤ **Z_β: Factor de ángulo de hélice**

Este factor permite considerar el efecto que produce la inclinación del diente.

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

4.7.4. Coeficientes reales de funcionamiento

➤ **K_A : Coeficiente de aplicación.**

Pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje que dependen fundamentalmente del tipo de máquina motriz y de la arrastrada.

El valor de este coeficiente se obtiene de la tabla que se encuentra en el *Anexo 5*.

➤ **K_V : Coeficiente dinámico.**

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

Este coeficiente se ve afectado principalmente por tres factores:

- El error en el dentado de los engranajes.
- Los momentos de inercia del piñón y la rueda.
- La rigidez de los dientes de los engranajes.

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

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

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

➤ **$K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$: Coeficientes de distribución de carga longitudinal:**

Diferenciados en función de si se trata el estudio a flexión ($K_{F\beta}$) o a presión superficial ($K_{H\beta}$), estos coeficientes consideran los problemas dados por una distribución de carga sobre los dientes de los engranajes de manera diferente a la que había sido supuesta en el cálculo de tensiones.

Problemas cómo errores en la fabricación del dentado o de paralelismo entre los ejes, la rigidez de los elementos del sistema o las fuerzas que son aplicadas.

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

➤ **K_{Fa} y $K_{H\alpha}$: Coeficientes de distribución de carga transversal.**

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

Debido a que el índice de calidad ISO elegido es menor a 6, los coeficientes K_{Fa} y $K_{H\alpha}$ serán igual a 1.

4.7.5. Coeficientes de seguridad y criterio de dimensionado

Para el cálculo del ancho del engranaje, el objetivo será obtener coeficientes de seguridad que sean mayores al mínimo estimado (X) y cumplan el siguiente criterio:

$$X \leq X_H < X_F$$

Dónde X_H es definido como el coeficiente de seguridad a presión superficial mientras X_F está referido al coeficiente de seguridad a flexión. Sus fórmulas correspondientes son las siguientes:

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

Posteriormente obtendremos b_f y b_h , e igualando estos coeficientes con el coeficiente de seguridad mínimo (X) y comprobando que se cumple que $b_h > b_f$ tendremos dimensionado el ancho de los engranajes.

Cómo último paso, se deberá comprobar que el ancho obtenido se encuentra entre los parámetros definidos por el diámetro primitivo del piñón:

$$b_{min} < b < b_{max}$$

Estando definidos los parámetros b_{min} y b_{max} definidos por:

$$b_{min} = d_1 \cdot 0.25 \quad b_{max} = d_1 \cdot 2$$

4.7.6. Tensión de contacto máxima admisible

Este coeficiente expresa para una probabilidad de fallo del 1%. Se expresión es la siguiente:

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

Donde:

➤ **S_{HL}: Tensión de contacto límite.**

Representa la tensión de contacto límite de un material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga. Este valor es posible obtenerlo por ensayos de engranajes de referencia. En el apartado de anexos se encuentra una tabla con los coeficientes para cada uno de los diferentes materiales posibles a utilizar en el diseño.

➤ **Z_N: Coeficiente de duración.**

Varía el límite del material cuando su duración debe ser reducida. Por tratarse de un diseño a vida infinita, el valor de este parámetro será **Z_N=1**.

➤ **Z_L: Coeficiente de viscosidad del lubricante.**

El comportamiento de la película de lubricante depende de la tensión de contacto límite del material utilizado y el tipo de lubricante.

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

Ya que en este caso el valor de $S_{HL} > 850 \text{ N/mm}^2$ la fórmula para obtener C_{ZL} será:

$$C_{ZL} = 0,08 \cdot \frac{(S_{HL} - 850)}{35} + 0.83$$

Tomando en este caso **S_{HL}=850 N/mm²**

➤ **Z_R: Coeficiente de rugosidad.**

Caracteriza la influencia de la rugosidad superficial media en el comportamiento de la película de lubricante.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{x10}}\right)^{C_{ZR}}$$

Siendo

$$R_{x10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}}$$

El valor C_{ZR} será igual a 0.85 debido a los valores de rugosidad media establecidos en la tabla de anexos, al igual que el coeficiente R_Z obtenido del anexo de los valores de calidad ISO para el tallado ubicado también en la tabla de anexos.

➤ **Z_V : Coeficiente de velocidad**

Tiene en cuenta el efecto de la velocidad tangencial sobre la película formada por el lubricante.

Debido a que el valor de $S_{HL} < 850 \text{ N/mm}^2$, la fórmula para su cálculo es:

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

Siendo V la velocidad tangencial expresada en m/s y

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

Tomando C_{ZL} el valor de 0.83 debido a que $S_{HL} < 850 \text{ N/mm}^2$

➤ **Z_W : Coeficiente de dureza**

Considera el deterioro que puede causar sobre la rueda la dureza del piñón.

El valor de la dureza Brinell, ya que tanto la rueda como el piñón están templados totalmente será $Z_W=1$.

➤ **Z_X : Coeficiente de tamaño.**

Tiene en consideración la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga.

El valor de este coeficiente es igual a 1.

4.7.7. Tensión normal máxima admisible

La tensión máxima de rotura por flexión admisible, se obtiene mediante:

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

Siendo:

➤ **S_{FL}: Tensión a flexión límite.**

Representa la resistencia nominal límite a flexión del engranaje de referencia, obtenida para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga.

En el anexo de tablas se encuentra una tabla con los coeficientes para cada uno de los diferentes materiales posibles a utilizar en el diseño.

➤ **Y_{ST}: Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia.**

El valor estándar de este coeficiente es $Y_{ST}=2.1$.

➤ **Y_{NT}: Coeficiente de duración.**

Considera el efecto que se produce en el engranaje en un número de ciclos de carga reducido, pudiendo trabajar a un nivel de carga mayor.

Por tratarse de un diseño a vida infinita, su valor $Y_{NT}=1$.

➤ **Y_{δrT}: Coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla.**

Pondera el efecto que produce la diferencia entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el considerado para el estudio.

Para el acero elegido para el diseño del reductor, su fórmula es:

$$Y_{\delta r T} = \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot}{1 + 0.82 \cdot}$$

Siendo Y_{SA} el coeficiente de concentración en la base del diente, obtenido en el *apartado 4.7.2*.

➤ **Y_{RrT}: Coeficiente de rugosidad relativa.**

Tiene en cuenta el efecto entre la diferencia de rugosidad entre el engranaje de ensayo y el utilizado para el cálculo.

$$Y_{RrT} = A_1 + B_1 \cdot (R_z + 1)^{0.1}$$

Los coeficientes A_1 y B_1 han sido obtenidos de la tabla situada en el *Anexo 7*, mientras que R_z ha sido obtenida del *Anexo 8* referente a la rugosidad en función de la calidad ISO.

➤ **Yx: Coeficiente de tamaño.**

Cuantifica la disminución de la resistencia en función del aumento de tamaño del engranaje. Su valor está en función del módulo, y su valor para todos los materiales si $m \leq 5$, el valor de **Yx=1**.

4.7.8. Método United

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

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

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

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

Siendo F_t (N) la fuerza tangencial obtenida en el apartado 4.6, b (mm) la anchura del engranaje, d_1 (mm) el diámetro primitivo del mismo y K_A el coeficiente de aplicación desarrollado en el apartado 4.7.4.

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

Para una temperatura ambiente entre 10 y 25°C, si $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$

$$\log(v_{38}) = -0.028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0.025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0.460 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2.593$$

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

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

Siendo v_t (m/s), d_1 (mm) y v (cSt).

Si la temperatura ambiente fuese superior a 25 °C, la viscosidad aumenta un 10% por cada tramo de 2.5 °C de incremento.

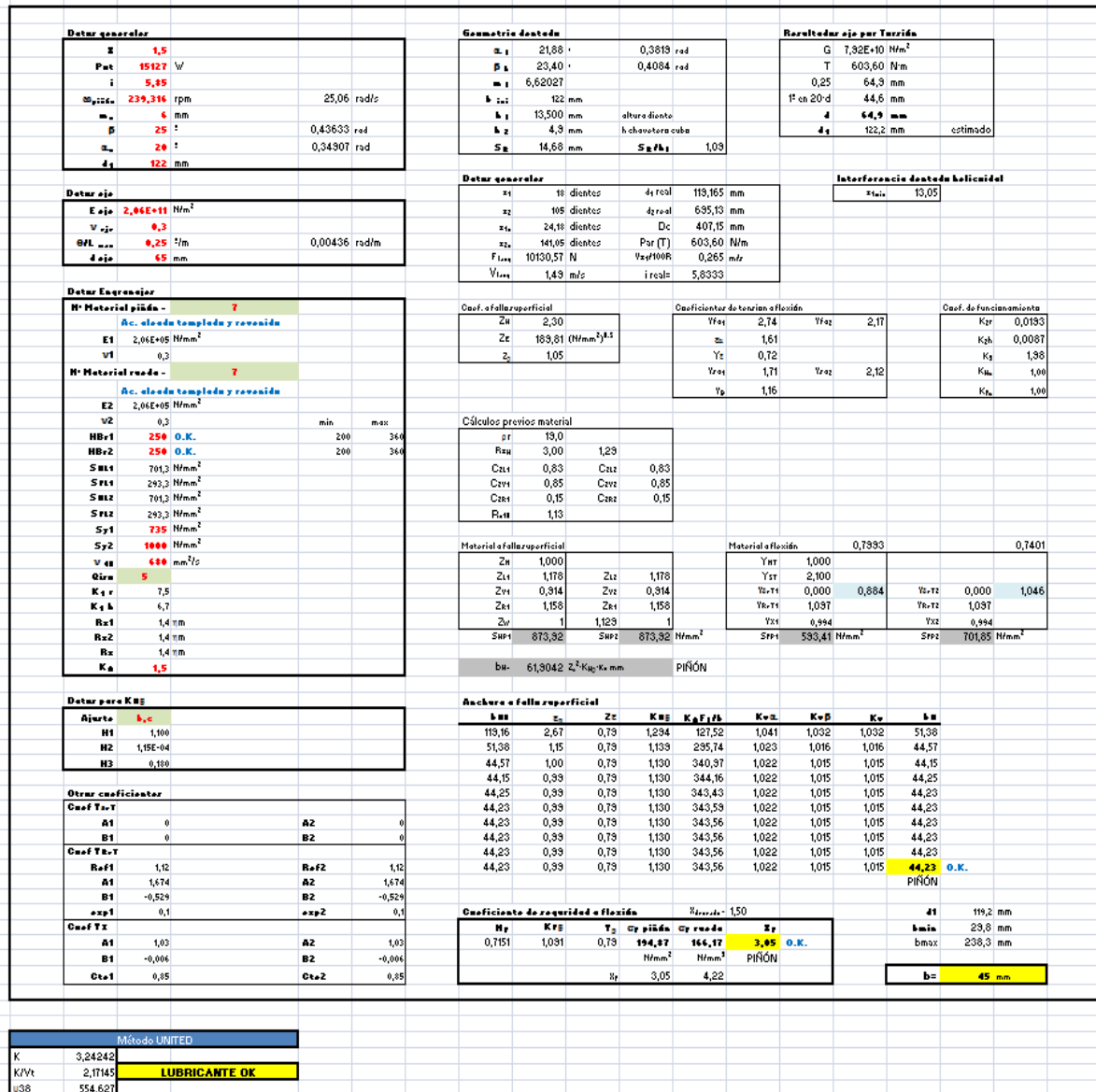
4.7.9. Resultados obtenidos para ambas etapas

4.7.9.1. Primera etapa

Datos generales Z 1,5 Pat 15127 W i 5,85 $\omega_{piñón}$ 1400 rpm 146,61 rad/s m_n 3 mm β 25 ° 0,43633 rad α_n 20 ° 0,34907 rad d_g 71 mm	Geometría dentada α_n 21,88 ° 0,3819 rad β_n 23,40 ° 0,4084 rad m_n 3,31013 b_{i2} 71 mm h_1 6,750 mm altura diente h_2 3,3 mm h.chavetera/cuba S_g 7,71 mm S_g/h_1 1,14	Resultados eje por Torsión G 7,32E+10 Nmm² T 103,18 Nmm τ en 20-d 41,8 mm d_g 41,8 mm d_g 70,2 mm estimado
Datos eje E eje 2,06E+11 Nmm² v_{eje} 0,3 σ_{FL} eje 0,25 1/m 0,00436 rad/m d_{eje} 40 mm	Datos generales z_1 21 dientes d_{1real} 63,513 mm z_2 123 dientes d_{2real} 407,15 mm z_{t1} 28,21 dientes Dc 238,33 mm z_{t2} 165,23 dientes Par [T] 103,18 Nmm F_{L123} 2968,61 N $V_{sif100R}$ 1,055 m/s V_{L123} 5,10 m/s i_{real} 5,8571	Interferencia dentada helicoidal α_{tmin} 13,05
Datos Engranajes M° Material piñón - 7 Ac. aleado templado y revenido E1 2,06E+05 Nmm² v_1 0,3 M° Material rueda - 7 Ac. aleado templado y revenido E2 2,06E+05 Nmm² v_2 0,3 min max HB r1 250 O.K. 200 260 HB r2 250 O.K. 200 260 S RL1 701,3 Nmm² S FL1 243,3 Nmm² S RL2 701,3 Nmm² S FL2 243,3 Nmm² S y1 735 Nmm² S y2 735 Nmm² v_{10} 600 mm²/s Q_{10} 5 K_{11} 7,5 K_{12} 6,7 R r1 1,4 mm R r2 1,4 mm R r 1,4 mm K_a 1,5	Coef. de fallas superficial Z_N 2,30 Z_S 169,61 (Nmm ⁻²) ^{0,5} Z_H 1,05 Cálculos previos material ρ_F 11,1 R m 3,00 1,03 C r1 0,83 C r2 0,83 C v1 0,85 C v2 0,85 C r s1 0,15 C r s2 0,15 R L10 1,35	Coef. de tensión a flexión Y_{Fa1} 2,82 Y_{Fa2} 2,16 Y_{Sa} 1,63 Y_{St} 0,71 Y_{Fa1} 1,74 Y_{Fa2} 2,16 Y_p 1,08
Datos para K_H Ajuste h_{rc} H1 1,100 H2 1,15E-04 H3 0,180 Otras coeficientes Coef Y_{Fa-T} A1 0 A2 0 B1 0 B2 0 Coef Y_{Fa-T} R r f1 1,12 R r f2 1,12 A1 1,674 A2 1,674 B1 -0,529 B2 -0,529 exp1 0,1 exp2 0,1 Coef Y_X A1 1,03 A2 1,03 B1 -0,006 B2 -0,006 C r s1 0,85 C r s2 0,85	Material a fallas superficial Z_N 1,000 Z_H 1,178 Z_{H1} 1,178 Z_{v1} 0,963 Z_{v2} 0,963 Z_{e1} 1,127 Z_{e2} 1,127 Z_{w1} 1 Z_{w2} 1 S u p1 836,44 S u p2 836,44 Nmm² b_n 29,5372 Z ² K _H K _a mm PIÑÓN	Material a flexión 0,7393 0,7393 Y_{Fr1} 1,000 Y_{Fr2} 1,135 Y_{St1} 2,100 Y_{St2} 1,000 Y_{Fa-T1} 0,000 0,836 Y_{Fa-T2} 0,000 1,062 Y_{e-T1} 1,097 Y_{e-T2} 1,097 Y_{X1} 1,000 Y_{X2} 1,000 S r r1 606,66 Nmm² S r r2 717,50 Nmm² b_n 29,5372 Z ² K _H K _a mm PIÑÓN
Anchura a fallas superficial b_{H1} Z_N Z_H K_H $K_A F_{1/2}$ K_{v1} K_{v2} K_{v3} b_n 63,51 3,12 0,78 1,288 64,06 1,163 1,135 26,47 26,47 1,19 0,78 1,129 168,24 1,114 1,087 1,087 22,21 22,21 1,00 0,78 1,121 200,43 1,101 1,075 1,075 21,84 21,84 0,38 0,78 1,120 203,85 1,100 1,074 1,075 21,32 21,32 0,38 0,78 1,120 203,11 1,100 1,075 1,075 21,31 21,31 0,38 0,78 1,120 203,27 1,100 1,074 1,075 21,31 21,31 0,38 0,78 1,120 203,24 1,100 1,074 1,075 21,31 21,31 0,38 0,78 1,120 203,25 1,100 1,074 1,075 21,31 21,31 0,38 0,78 1,120 203,24 1,100 1,074 1,075 21,31 21,31 0,38 0,78 1,120 203,25 1,100 1,074 1,075 21,31 PIÑÓN	Coefficiente de rugosidad a flexión $\sigma_{L123} = 1,50$ H_p K_{r2} T_2 C_y piñón C_y rueda Z_y 0,7128 1,084 0,80 220,11 207,97 2,76 O.K. H_p 2,76 3,45 PIÑÓN d_1 69,5 mm b_{min} 17,4 mm b_{max} 139,0 mm b_n 22 mm	
Método UNITED K 3,33756 K/Vt 0,65493 LUBRICANTE OK v_{38} 321,958		

Figuras 4. Resultados 1º etapa

4.7.9.2. Segunda etapa



Figuras 5. Resultados 2º etapa

4.7.9.3. *Tabla de resultados para ambas etapas*

Tablas 6. *Resultados ambas etapas*

Etapa	1	2
m	3	6
i	5.85	5.85
z₁	21	18
z₂	123	105
F_t (N)	2968.813	10130.57
F_r (N)	1192.266	4184.85
φ_{piñón} (mm)	69.513	119.165
φ_{rueda} (mm)	407.15	695.13
D_{centros} (mm)	238.33	407.15
Material	Acero F150D	Acero F150D
S_{HL} (N/mm²)	701.3	701.3
S_{FL} (N/mm²)	293,3	293.3
b_h	21.91	44.23
0.5· φ_{piñón} (mm)	34.7565	59.56
0.5· φ_{rueda} (mm)	203.575	347.57
b (mm)	22	45
μ₃₈ necesaria (mm²/s) (Método UNITED)	321.958	562.251
μ₄₀ Aceite (mm²/s)	680	680

5. Diseño de los ejes.

5.1. Datos generales

El material elegido para el diseño de los ejes será el mismo que para los engranajes, es decir, acero Aleado, Templado y Revenido F-1150. Sus características son las siguientes:

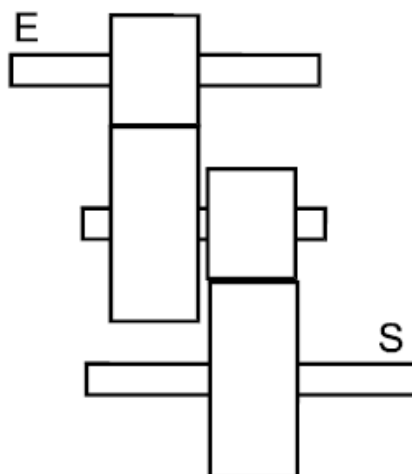
- ⇒ Resistencia a rotura $S_u = 980 \text{ N/mm}^2$
- ⇒ Resistencia a fluencia $S_y = 784 \text{ N/mm}^2$
- ⇒ Dureza superficial Brinell HB 280

5.2. Disposición de los ejes

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

Para el dimensionado de los árboles considerarán los engranajes, casquillos, rodamientos y demás elementos que constituyan el resultado final.

El esquema elegido para el reductor es el siguiente:



Figuras 6. Esquema reductor

5.3. Esfuerzos en los ejes

El cálculo de esfuerzos en los árboles está basado en el análisis de las fuerzas actuantes sobre el engranaje, siendo en este caso, la fuerza tangencial (F_t), fuerza radial (F_r) y al tratarse de dientes helicoidales los utilizados para este reductor, la fuerza axial (F_a),

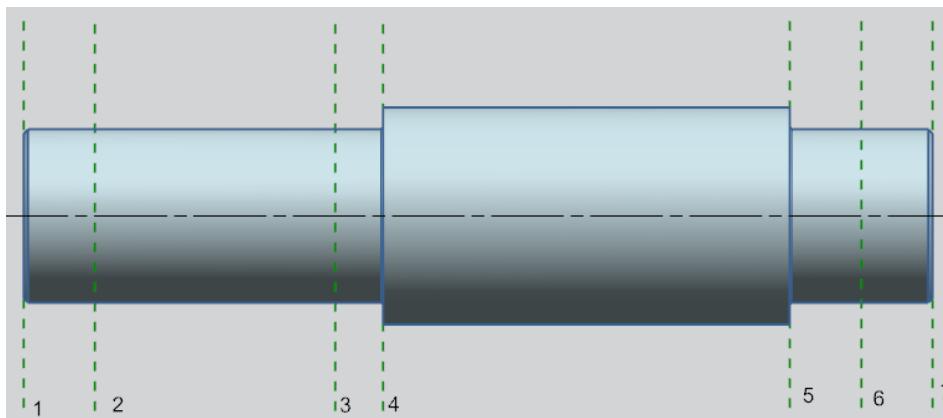
Debido a que el movimiento del reductor puede ser en ambos sentidos, se estudiará su funcionamiento tanto es sentido horario como anti horario.

5.3.1. Cálculo de esfuerzos en los ejes

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

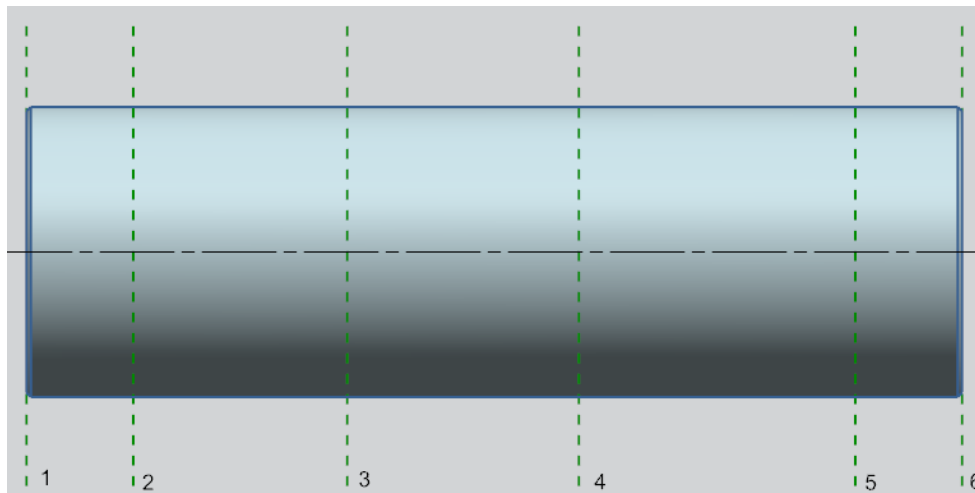
La mejor forma de poder observar los esfuerzos actuantes sobre los ejes, será dividirlos en secciones cómo las representadas en la imagen.

Eje entrada



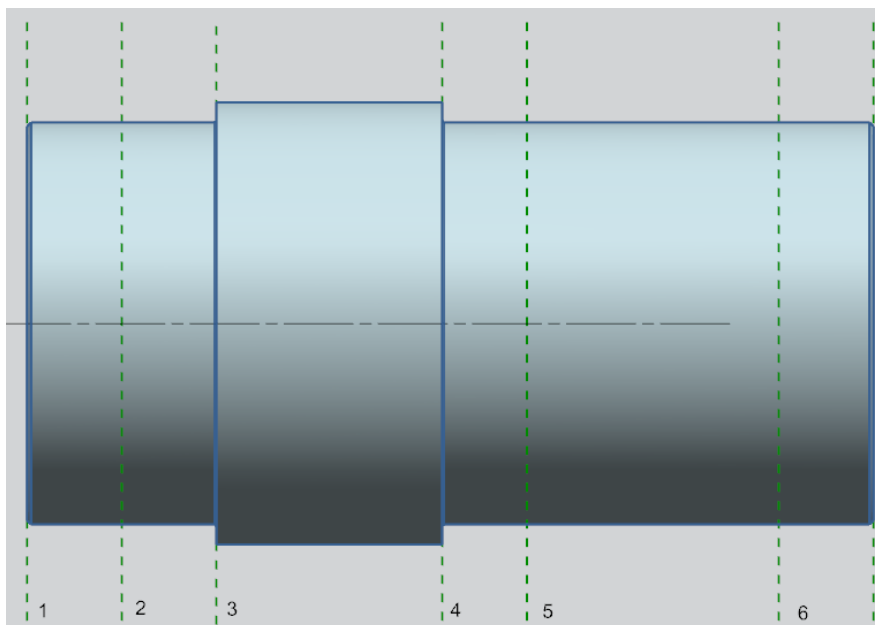
Figuras 7. Eje entrada

Eje intermedio



Figuras 8. Eje intermedio

Eje salida



Figuras 9. Eje salida

Tanto el eje de entrada como el de salida se dividirán en 7 secciones distintas, siendo las mismas el principio y el final del eje, la zona central de cada rodamiento y de cada engranaje, y los cambios de sección existentes en dichos ejes.

En cambio, el eje intermedio se dividirá únicamente en 6 secciones debido a que no tiene cambio de sección, y en él están alojados dos engranajes.

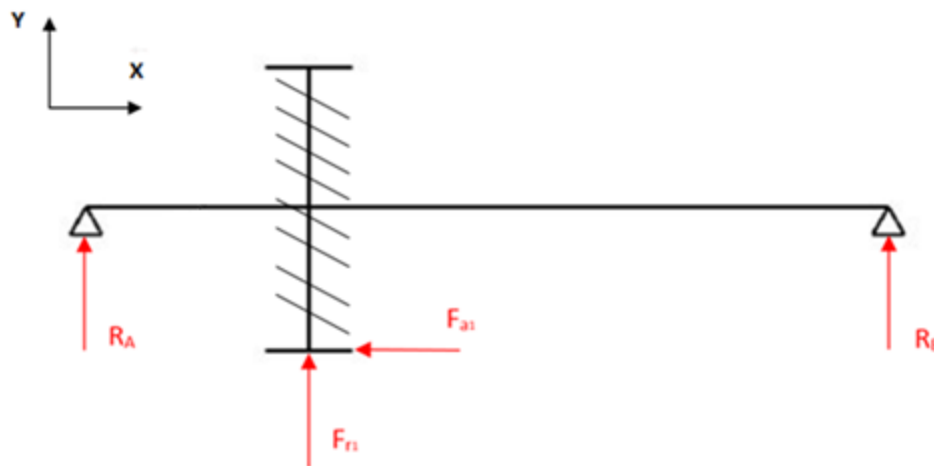
En primer lugar, se partirá del cálculo de las reacciones en los apoyos, que se encontrarán situados en la mitad de la anchura de los rodamientos. Una vez conocidos estos datos, se procederá al cálculo mediante el equilibrio de momentos.

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum M = 0$$

5.3.1.1 Esfuerzos en el eje de entrada

5.3.1.1.1. Plano XY en sentido horario.



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1384.38 \text{ N}$$

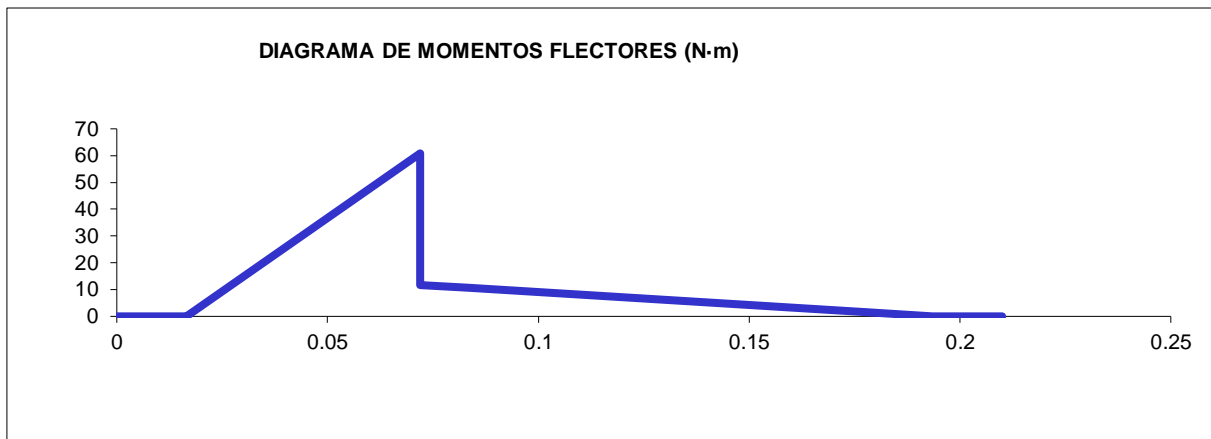
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 1192.266 \text{ N}$$

$$R_A = -1096.10 \text{ N}$$

$$R_B = -96.16 \text{ N}$$

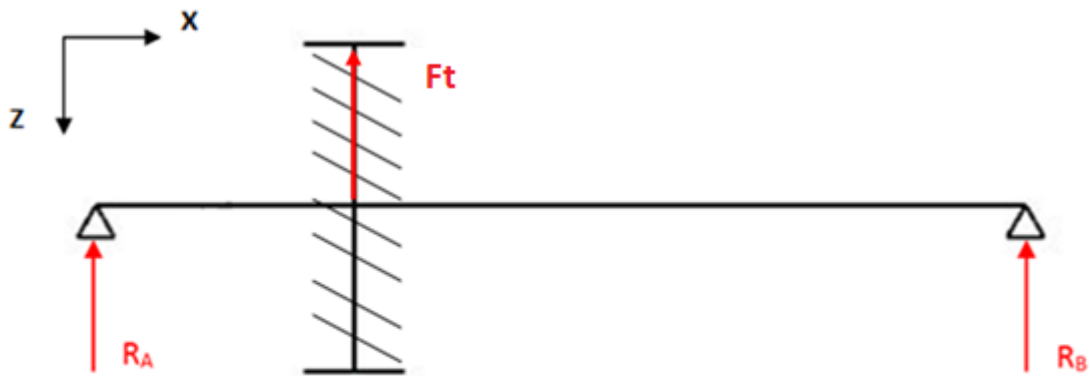
Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	16.5	72	83	177	193	210
M (N·m)	0	0	60.83	10.63	1.59	0	0



Figuras 10. Momentos flectores entrada

5.3.1.1.2. Plano XZ en sentido horario.



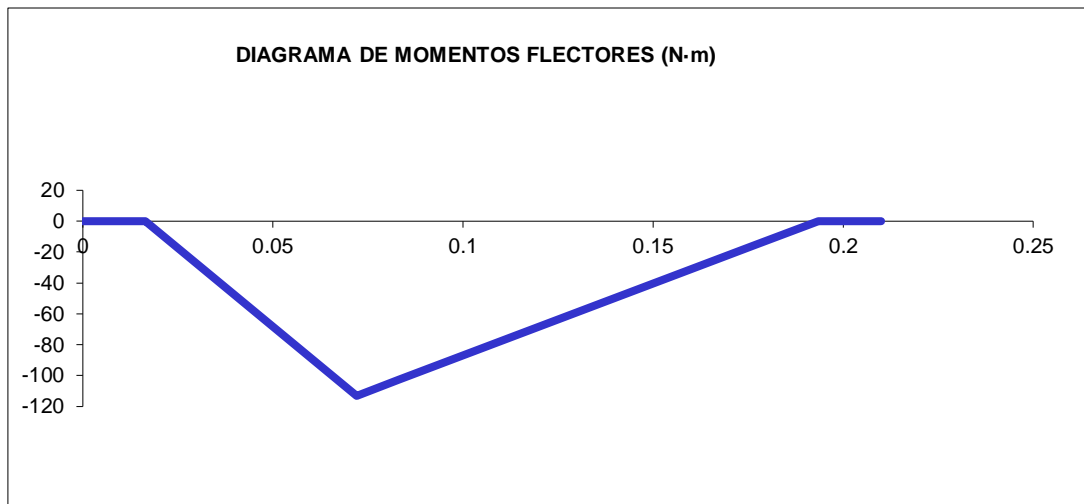
$$F_{t1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 2968.813 \text{ N}$$

$$R_A = 2037.82 \text{ N}$$

$$R_B = 930.85 \text{ N}$$

Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	16.5	72	83	177	193.5	210
M (N·m)	0	0	-113.1	-102.86	-15.36	0	0



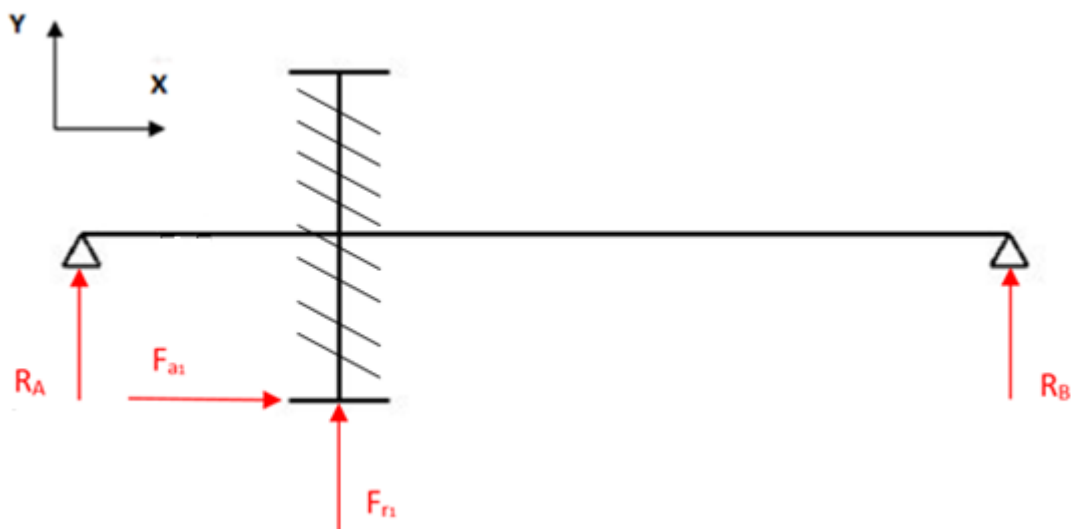
Figuras 11. Momentos flectores entrada (2)

El momento flector total se obtendrá de la siguiente manera:

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

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	16.5	72	83	177	193.5	210
M (N·m)	0	0	128.42	103.48	15.44	0	0

5.3.1.1.3. Plano XY en sentido anti horario.



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1384.38 \text{ N}$$

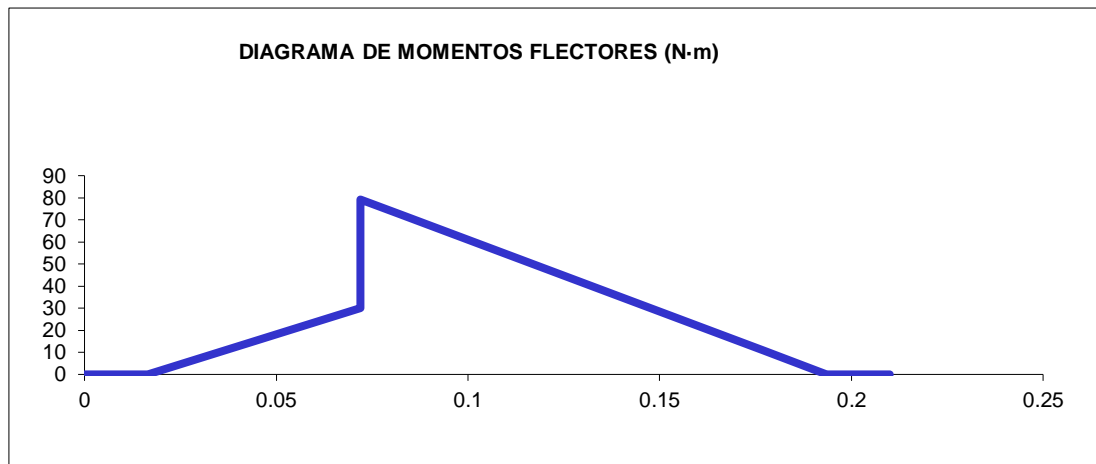
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 1192.266 \text{ N}$$

$$R_A = -540.51 \text{ N}$$

$$R_B = -651.76 \text{ N}$$

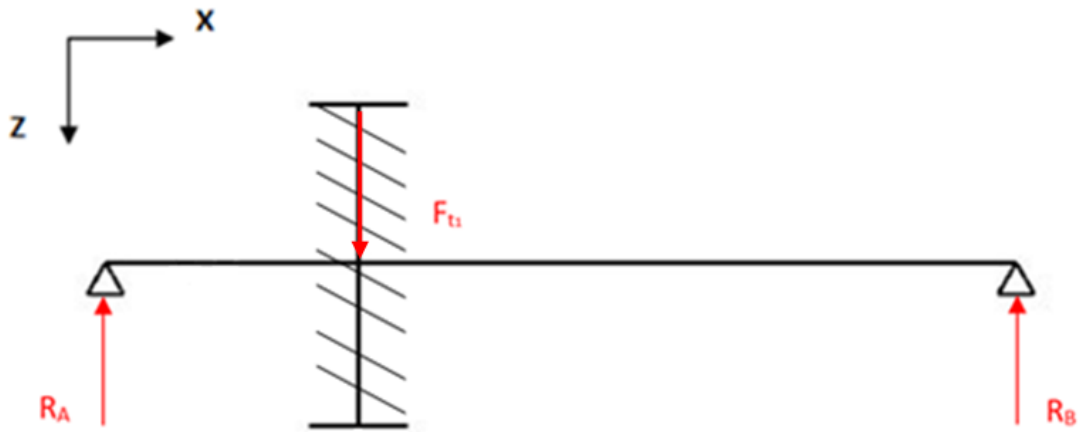
Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	16.5	72	83	177	193.5	210
M (N·m)	0	0	79.19	72.02	10.75	0	0



Figuras 12. Momentos flectores entrada (3)

5.3.1.1.4. Plano XZ en sentido anti horario.



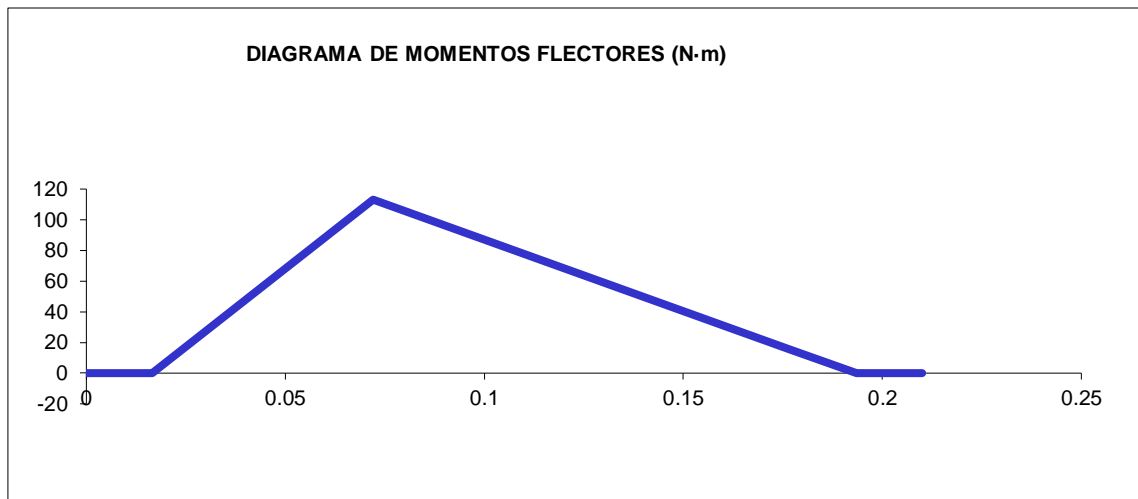
$$F_{t1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 2968.813 \text{ N}$$

$$R_A = -2037.82 \text{ N}$$

$$R_B = -930.85 \text{ N}$$

Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCI3N	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	16.5	72	83	177	193.5	210
M (N·m)	0	0	113.1	102.86	15.36	0	0



Figuras 13. Momentos flectores entrada (4)

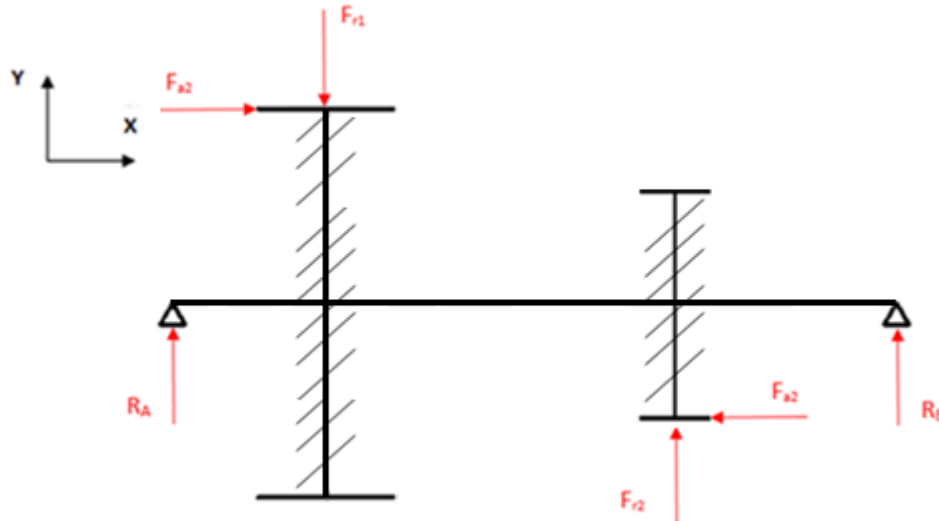
El momento flector total se obtendrá de la siguiente manera:

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

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	16.5	72	83	177	193.5	210
M (N·m)	0	0	138.07	125.57	18.75	0	0

5.3.1.2 Esfuerzos en el eje intermedio

5.3.1.2.1. Plano XY en sentido horario.



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1384.38 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta = 4859.17 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 1192.27 \text{ N}$$

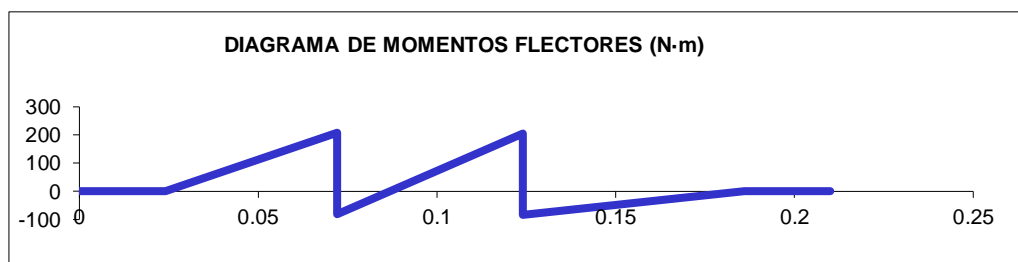
$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_t = 4184.85 \text{ N}$$

$$R_A = -4336.93 \text{ N}$$

$$R_B = 1344.35 \text{ N}$$

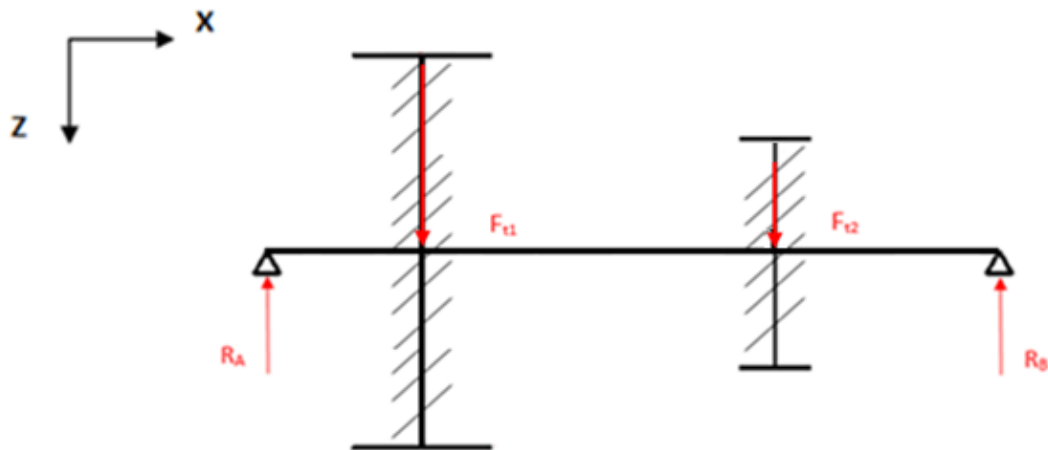
Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	24	72	124	186	210
M (N·m)	0	0	208.17	206.17	0	0



Figuras 14. Momentos flectores int.

5.3.1.2.2. Plano XZ en sentido horario.



$$F_{t1} = 2968.813 \text{ N}$$

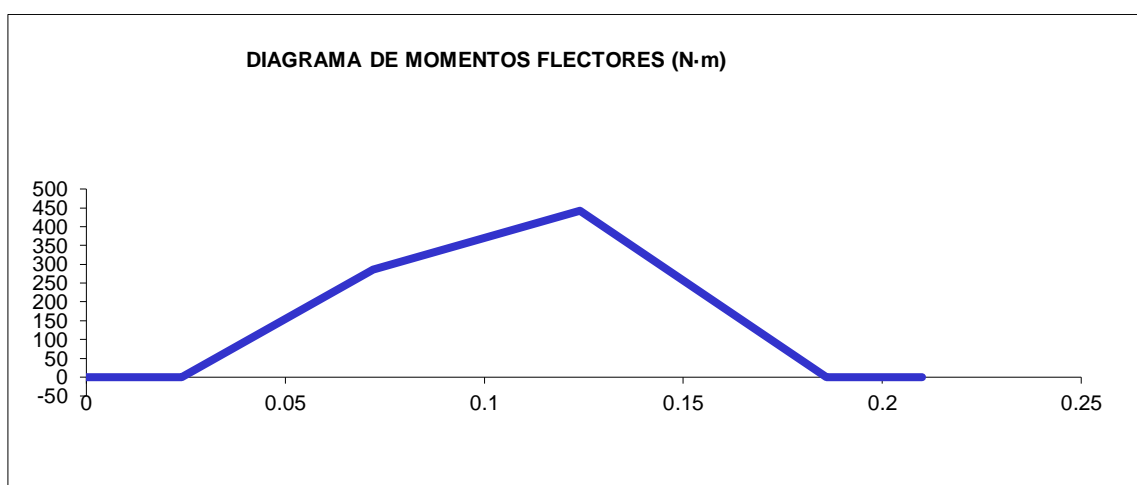
$$F_{t2} = 10130.57 \text{ N}$$

$$R_A = -5966.20 \text{ N}$$

$$R_B = -7133.04 \text{ N}$$

Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	24	72	124	186	210
M (N·m)	0	0	286.38	442.25	0	0



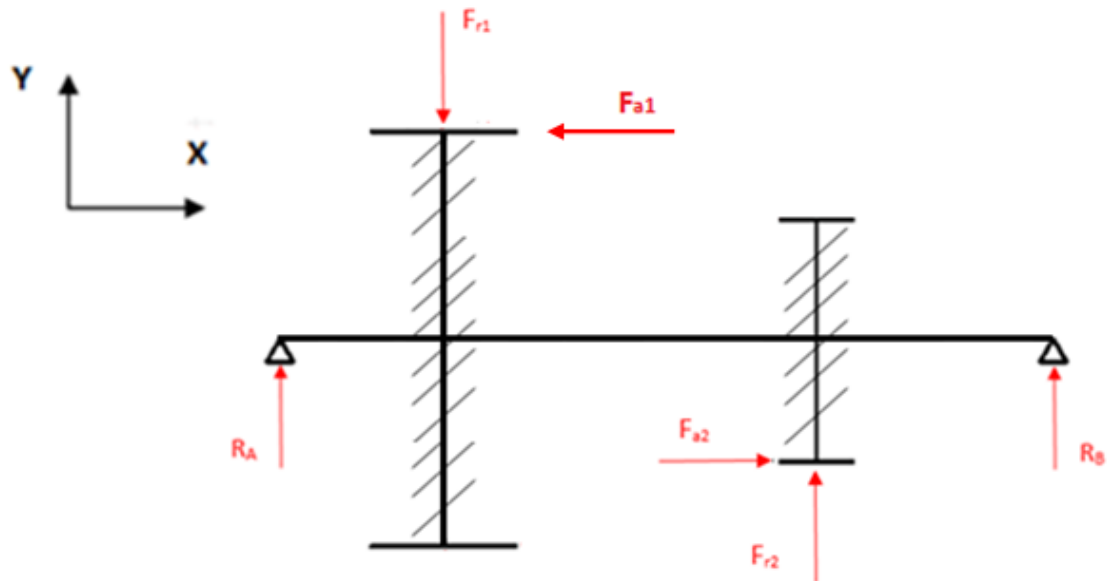
Figuras 15. Momento flectores int. (2)

El momento flector total se obtendrá de la siguiente manera:

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

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	24	72	124	186	210
M (N·m)	0	0	354.05	487.95	0	0

5.3.1.2.3. Plano XY en sentido anti horario.



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1384.38 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta = 4859.17 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 1192.27 \text{ N}$$

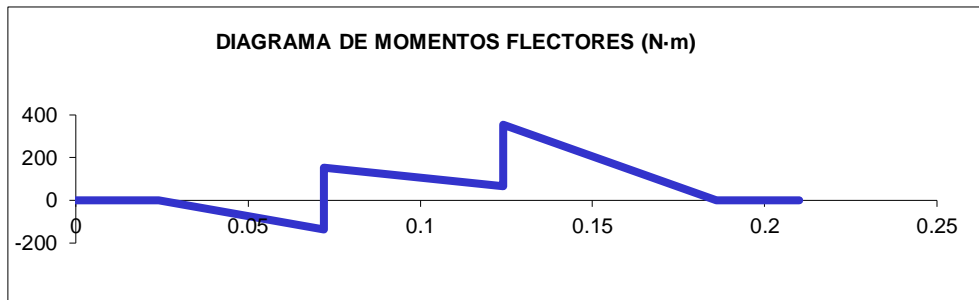
$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_t = 4184.85 \text{ N}$$

$$R_A = 2764.24 \text{ N}$$

$$R_B = -5756.83 \text{ N}$$

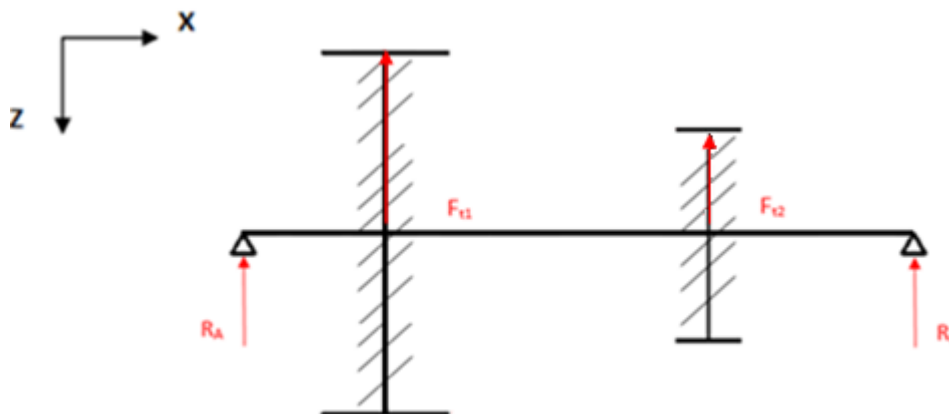
Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCI3N	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	24	72	124	186	210
M (N·m)	0	0	149.15	356.92	0	0



Figuras 16. Momentos flectores int. (3)

5.3.1.2.4. Plano XZ en sentido anti horario.



$$F_{t1} = 2968.813N$$

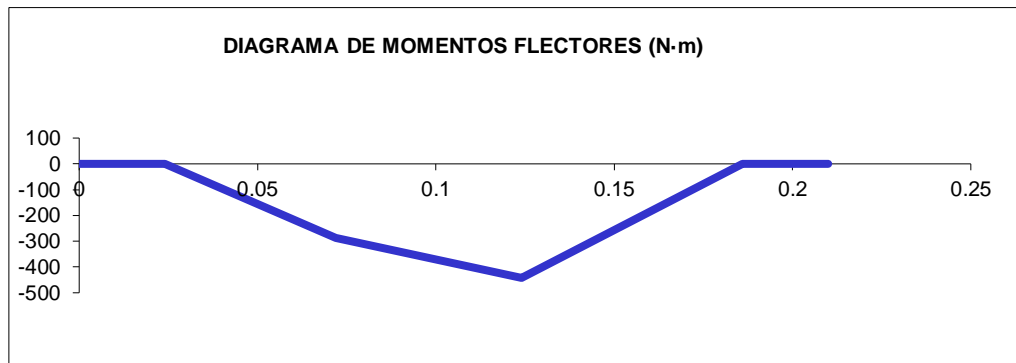
$$F_{t2} = 10130.57 N$$

$$R_A = 5966.20 N$$

$$R_B = 7133.04 N$$

Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	24	72	124	186	210
M (N·m)	0	0	-286.38	-442.25	0	0



Figuras 17. Momentos flectores int. (4)

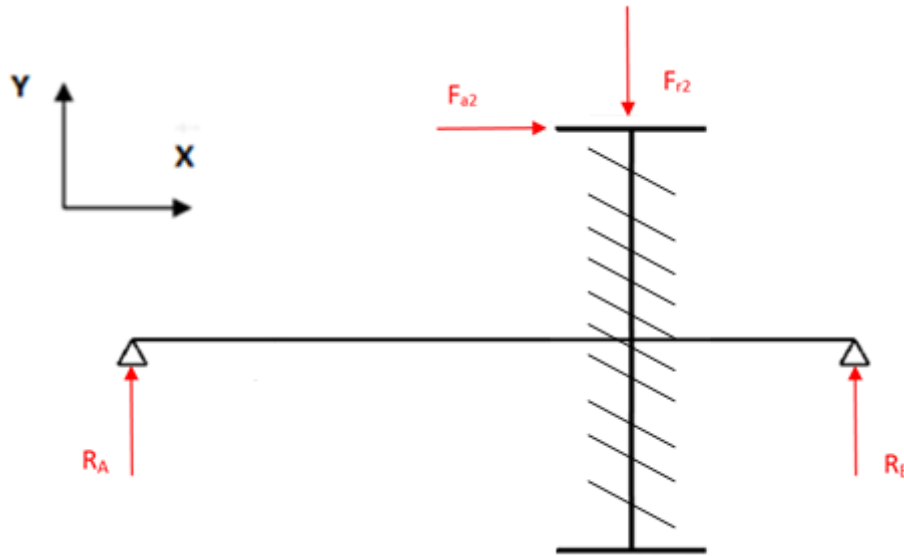
El momento flector total se obtendrá de la siguiente manera:

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

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6
L (mm)	0	20	82	147	230	250
M (N·m)	0	0	322.89	568.31	0	0

5.3.1.3. Esfuerzos en el eje de salida

5.3.1.3.1. Plano XY en sentido horario



$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta = 4859.17 \text{ N}$$

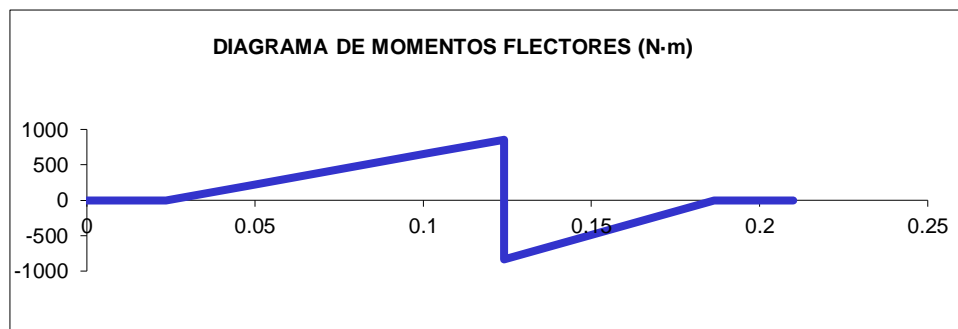
$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_t = 4184.85 \text{ N}$$

$$R_A = -8498.05 \text{ N}$$

$$R_B = 13357.22 \text{ N}$$

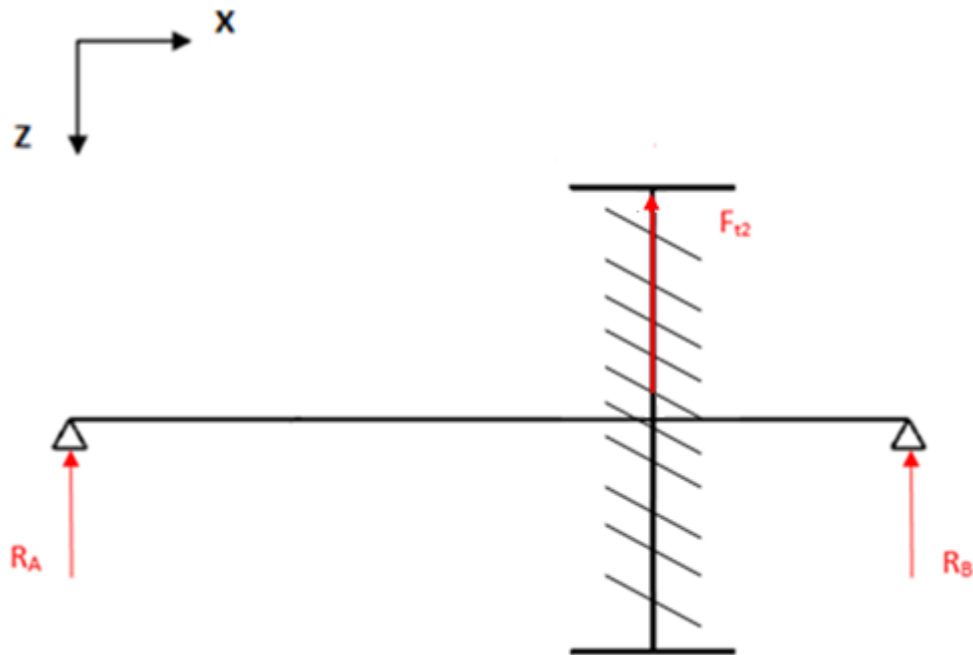
Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	23.5	47	101.5	124	186.5	210
M (N·m)	0	0	199.70	662.85	854.05	0	0



Figuras 18. Momentos de flectores salida

5.3.1.3.2. Plano XZ en sentido horario



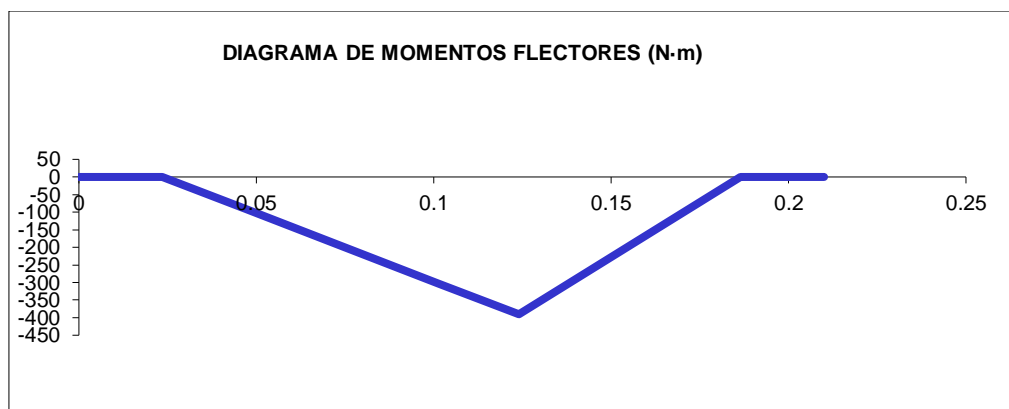
$$F_{t2} = 10130.57 \text{ N}$$

$$R_A = 3884.42 \text{ N}$$

$$R_B = 6246.15 \text{ N}$$

Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	23.5	47	101.5	124	186.5	210
M (N·m)	0	0	-91.28	-302.98	-390.38	0	0



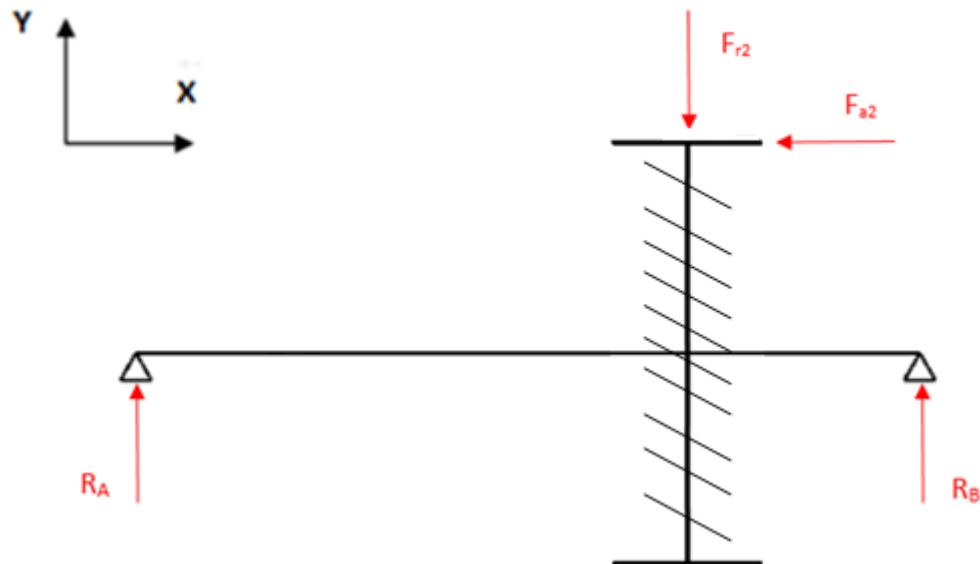
Figuras 19. Momentos flectores salida (2)

El momento flector total se obtendrá de la siguiente manera:

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

SECCIÓN	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	23.5	47	101.5	124	186.5	210
M (N·m)	0	0	219.57	728.81	939.04	0	0

5.3.1.3.3. Plano XY en sentido anti horario.



$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta = 4859.17 \text{ N}$$

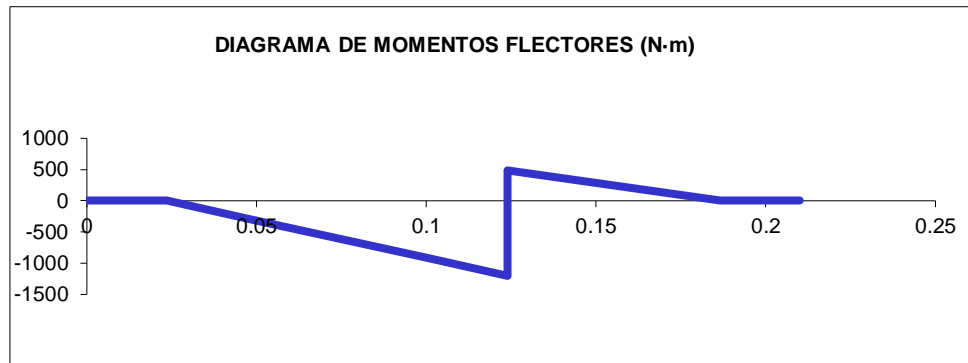
$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_t = 4184.85 \text{ N}$$

$$R_A = 11965.85 \text{ N}$$

$$R_B = -7781.00 \text{ N}$$

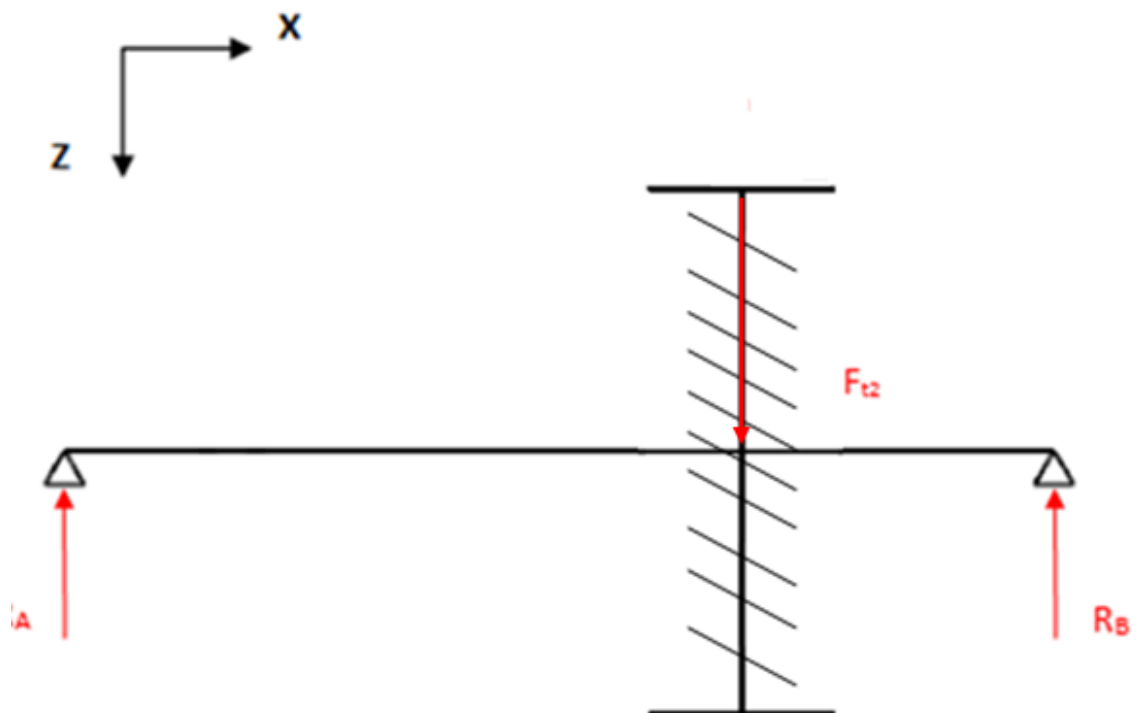
Los momentos flectores obtenidos son los siguientes

SECCI3N	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	23.5	47	101.5	124	186.5	210
M (N·m)	0	0	-281.2	-933.34	-1202.57	0	0



Figuras 20. Momentos flectores salida (3)

5.3.1.3.4. Plano XZ en sentido anti horario.



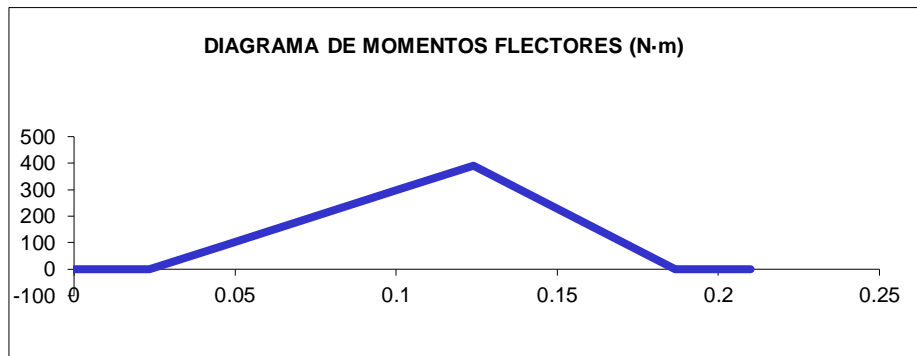
$$F_{t2} = 10130.57 \text{ N}$$

$$R_A = -3884.42 \text{ N}$$

$$R_B = -6246.15 \text{ N}$$

Los momentos flectores obtenidos son los siguientes:

SECCI3N	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	23.5	47	101.5	124	186.5	210
M (N·m)	0	0	91.25	302.98	390.38	0	0



Figuras 21. Momentos flectores salida (4)

El momento flector total se obtendrá de la siguiente manera:

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

SECCI3N	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	23.5	47	101.5	124	186.5	210
M (N·m)	0	0	295.64	981.29	1264.35	0	0

5.4. Cculo a fatiga

La obtenci3n de los diámetros mínimos a fatiga que se realizará en todas aquellas secciones en que el diámetro no está definido por la rigidez torsional. En las secciones previamente pre dimensionadas se verificará el cumplimiento de un coeficiente de seguridad superior al inicialmente especificado, en este caso, X= 1,5.

El proceso de cculo se basará en tres criterios:

- Criterio de Soderberg para la consideraci3n de tensiones medias

- Criterio de Máxima tensi3n tangencial para el estudio del problema esttico equivalente
- Vida infinita

En este caso, debido a que el diámetro de las secciones ha sido previamente definido por rigidez torsional, averiguaremos si el coeficiente de seguridad es superior al definido en las especificaciones iniciales. Mediante la expresi3n:

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

Siendo:

- S_e : se trata del límite a fatiga correspondiente a una vida de 10^6 ciclos.
- d : es el diámetro de la secci3n sometido a estudio.
- M : correspondiente al momento actuante en la secci3n de estudio.

5.4.1. Cculo del límite a fatiga

El valor del coeficiente S_e para cada una de las secciones de estudio, se estimará mediante la expresi3n:

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

Los valores de los distintos términos que conforman la ecuaci3n anterior, correspondientes a cargas de flexi3n, se calculan de la siguiente forma:

➤ S'_e : Límite a fatiga

Representa el límite a fatiga de una probeta en un ensayo a flexi3n rotativa. Se puede obtener su valor mediante:

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

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

➤ **K_a: Factor de superficie**

Considera el acabado superficial del eje. Su valor se obtiene mediante la fórmula siguiente:

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

El valor de los coeficientes a y b de la expresión anterior se obtendrán de la tabla siguiente:

Tablas 7. *Factor de superficie*

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

Teniendo en cuenta que todos los ejes se dejan acabados del mismo modo, de mecanizado mediante torno, el valor de K_a será:

$$K_a = 4.51 \cdot (980)^{-0.265} = 0.727$$

➤ **K_b: Factor de tamaño**

Tiene en cuenta el tamaño del eje. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.11333} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.75 \quad d > 51 \text{ mm}$$

➤ **K_c: Factor de tipo de carga**

- $K_c = 0.8$ si existe carga axial
- $K_c = 1$ si existe carga a flexión
- $K_c = 0.577$ si existe torsión y esfuerzo cortante

➤ **K_d: Factor de temperatura**

A temperaturas medias, el comportamiento a fatiga del acero en función de la temperatura es prácticamente despreciable, por lo que se considerará:

$$K_d = 1$$

➤ **K_e: Factor de confiabilidad**

El valor de este coeficiente, estará basado en la siguiente tabla:

Tablas 8. *Factor de confiabilidad*

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**

Este factor está influenciado por varios factores como los cambios de sección, las entallas y las chavetas. Su valor se obtiene de la expresión:

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

El factor de sensibilidad de entalla q se determinará mediante:

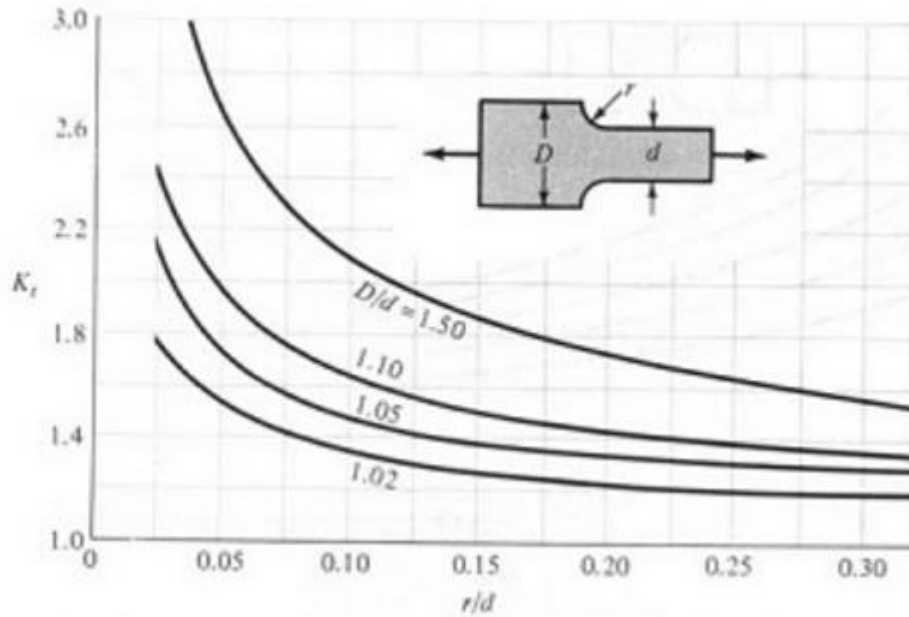
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$$

Debido a que el material empleado en todos los ejes es el mismo, el valor de la constante del material α se obtendrá:

$$\alpha = 0.025 \cdot \left(\frac{2070}{S_u} \right) = 0.025 \cdot \left(\frac{2070}{980} \right) = 0.0528 \text{ mm}$$

El valor de ρ representa el radio en el cambio de sección

Finalmente, el coeficiente K_t representará el coeficiente de concentración de tensiones, y se obtendrá para la geometría de los ejes, mediante el siguiente diagrama.



El valor de este coeficiente K_f se calculará para los tres ejes y en cada una de las secciones en que se ha dividido anteriormente.

Árbol de entrada

Tablas 9. *Árbol de entrada*

Sección	D/d	ρ/d	q	K_t	K_f
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
3	Chaveta	-	-	-	2
4	1.25	0.0125	0.904	2.1	1.99
5	1.25	0.0125	0.904	2.1	1.99
6	-	-	-	-	-
7	-	-	-	-	-

Árbol intermedio

En el árbol intermedio no existen cambios de sección, únicamente existen dos zonas chaveteadas, las secciones 3 y 4, cuyo coeficiente K_f es igual a 2,

Árbol de salida

Tablas 10. Árbol de salida

Sección	D/d	ρ/d	q	K_t	K_f
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
3	1.25	0.005	0.904	2.5	2.356
4	1.25	0.005	0.904	2.5	2.356
5	Chaveta	-	-	-	2
6	-	-	-	-	-
7	-	-	-	-	-

5.4.2. Cálculo del factor de seguridad

5.4.2.1. Factor de seguridad del eje de entrada

EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO													
SECCIÓN	d (m)	My (Nm)	Mz (Nm)	M (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
1	0,04	0	0	0,000	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,295	
2	0,04	0	0	0,000	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,295	
3	0,04	60,83	-113,1	128,420	0,73	0,83	1	1	0,814	2	490	120,148	5,878
4	0,05	10,63	-102,86	103,410	0,73	0,81	1	1	0,814	1,99	490	117,736	13,972
5	0,04	1,59	-15,36	15,440	0,73	0,83	1	1	0,814	1,99	490	120,751	49,139
6	0,04	0	0	0,000	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,295	
7	0,04	0	0	0,000	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,295	

EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO													
SECCIÓN	d (m)	My (Nm)	Mz (Nm)	M (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
1	0,04	0	0	0	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,30	
2	0,04	0	0	0	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,30	
3	0,04	79,19	113,1	138,070	0,73	0,83	1	1	0,814	2	490	120,15	5,468
4	0,05	72,02	102,86	125,570	0,73	0,81	1	1	0,814	1,99	490	117,74	11,506
5	0,04	10,75	15,36	18,750	0,73	0,83	1	1	0,814	1,99	490	120,75	40,464
6	0,04	0	0	0	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,30	
7	0,04	0	0	0	0,73	0,83	1	1	0,814	1	490	240,30	

Figuras 22. Seguridad eje de entrada

5.4.2.2. Factor de seguridad del eje intermedio

EJE INTERMEDIO SENTIDO HORARIO													
SECCIÓN	d (m)	My (Nm)	Mz (Nm)	M (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
1	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	1	490	227,43	
2	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	1	490	227,43	
3	0,065	208,17	286,38	354,046	0,73	0,78	1	1	0,814	2	490	113,72	8,660
4	0,065	206,17	442,25	487,946	0,73	0,78	1	1	0,814	2	490	113,72	6,283
5	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	2	490	113,72	
6	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	1	490	227,43	

EJE INTERMEDIO SENTIDO ANTIHORARIO													
SECCIÓN	d (m)	My (Nm)	Mz (Nm)	M (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
1	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	1	490	227,43	
2	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	1	490	227,43	
3	0,065	149,15	-286,38	322,892	0,73	0,78	1	1	0,814	2	490	113,72	9,495
4	0,065	356,92	-442,25	568,311	0,73	0,78	1	1	0,814	2	490	113,72	5,395
5	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	2	490	113,72	
6	0,065	0	0	0	0,73	0,78	1	1	0,814	1	490	227,43	

Figuras 23. Seguridad eje intermedio

5.4.2.3. Factor de seguridad del eje de salida

EJE SALIDA SENTIDO HORARIO													
SECCIÓN	d (m)	My (Nm)	Mz (Nm)	M (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
1	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	
2	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	
3	0,1	199,7	91,28	219,573	0,73	0,75	1	1	0,814	2	490	108,30	48,422
4	0,11	662,85	302,98	728,812	0,73	0,74	1	1	0,814	2,356	490	90,95	16,306
5	0,1	854,05	390,38	939,041	0,73	0,75	1	1	0,814	2,356	490	91,93	9,611
6	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	
7	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	

EJE SALIDA SENTIDO ANTI HORARIO													
SECCIÓN	d (m)	My (Nm)	Mz (Nm)	M (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
1	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	
2	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	
3	0,1	-281,2	91,25	295,63	0,73	0,75	1	1	0,814	2	490	108,30	35,963
4	0,11	-933,34	302,98	981,29	0,73	0,74	1	1	0,814	2,356	490	90,95	12,111
5	0,1	-1202,57	390,38	1264,35	0,73	0,75	1	1	0,814	2,356	490	91,93	7,138
6	0,01	0	0	0	0,73	0,97	1	1	0,814	1	490	281,18	
7	0,1	0	0	0	0,73	0,75	1	1	0,814	1	490	216,59	

Figuras 24. Seguridad eje salida

5.4.2.4. Interpretación de los resultados

Tal y cómo se puede apreciar en las tablas anteriores, el coeficiente de seguridad es superior al deseado por diseño, en este caso $X=1.5$.

Por lo tanto, se puede afirmar que el dimensionado de los ejes mediante la resistencia a fatiga es correcto, ya que todos los valores son superiores al coeficiente de diseño e incluso en algunos casos mucho mayor.

5.5. Cálculo a deflexión lateral

La deflexión lateral que se produce en los ejes mediante el movimiento del reductor debe estar limitada y deberá comprobar que no supera dichos límites.

Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho, se deberá cumplir que, por tratarse de engranajes de dientes helicoidales que:

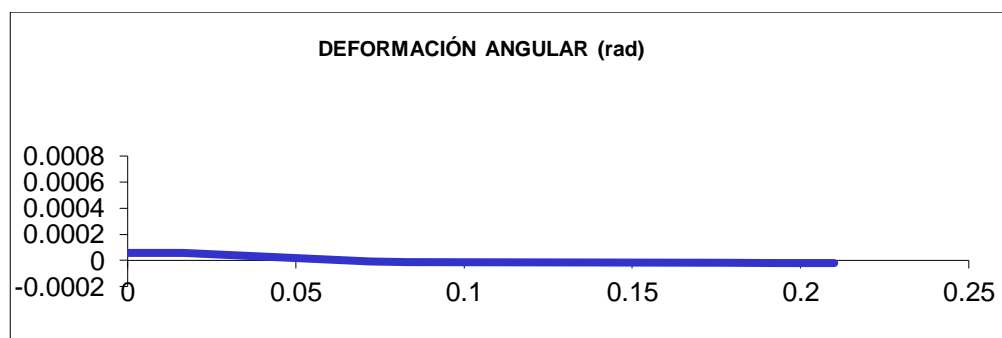
- La separación debe ser menor que $0.005 \cdot m_n$ en la sección central
- Pendiente menor que 0.01 rad en los rodamientos rígidos de bolas.

5.5.1. Deflexión en el eje de entrada

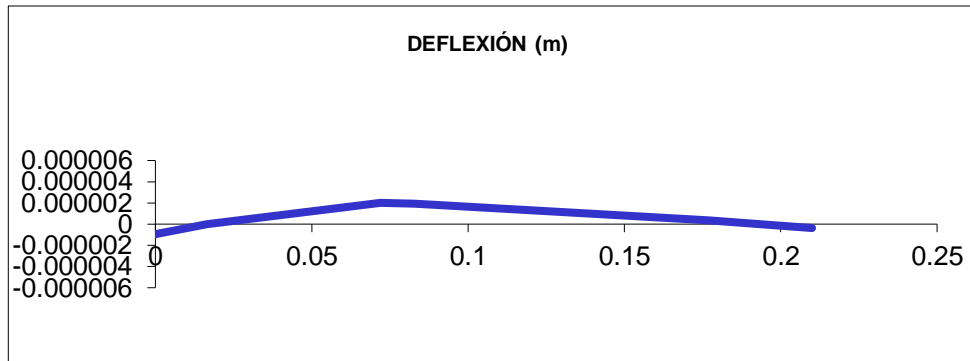
- Sentido horario plano XY

Tablas 11. *Deflexión eje entrada*

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	0,04	0	0	0,00	0,00	5,75E-05	-9,481E-07
2	0,0165	0,04	0	0	0,00	0,00	5,75E-05	0,000E+00
3	0,072	0,04	1192,266	49,15	60,83	11,68	-6,51E-06	2,005E-06
4	0,083	0,05	0	0	10,63	10,63	-1,12E-05	1,908E-06
5	0,177	0,04	0	0	1,59	1,59	-2,01E-05	3,366E-07
6	0,1935	0,04	0	0	0,00	0,00	-2,06E-05	0,000E+00
7	0,21		0	0	0,00	0,00	-2,06E-05	-3,394E-07



Figuras 25. Deformación angular eje entrada

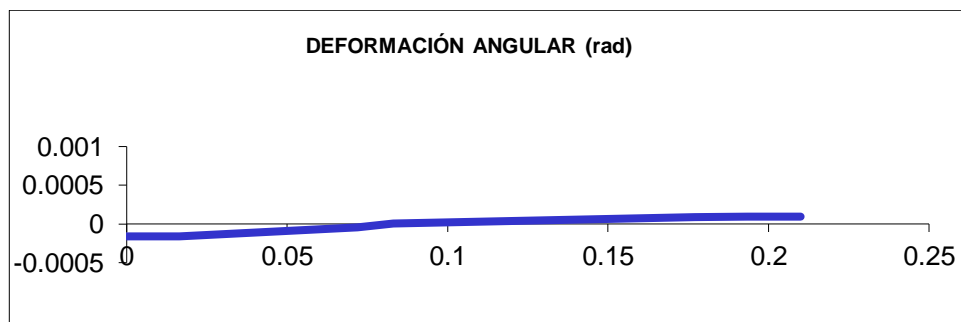


Figuras 26. Deflexión eje de entrada

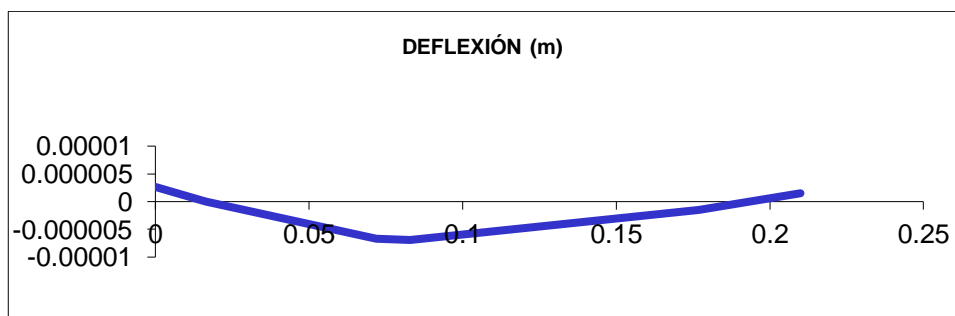
➤ Sentido horario plano XZ

Tablas 12. Deflexión eje entrada (2)

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	0,04	0	0	0,00	0,00	-1,60E-04	2,648E-06
2	0,0165	0,04	0	0	0,00	0,00	-1,60E-04	0,000E+00
3	0,072	0,04	-2968,67	0	-113,10	-113,10	-4,15E-05	-6,706E-06
4	0,083	0,05	0	0	-102,86	-102,86	3,46E-06	-6,912E-06
5	0,177	0,04	0	0	-15,36	-15,36	8,97E-05	-1,533E-06
6	0,1935	0,04	0	0	0,00	0,00	9,45E-05	0,000E+00
7	0,21		0	0	0,00	0,00	9,45E-05	1,559E-06



Figuras 27. Deformación angular eje entrada (2)



Figuras 28. Deflexión eje entrada (2)

El valor total de las deformaciones angulares y las deflexiones se obtendrá mediante:

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

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

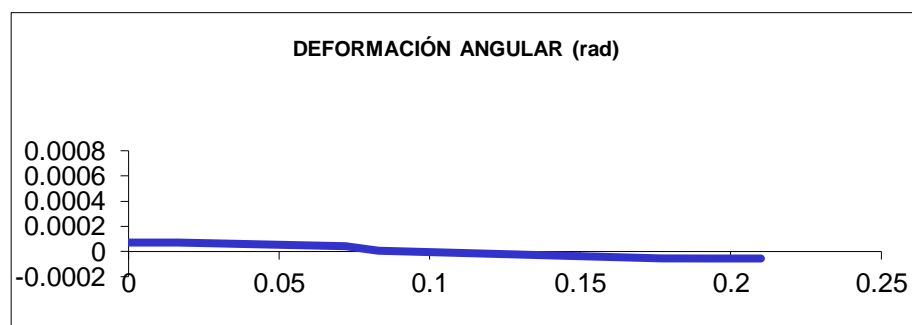
Tablas 13. Valor deformaciones y deflexiones

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (rad)	1.70E-04	1.70E-04	4.21E-05	1.17E-05	9.19E-05	9.67E-05	9.67E-05
D_R (m)	2.81E-06	0	7.00E-06	7.00E-06	1.57E-06	0	1.60E-06

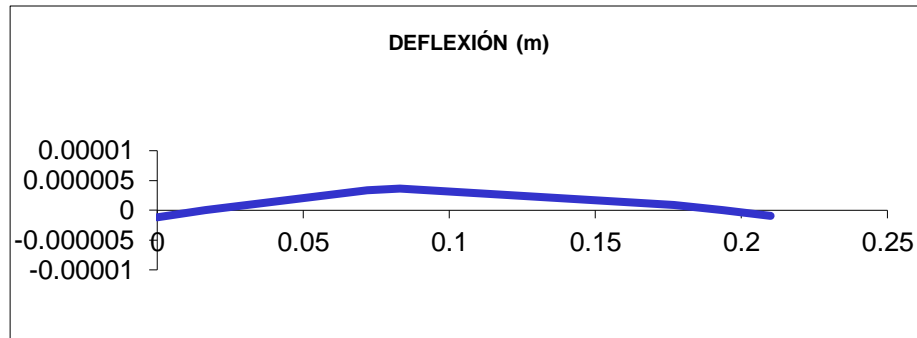
➤ Sentido anti horario plano XY

Tablas 14. Deflexión eje entrada (3)

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)		
0	0,04	0	0	1,4233E-14	0,00	0,00	-1,18E-06	-6,104E-06
0,0165	0,04	0	0	1,4211E-14	0,00	0,00	0,00E+00	0,000E+00
0,072	0,04	1192,266	-49,19	30,00	79,19	0,00	3,38E-06	2,621E-05
0,083	0,05	0	0	72,02	72,02	0,00	3,64E-06	2,862E-05
0,177	0,04	0	0	10,75	10,75	0,00	8,95E-07	4,607E-06
0,1935	0,04	0	0	0	0,00	0,00	0,00E+00	0,000E+00
0,21	0,04	0	0	0	0,00	0,00	-9,13E-07	-4,639E-06



Figuras 29. Deformación angular eje entrada (3)

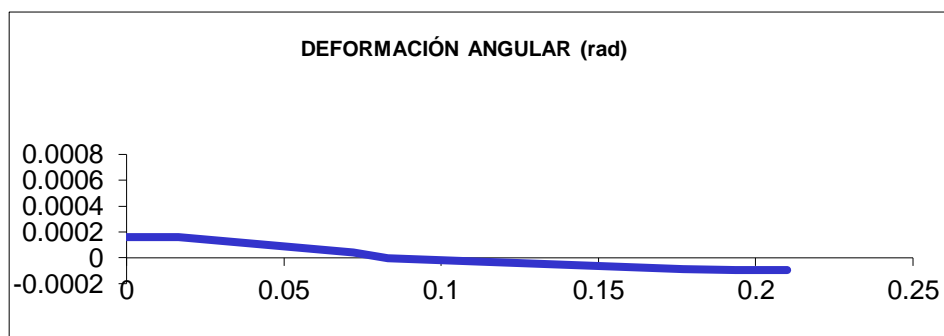


Figuras 30. Deflexión eje entrada (3)

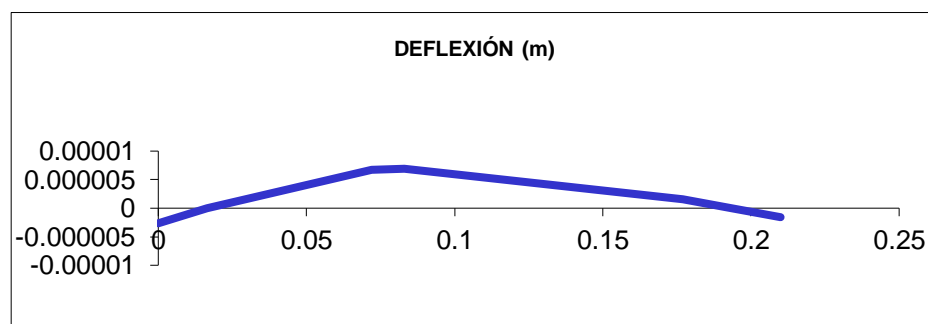
➤ Sentido anti horario plano XZ

Tablas 15. Deflexión eje entrada (4)

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0	0,065	0	0	0,00	0,00	2,56E-05	-6,147E-07
2	0,024	0,065	0	0	0,00	0,00	2,56E-05	0,000E+00
3	0,072	0,065	-1192,266	289,521	208,17	-81,35	-1,54E-06	7,950E-07
4	0,124	0,065	4184,85	289,520	206,17	-83,35	-1,92E-05	6,085E-07
5	0,186	0,065	0	0,000	0,00	0,00	-5,13E-06	0,000E+00
6	0,21		0	0	0,00	0,00	-5,13E-06	-1,232E-07
7					0,00	0,00	-9,45E-05	-1,559E-06



Figuras 31. Deformación angular eje entrada (4)



Figuras 32. Deflexión eje entrada (4)

El valor total de las deformaciones angulares y las deflexiones se obtendrá mediante:

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

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

Tablas 16. Valor deformaciones y deflexiones(2)

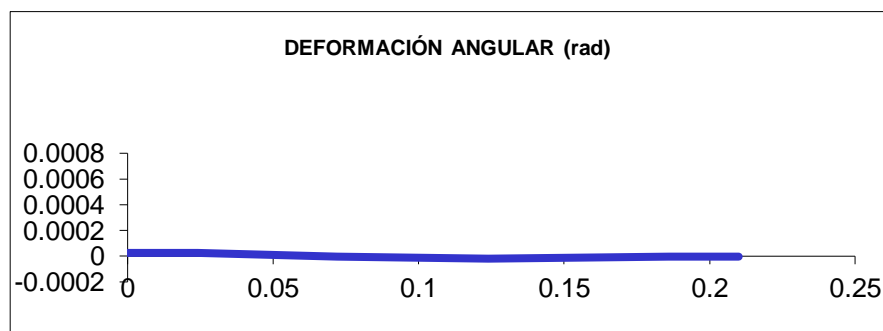
Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (rad)	1.76E-04	1.76E-04	5.76E-05	9.07E-06	1.04E-04	1.1E-04	1.1E-04
D_R (m)	2.90E-06	0	7.51E-06	7.81E-06	1.78E-06	0	1.81E-06

5.5.2. Deflexión en el eje intermedio

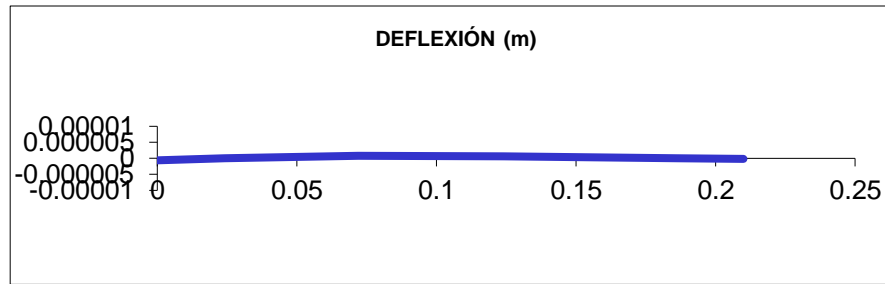
- Sentido horario plano XY

Tablas 17. Deflexión eje int.

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	0,065	0	0	0,00	0,00	2,56E-05	-6,147E-07
2	0,024	0,065	0	0	0,00	0,00	2,56E-05	0,000E+00
3	0,072	0,065	-1192,266	289,521	208,17	-81,35	-1,54E-06	7,950E-07
4	0,124	0,065	4184,85	289,520	206,17	-83,35	-1,92E-05	6,085E-07
5	0,186	0,065	0	0,000	0,00	0,00	-5,13E-06	0,000E+00
6	0,21		0	0	0,00	0,00	-5,13E-06	-1,232E-07



Figuras 33. Deformación angular eje int.

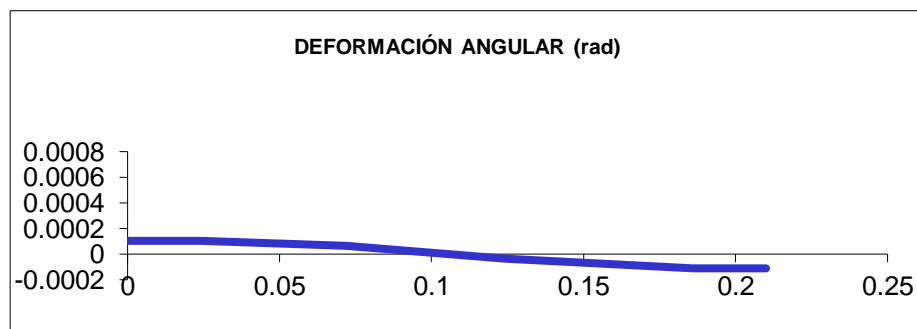


Figuras 34. Deflexión eje int.

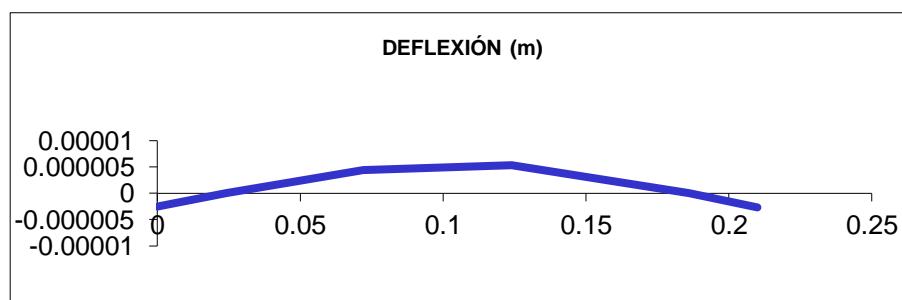
➤ Sentido horario plano XZ

Tablas 18. Deflexión eje int. (2)

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	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,04E-04	-2,490E-06
2	0,02400	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,04E-04	0,000E+00
3	0,07200	0,06500	2968,67	0,00	286,38	286,38	6,64E-05	4,381E-06
4	0,12400	0,06500	10130,57	0,00	442,25	442,25	-3,66E-05	5,347E-06
5	0,18600	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,11E-04	0,000E+00
6	0,21000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,11E-04	-2,666E-06



Figuras 35. Deformación angular eje int. (2)



Figuras 36. Deflexión eje int. (2)

El valor total de las deformaciones angulares y las deflexiones se obtendrá mediante:

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

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

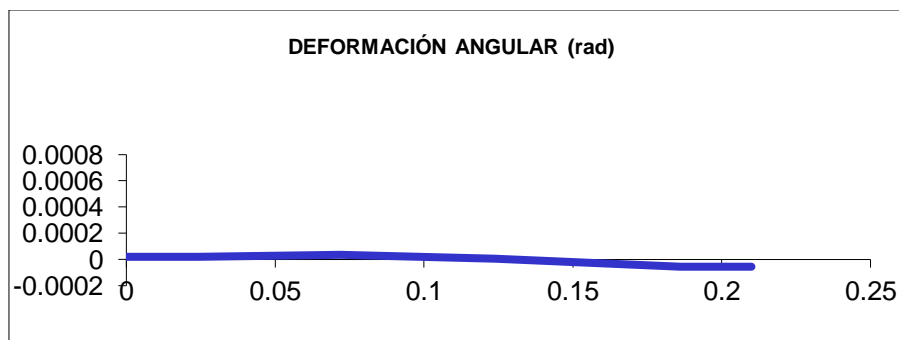
Tablas 19. Valor deformaciones y deflexiones (3)

Sección	1	2	3	4	5	6
θ_R (rad)	1.07E-07	1.07E-04	6.64E-05	4.13E-05	1.11E-04	1.11E-04
D_R (m)	2.56E-06	0	4.45E-06	5.38E-06	0	2.67E-06

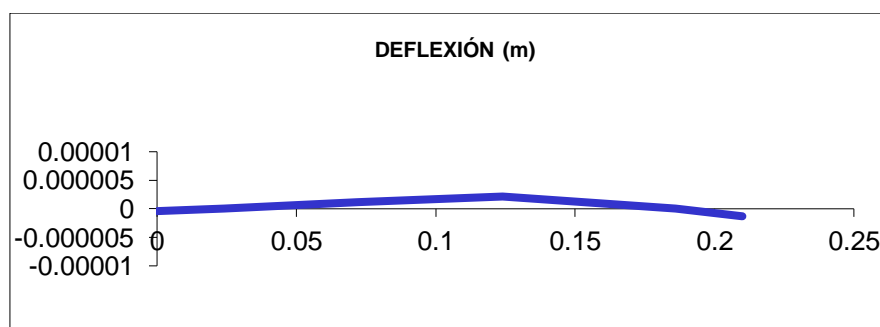
➤ Sentido anti horario plano XY

Tablas 20. Deflexión eje int. (3)

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	0,065	0	0	0,00	0,00	1,87E-05	-4,486E-07
2	0,024	0,065	0	0	0,00	0,00	1,87E-05	0,000E+00
3	0,072	0,065	-1192,266	-281,830	-132,68	149,15	3,60E-05	1,174E-06
4	0,124	0,065	4184,85	-289,520	67,40	356,92	5,40E-06	2,150E-06
5	0,186	0,065	0	0,000	0,00	0,00	-5,47E-05	0,000E+00
6	0,21		0	0	0,00	0,00	-5,47E-05	-1,313E-06



Figuras 37. Deformación angular eje int. (3)

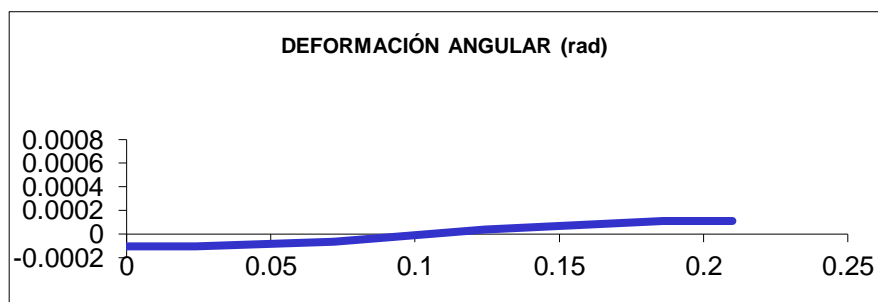


Figuras 38. Deflexión eje int. (3)

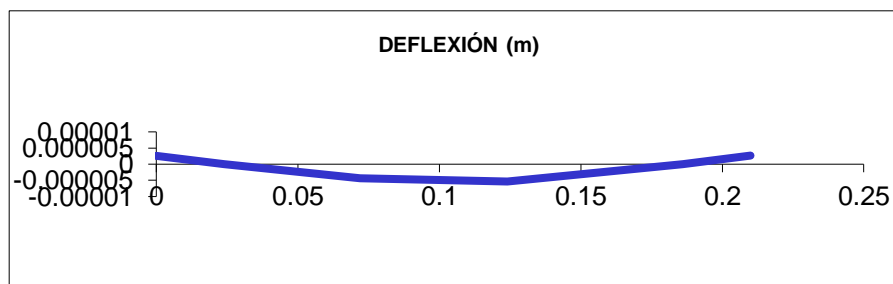
➤ Sentido anti horario plano XZ

Tablas 21. *Deflexión eje int. (4)*

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	0,065	0	0	0,00	0,00	-1,04E-04	2,490E-06
2	0,024	0,065	0	0	0,00	0,00	-1,04E-04	0,000E+00
3	0,072	0,065	-2968,67	0,000	-286,38	-286,38	-6,64E-05	-4,381E-06
4	0,124	0,065	-10130,57	0,000	-442,25	-442,25	3,66E-05	-5,347E-06
5	0,186	0,065	0	0,000	0,00	0,00	1,11E-04	0,000E+00
6	0,21		0	0	0,00	0,00	1,11E-04	2,666E-06



Figuras 39. Deformación angular eje int. (4)



Figuras 40. Deflexión eje int. (4)

El valor total de las deformaciones angulares y las deflexiones se obtendrá mediante:

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

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

Tablas 22. *Valor deformaciones y deflexiones (4)*

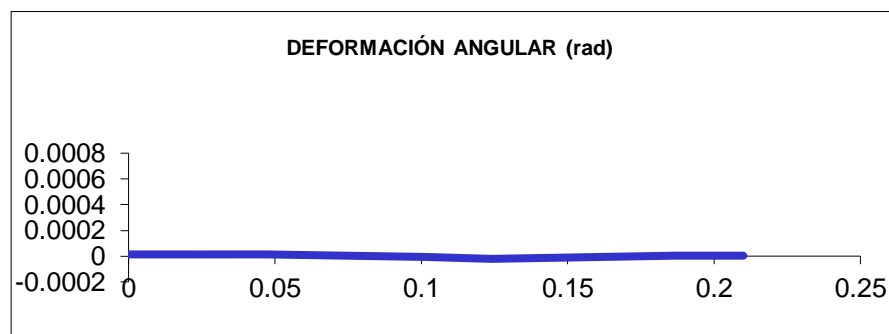
Sección	1	2	3	4	5	6
θ_R (rad)	1.05E-04	1.05E-04	7.55E-05	3.70E-05	1.24E-04	1.24E-04
D_R (m)	2.53E-06	0	4.54E-06	5.76E-06	0	2.97E-06

5.5.3. Deflexión en el eje de salida

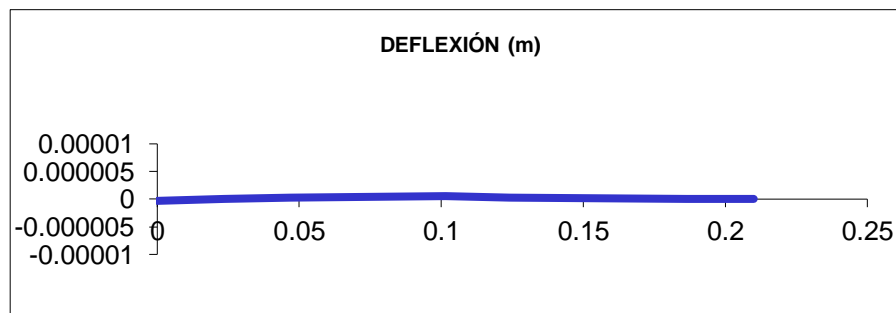
- Sentido horario plano XY

Tablas 23. Deflexión eje salida

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	0,1	0	0	0,00	0,00	1,33E-05	-3,123E-07
2	0,0235	0,1	0	0	0,00	0,00	1,33E-05	0,000E+00
3	0,047	0,11	0	0,000	199,70	199,70	1,10E-05	2,945E-07
4	0,1015	0,1	0	0,000	662,85	662,85	-4,56E-06	5,462E-07
5	0,124	0,1	-4859,17	1688,880	854,05	-834,83	-2,11E-05	2,652E-07
6	0,1865	0,1	0	0	0,00	0,00	4,19E-06	0,000E+00
7	0,21				0,00	0,00	4,19E-06	9,852E-08



Figuras 41. Deformación angular eje salida

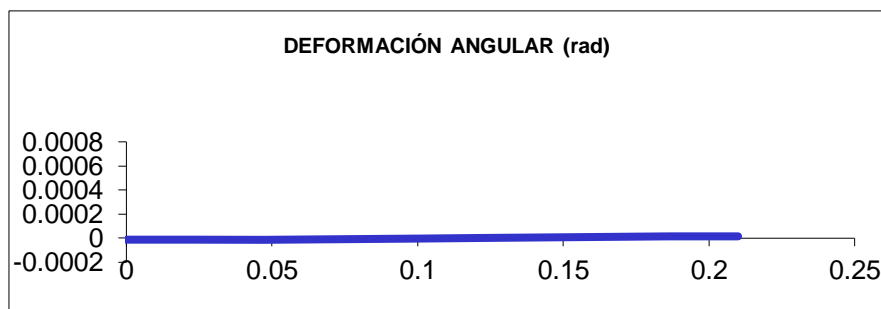


Figuras 42. Deflexión eje salida

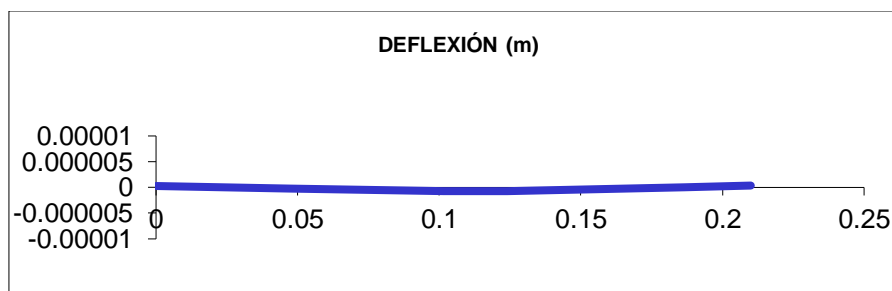
- Sentido horario plano XZ

Tablas 24. Deflexión eje salida (2)

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	0,1	0	0	0,00	0,00	-1,21E-05	2,833E-07
2	0,0235	0,1	0	0	0,00	0,00	-1,21E-05	0,000E+00
3	0,047	0,11	0	0,000	-91,28	-91,28	-1,10E-05	-2,752E-07
4	0,1015	0,1	0	0,000	-302,98	-302,98	-3,90E-06	-7,163E-07
5	0,124	0,1	-10130,57	0,000	-390,38	-390,38	3,67E-06	-7,224E-07
6	0,1865	0,1	0	0	0,00	0,00	1,55E-05	0,000E+00
7	0,21		0	0	0,00	0,00	1,55E-05	3,643E-07



Figuras 43. Deformación angular eje salida (2)



Figuras 44. Deflexión eje salida (2)

El valor total de las deformaciones angulares y las deflexiones se obtendrá mediante:

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

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

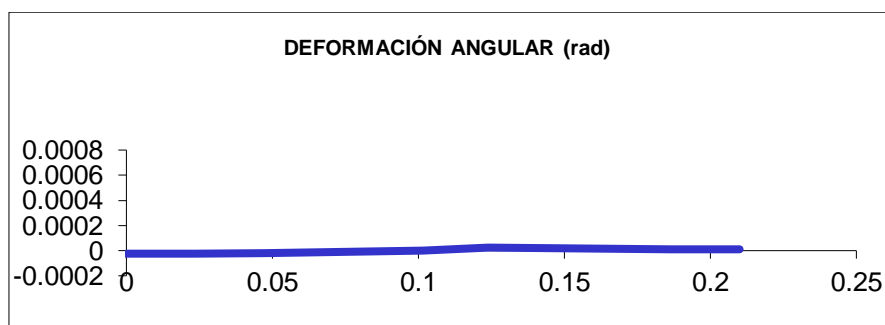
Tablas 25. Valor deformaciones y deflexiones (5)

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (rad)	1.79E-05	1.79E-05	1.56E-05	6E-06	2.14E-05	1.61E-05	1.61E-05
D_R (m)	4.22E-07	0	4.03E-07	9.01E-07	7.7E-07	0	3.77E-07

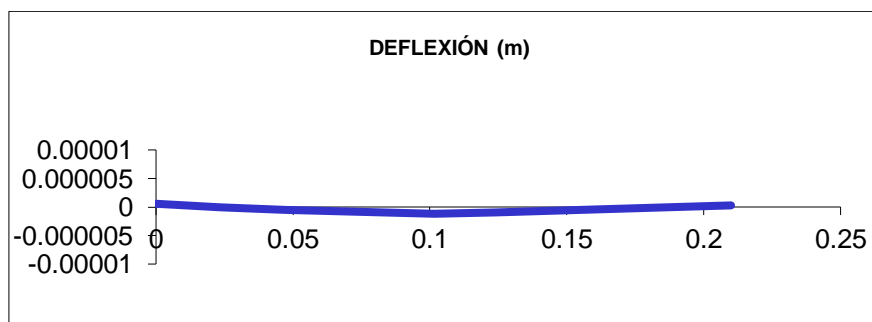
➤ Sentido anti horario plano XY

Tablas 26. Deflexión eje salida (3)

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)		
0	0,1	0	0	-1,0889E-13	0,00	0,00	5,65E-07	5,478E-07
0,0235	0,1	0	0	-2,2737E-13	0,00	0,00	0,00E+00	0,000E+00
0,047	0,11	0	0	-281,197	-281,20	0,00	-5,40E-07	-5,234E-07
0,1015	0,1	0	0	-933,336	-933,34	0,00	-1,19E-06	-1,146E-06
0,124	0,1	-4184,85	-1688,88	-1202,568	486,31	0,00	-9,10E-07	-8,807E-07
0,1865	0,1	0	0	0	0,00	0,00	0,00E+00	0,000E+00
0,21		0	0	0	0,00	0,00	2,27E-07	2,189E-07



Figuras 45. Deformación angular eje salida (3)

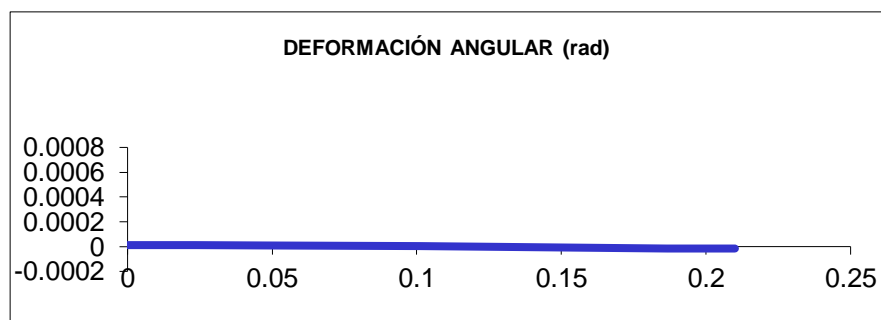


Figuras 46. Deflexión eje salida (3)

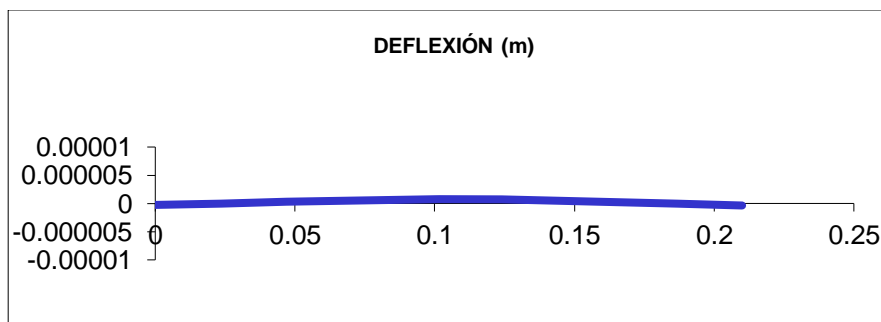
➤ Sentido anti horario plano XZ

Tablas 27. Deflexión eje salida (4)

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	0,1	0	0	0,00	0,00	1,21E-05	-2,833E-07
2	0,0235	0,1	0	0	0,00	0,00	1,21E-05	0,000E+00
3	0,047	0,11	0	0,000	91,28	91,28	1,10E-05	2,752E-07
4	0,1015	0,1	0	0,000	302,98	302,98	3,90E-06	7,163E-07
5	0,124	0,1	10130,57	0,000	390,38	390,38	-3,67E-06	7,224E-07
6	0,1865	0,1	0	0	0,00	0,00	-1,55E-05	0,000E+00
7	0,21		0	0	0,00	0,00	-1,55E-05	-3,643E-07



Figuras 47. Deformación angular eje salida (4)



Figuras 48. Deflexión eje salida (4)

El valor total de las deformaciones angulares y las deflexiones se obtendrá mediante:

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

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

Tablas 28. Valor deformaciones y deflexiones (6)

Sección	1	2	3	4	5	6	7
θ_R (rad)	2.69E-05	2.69E-05	2.36E-05	4.04E-06	2.47E-05	1.83E-05	1.83E-05
D_R (m)	6.32E-07	0	6.06E-07	1.39E-06	1.16E-06	0	4.29E-07

5.6. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

5.6.1. Selección del tipo de rodamientos

A la hora de seleccionar los rodamientos, a fin de evitar esfuerzos axiales innecesarios, se ha de garantizar que cada eje tenga un apoyo fijo y un apoyo libre.

En este caso, se va a optar por utilizar rodamientos rígidos de bolas para los tres ejes, el de entrada, el intermedio y el de salida. Asimismo, también se usarán este tipo de rodamiento para ambos extremos de los ejes.

5.6.2. Cálculo de rodamientos

Para el cálculo de los distintos rodamientos que estarán montados sobre el reductor de velocidad, nos basaremos en los cálculos del coeficiente de seguridad y la resistencia a fatiga calculados anteriormente para el caso más desfavorable tanto para giro horario como anti horario.

En este caso, se va a suponer que el reductor trabaja de manera intermitente, por lo que debe tener una vida de 15.000 horas o superior.

El cálculo de la vida en horas de los rodamientos se realizará mediante la siguiente expresión:

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

Para el cálculo, se preseleccionará un rodamiento y con sus características técnicas y para la vida de diseño fijada, se calculará si el rodamiento seleccionado es capaz de soportar la carga dinámica que sufre. Por tanto, despejando la capacidad de carga dinámica la expresión quedará de este modo:

$$C = F_{eq} \left(\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{iso} \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{q}}$$

Siendo:

- a_1 , *factor de fiabilidad*.

Considera la probabilidad de fallo del rodamiento.

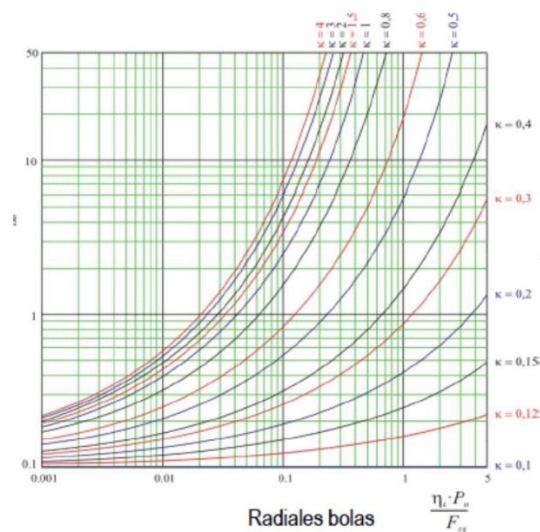
En este caso, se considerará una probabilidad de fallo del 99%, por lo que el valor del coeficiente será:

$$a_1 = 0.25$$

- a_{iso} , *factor por condiciones de trabajo*.

Pondera el estado y la viscosidad del lubricante durante el funcionamiento del rodamiento.

Su cálculo se basará en la gráfica expuesta a continuación:



Figuras 49. Factor por condiciones de trabajo (2)

En el eje Y, se encuentra el coeficiente K, dependiente de la viscosidad del lubricante y que se obtiene del siguiente modo:

$$K = \frac{v_{aceite}}{v_1}$$

Tratándose v_{aceite} la viscosidad del aceite, siendo este caso el mismo aceite el que utilizaremos para los engranajes y para los rodamientos.

El factor v_1 es la viscosidad relativa, que estará en función del diámetro medio d_m , definido por el fabricante, y la velocidad de rotación del rodamiento.

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad (\text{para } n > 1000 \text{ rpm})$$

De este modo, se obtiene el valor de K.

En cambio para el valor de en el eje Y, nos basaremos en la siguiente fórmula:

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

Siendo, η_c el nivel de contaminación del lubricante, P_u la carga límite de fatiga y F_{eq} la carga aplicada sobre el rodamiento.

➤ F_{eq} , fuerza equivalente aplicada sobre el rodamiento.

Para el cálculo de la fuerza equivalente, nos basaremos en 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

$f_0 \cdot F_a / C_0$	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

Figuras 50. Cálculo fuerza equivalente

➤ q , coeficiente en función del tipo de rodamiento.

En este caso, al usar únicamente rodamientos rígidos bolas que tienen un contacto puntual, el valor de q será:

$$q = 3$$

5.6.2.1. Rodamiento izquierdo del eje de entrada

Se va a utilizar el rodamiento 6308.

Datos:

- Tipo de rodamiento: Rígido de bolas
- Diámetro interior: $d = 40$ mm
- Velocidad de giro: $n = 1400$ rpm
- Fuerza radial: $F_r = 2313.90$ N
- Fuerza axial: $F_a = 1384.38$ N

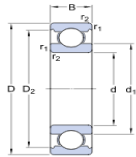
B	F_{eq}	C	C_0	f_0	P_u	η_c	d_m	v_1	K	a_{iso}	$C_{necesario}$	Válido
mm	kN	kN	kN		kN		mm	mm ² /s	mm ² /s		kN	
23	3.427	42.3	24	13.2	1.02	0.3	65	14.92	4.56	7	30.722	Sí

Cómo se puede observar, el rodamiento seleccionado sí es válido, ya que la carga dinámica necesaria es inferior a la que puede soportar el rodamiento.

A continuación se muestra la ficha técnica de este rodamiento:

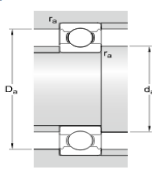
6308
SKF Explorer

Dimensiones



d	40	mm
D	90	mm
B	23	mm
d ₁	≈ 56.11	mm
D ₂	≈ 77.7	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 49	mm
D _a	max. 81	mm
r _a	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	42.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	24	kN
Carga límite de fatiga	P_u	1.02	kN
Velocidad de referencia		17000	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.03	
Factor de cálculo	f_0	13.2	

Masa

Rodamiento de masa		0.63	kg
--------------------	--	------	----

Figuras 51. Ficha técnica rodamiento

5.6.2.2. Rodamiento derecho del eje de entrada

Se va a utilizar el rodamiento 6208.

Datos:

- Tipo de rodamiento: Rígido de bolas
- Diámetro interior: $d = 40$ mm
- Velocidad de giro: $n = 1400$ rpm
- Fuerza radial: $F_r = 1615.11$ N
- Fuerza axial: $F_a = 1615.11$ N

B	F_{eq}	C	C_0	f_0	P_u	η_c	d_m	v_1	K	a_{iso}	$C_{necesario}$	Válido
mm	kN	kN	kN		kN		mm	mm ² /s	mm ² /s		kN	
18	2.823	32.5	19	13.8	0.8	0.3	60	15.53	4.38	6.8	25.553	Sí

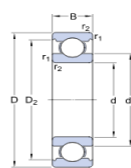
Cómo se puede observar, el rodamiento seleccionado sí es válido, ya que la carga dinámica necesaria es inferior a la que puede soportar el rodamiento.

A continuación se muestra la ficha técnica de este rodamiento:

6208

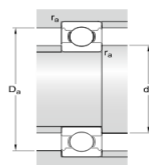
SKF Explorer

Dimensiones



d	40	mm
D	80	mm
B	18	mm
d ₁	≈ 52.6	mm
D ₂	≈ 69.8	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 47	mm
D _a	max. 73	mm
r _a	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	32.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	19	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.8	kN
Velocidad de referencia		18000	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.025	
Factor de cálculo	f_0	13.8	

Masa

Rodamiento de masa		0.37	kg
--------------------	--	------	----

Figuras 52. Ficha técnica rodamiento (2)

5.6.2.3. Rodamiento izquierdo eje intermedio

Se va a utilizar el rodamiento 6313.

Datos:

- Tipo de rodamiento: Rígido de bolas
- Diámetro interior: $d = 65 \text{ mm}$
- Velocidad de giro: $n = 239.32 \text{ rpm}$
- Fuerza radial: $F_r = 7375.94 \text{ N}$
- Fuerza axial: $F_a = 1384.38 \text{ N}$

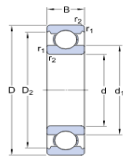
B	F_{eq}	C	C_0	f_0	P_u	η_c	d_m	v_1	K	a_{iso}	$C_{necesario}$	Válido
mm	kN	kN	kN		kN		mm	mm ² /s	mm ² /s		kN	
33	7.375	97.5	60	13.2	2.5	0.3	102.5	28.73	2.37	4.8	41.606	Sí

Cómo se puede observar, el rodamiento seleccionado sí es válido, ya que la carga dinámica necesaria es inferior a la que puede soportar el rodamiento.

A continuación se muestra la ficha técnica de este rodamiento:

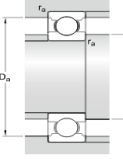
6313
SKF Explorer

Dimensiones



d	65	mm
D	140	mm
B	33	mm
d ₁	≈ 88.35	mm
D ₂	≈ 121.3	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 77	mm
D _a	max. 128	mm
r _a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	97.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	60	kN
Carga límite de fatiga	P_u	2.5	kN
Velocidad de referencia		10000	r/min
Velocidad límite		6700	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.03	
Factor de cálculo	f_0	13.2	

Masa

Rodamiento de masa		2.11	kg
--------------------	--	------	----

Figuras 53. Ficha técnica rodamiento (3)

5.6.2.4. Rodamiento derecho del eje intermedio

Se va a utilizar el rodamiento 6313.

Datos:

- Tipo de rodamiento: Rígido de bolas
- Diámetro interior: $d = 65 \text{ mm}$
- Velocidad de giro: $n = 239.32 \text{ rpm}$
- Fuerza radial: $F_r = 9.166 \text{ N}$
- Fuerza axial: $F_a = 4859.17 \text{ N}$

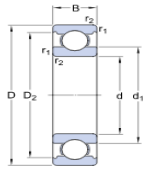
B mm	F_{eq} kN	C kN	C₀ kN	f₀	P_u kN	η_c	d_m mm	v₁ mm ² /s	K mm ² /s	a_{iso}	C_{necesario} kN	Válido
33	8.745	97.5	60	13.2	2.5	0.3	102.5	28.73	2.37	2.3	63.039	Sí

Cómo se puede observar, en este caso sí es válido el rodamiento seleccionado, ya que la carga dinámica necesaria es inferior a la que puede soportar el rodamiento.

A continuación se muestra la ficha técnica de este rodamiento:

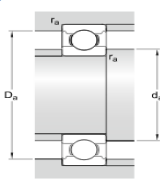
6313
SKF Explorer

Dimensiones



d	65	mm
D	140	mm
B	33	mm
d ₁	≈ 88.35	mm
D ₂	≈ 121.3	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 77	mm
D _s	max. 128	mm
r _a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	97.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	60	kN
Carga límite de fatiga	P _u	2.5	kN
Velocidad de referencia		10000	r/min
Velocidad límite		6700	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	13.2	

Masa

Rodamiento de masa		2.11	kg
--------------------	--	------	----

Figuras 54. Ficha técnica rodamiento (4)

5.6.2.5. Rodamiento izquierdo del eje de salida

Se va a utilizar el rodamiento 6220

Datos:

- Tipo de rodamiento: Rígido de bolas
- Diámetro interior: $d = 100$ mm
- Velocidad de giro: $n = 40.908$ rpm
- Fuerza radial: $F_r = 12580.55$ N
- Fuerza axial: $F_a = 4859.17$ N

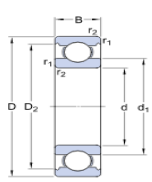
B	F_{eq}	C	C_0	f_0	P_u	η_c	d_m	v_1	K	a_{iso}	$C_{necesario}$	Válido
mm	kN	kN	kN		kN		mm	mm ² /s	mm ² /s		kN	
34	15.063	127	93	14.4	3.35	0.3	140	59.46	1.14	2	74.858	Sí

Cómo se puede observar, en este caso sí es válido el rodamiento seleccionado, ya que la carga dinámica necesaria es inferior a la que puede soportar el rodamiento.

A continuación se muestra la ficha técnica de este rodamiento:

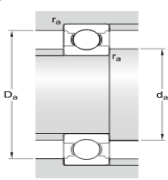
6220
SKF Explorer

Dimensiones



d	100	mm
D	180	mm
B	34	mm
d ₁	~ 124.8	mm
D ₂	~ 159.9	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 112	mm
D _a	max. 168	mm
r _a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	127	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	93	kN
Carga límite de fatiga	P_u	3.35	kN
Velocidad de referencia		7500	r/min
Velocidad límite		4800	r/min
Factor de cálculo	k_r	0.025	
Factor de cálculo	f_0	14.4	

Masa
Rodamiento de masa

		3.18	kg
--	--	------	----

Figuras 55. Ficha técnica rodamiento (5)

5.6.2.6. Rodamiento derecho del eje de salida

Se va a utilizar el rodamiento 6220

Datos:

- Tipo de rodamiento: Rígido de bolas
- Diámetro interior: $d = 100$ mm
- Velocidad de giro: $n = 40.908$ rpm
- Fuerza radial: $F_r = 14000.729$ N
- Fuerza axial: $F_a = 4724.198$ N

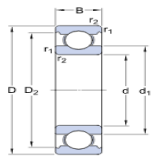
B	F_{eq}	C	C_0	f_0	P_u	η_c	d_m	v_1	K	a_{iso}	$C_{necesario}$	Válido
mm	kN	kN	kN		kN		mm	mm ² /s	mm ² /s		kN	
34	16.275	127	93	14.4	3.35	0.3	140	59.46	1.14	1.9	82.273	Sí

Cómo se puede observar, en este caso sí es válido el rodamiento seleccionado, ya que la carga dinámica necesaria es inferior a la que puede soportar el rodamiento.

A continuación se muestra la ficha técnica de este rodamiento:

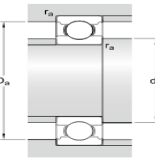
6220
SKF Explorer

Dimensiones



d	100	mm
D	180	mm
B	34	mm
d ₁	~ 124.8	mm
D ₂	~ 159.9	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 112	mm
D _a	max. 168	mm
r _a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	127	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	93	kN
Carga límite de fatiga	P_u	3.35	kN
Velocidad de referencia		7500	r/min
Velocidad límite		4800	r/min
Factor de cálculo	k_f	0.025	
Factor de cálculo	f_0	14.4	

Masa
Rodamiento de masa

		3.18	kg
--	--	------	----

Figuras 56. Ficha técnica rodamiento (6)

5.7. UNIÓN A TORSIÓN

Para asegurar la perfecta unión de los engranajes con los ejes del reductor, se utilizarán chavetas normalizadas. El valor del tamaño de las mismas se ha obtenido de la tabla adjunta en el *Anexo de tablas*.

Dimensiones de las chavetas		
Ejes	b x h (mm)	Longitud (mm)
Eje de entrada	12x8	16
Eje intermedio	18x11	25
Eje de salida	28x16	35

El valor de la longitud de la chaveta se obtiene de la norma UNE 17102 para dimensionado de chavetas.

Anexo de tablas y gráficas

CONTENIDO

1. DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS.....	143
2. CÁLCULO A FLEXIÓN.....	144
2.1 Dureza Brinell. Resistencia a fluencia y rotura.....	144
2.2. Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a flexión.....	145
2.3. Coeficiente de aplicación K_A	146
2.4. Coeficientes para el fallo a flexión SHL.....	146
3. FALLO SUPERFICIAL.....	147
3.1. Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a fallo superficial.....	147
4. CÁLCULO A FATIGA.....	148
4.1. Factor de superficie K_a	148
4.2. Factor de tamaño K_b	148
4.3. Factor de tipo de carga K_c	148
4.4. Factor de confiabilidad K_e	148
4.5. Coeficiente de concentración de tensiones K_t	149
5. CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	149
5.1. Factor de confiabilidad a_1	149
5.2. Factor de condiciones de trabajo a_{iso}	150
5.3. Valor fuerza equivalente F_{eq}	150

1. DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS.

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chaflán P_1	
			Ancho h					Profundidad						
más de	hasta	Nominal	Tolerancia			Eje h_1		Cubo h_2		Mínimo	Máximo			
			Clase de ajuste del enchavetado			Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia					
			Libre		Normal							Ajustado		
			Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9							
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,08	0,16
10	12	4 × 4	4						2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

2. CÁLCULO A FLEXIÓN

2.1 Dureza Brinell. Resistencia a fluencia y rotura.

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

2.2. Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a flexión.

Fallo a flexión S_{FL} :

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

2.3. Coeficiente de aplicación KA

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

2.4. Coeficientes para el fallo a flexión SHL

Nº	Material de los engranajes	SHL	
		A	B
1	Fundición Gris	1,033	132
2	F. maleable corazón negro	1,371	143
3	F. nodular	1,434	211
4	Acero moldeado no aleado	0,986	131
5	Ac. no aleado	1	190
6	Ac. no aleado templado y revenido	0,925	360
7	Ac. aleado templado y revenido	1,313	373
8	Ac. moldeado no aleado templado	0,831	300
9	Ac. aleado moldeado templado	1,276	298
10	Ac. de cementación	0	1500
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	0,541	882
12	Ac. de nitruración	0	1250
13	Ac. de nitrocarburo	1,167	425

3. FALLO SUPERFICIAL

3.1. Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a fallo superficial

Fallo superficial S_{HL} :

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

4. CÁLCULO A FATIGA

4.1. Factor de superficie K_a

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

4.2. Factor de tamaño K_b

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.11333} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.75 \quad d > 51 \text{ mm}$$

4.3. Factor de tipo de carga K_c

$K_c = 0.8$ si existe carga axial

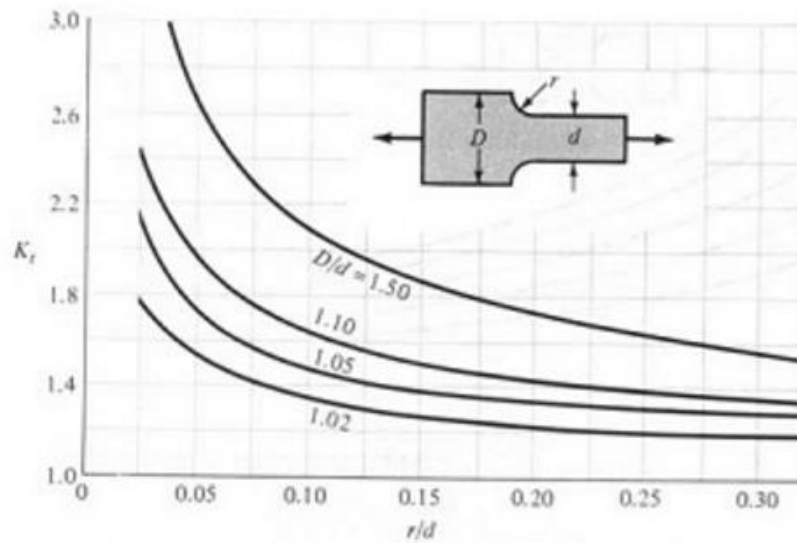
$K_c = 1$ si existe carga a flexión

$K_c = 0.577$ si existe torsión y esfuerzo cortante

4.4. Factor de confiabilidad K_e

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

4.5. Coeficiente de concentración de tensiones K_t

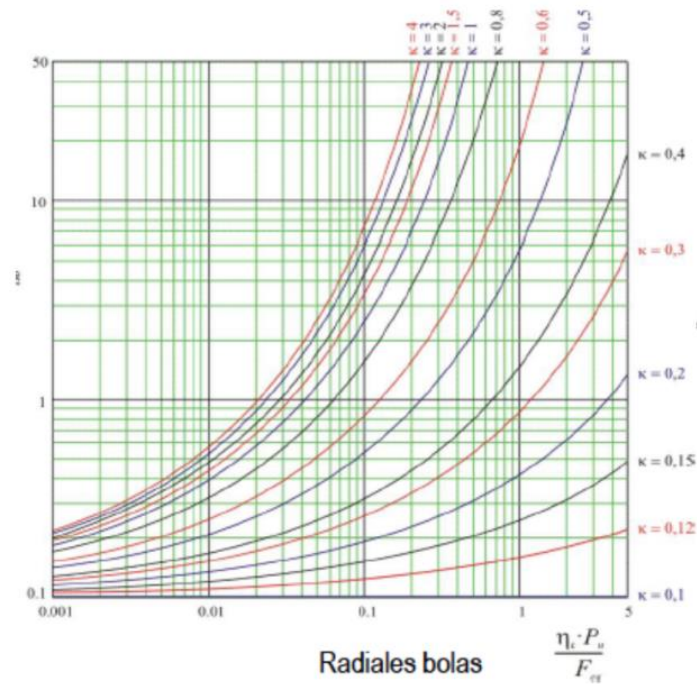


5. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

5.1. Factor de confiabilidad 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

5.2. Factor de condiciones de trabajo a_{iso}



5.3. Valor fuerza equivalente F_{eq}

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

C_0 y f_0 catálogo

$f_0 \cdot F_a / C_0$	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

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

1. Anexo “Diseño y cálculo de un reductor velocidad de 2 etapas” realizado por el departamento de *Ingeniería Mecánica y de Materiales* de la Universidad Politécnica de Valencia.
2. Anexo “Diseño y cálculo de un reductor velocidad” realizado por el departamento de *Ingeniería Mecánica y de Materiales* de la Universidad Politécnica de Valencia.
3. Apuntes proporcionado por los profesores en la asignatura “Diseño de Máquinas II”, en el apartado de “Transmisiones”.
4. Catálogo online de rodamientos y retenes SKF.
5. Diseño y cálculo de transmisiones por engranajes, Pilar Lafont Morgado. Madrid: UPM Publicaciones ETS. I.I.

PRESUPUESTO

CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	156
2. ENGRANAJES	156
2.1. PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA	156
Tabla 1. <i>Piñón primera etapa</i>	156
2.2. RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA	156
Tabla 2. <i>Rueda primera etapa</i>	156
2.3. PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA	157
Tabla 3. <i>Piñón segunda etapa</i>	157
2.4. RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA	157
Tabla 4. <i>Rueda segunda etapa</i>	157
3. EJES	158
3.1. EJE DE ENTRADA	158
Tabla 5. <i>Eje de entrada</i>	158
3.2. EJE INTERMEDIO	158
Tabla 6. <i>Eje intermedio</i>	158
3.3. EJE SALIDA	158
Tabla 7. <i>Eje salida</i>	158
4. CARCASA	159
Tabla 8. <i>Carcasa</i>	159
5. TAPAS	159
Tabla 9. <i>Tapas</i>	159
6. RODAMIENTOS	159
Tabla 10. <i>Rodamientos</i>	159
7. CHAVETAS	160
Tabla 11. <i>Chavetas</i>	160
8. RETENES	160

Tabla 12. <i>Retenes</i>	160
9. ARANDELAS ELÁSTICAS	160
Tabla 13. <i>Arandelas elásticas</i>	160
10. CASQUILLOS.....	161
Tabla 14. <i>Casquillos</i>	161
11. JUNTA ESTANQUEIDAD	161
Tabla 15. <i>Junta estanqueidad</i>	161
12. LUBRICANTE	161
Tabla 16. <i>Lubricante</i>	161
13. TAPONES	162
Tabla 17. <i>Tapones</i>	162
14. PRESUPUESTO DE LA EJECUCIÓN MATERIAL	162
Tabla 18. <i>Ejecución del material</i>	162
15. PRESUPUESTO DE CONTRATA	163
Tabla 19. <i>Contrata</i>	163
16. PRESUPUESTO TOTAL	163
Tabla 20. <i>Total</i>	163

1. INTRODUCCIÓN

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

2. ENGRANAJES

El presupuesto de los engranajes obtenido es expuesto a continuación:

2.1. PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

Tabla 13. *Piñón primera etapa*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 1.7147	Kg	0.541	1.92	1.039
Torneado	h	0.125	25	3.125
Fresado	h	0.18	30	5.4
Taladrado	h	0.1	12	1.2
Mecanizado dientes	h	0.66	38	25.08
Rectificado	h	0.125	18	2.25
Tratamiento térmico	Kg	0.541	1.78	0.96
			TOTAL	39.05

2.2. RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

Tabla 14. *Rueda primera etapa*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 1.7147	Kg	3.143	1.92	6.035
Torneado	h	0.45	25	11.25
Fresado	h	0.3	30	9
Taladrado	h	0.22	12	2.64
Mecanizado dientes	h	2.1	38	79.8
Rectificado	h	0.2	18	3.6
Tratamiento térmico	Kg	3.143	1.78	5.59
			TOTAL	117.92

2.3. PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA

Tabla 15. *Piñón segunda etapa*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 1.7147	Kg	1.789	1.92	3.435
Torneado	h	0.25	25	6.25
Fresado	h	0.225	30	6.75
Taladrado	h	0.15	12	1.8
Mecanizado dientes	h	1.2	38	45.6
Rectificado	h	0.15	18	2.7
Tratamiento térmico	Kg	1.789	1.78	3.18
			TOTAL	67.72

2.4. RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA

Tabla 16. *Rueda segunda etapa*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 1.7147	Kg	23.329	1.92	44.791
Torneado	h	0.57	25	14.25
Fresado	h	0.46	30	11.5
Mecanizado dientes	h	2.88	38	109.44
Taladrado	h	0.25	12	3
Rectificado	h	0.3	18	5.4
Tratamiento térmico	Kg	23.329	1.78	41.53
			TOTAL	229.91

3. EJES

En cuanto a los ejes se ha obtenido el siguiente presupuesto:

3.1. EJE DE ENTRADA

Tabla 17. *Eje de entrada*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero F1150	Kg	3.016	2.05	6.18
Torneado	h	0.7	25	17.5
Ranurado	h	0.125	30	3.75
Fresado	h	0.21	38	7.98
Rectificado	h	0.3	12	3.6
Tratamiento térmico	Kg	3.016	1.62	4.89
			TOTAL	43.9

3.2. EJE INTERMEDIO

Tabla 18. *Eje intermedio*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero F1150	Kg	3.95	2.05	8.09
Torneado	h	0.92	25	23
Ranurado	h	0.29	30	8.7
Fresado	h	0.33	38	12.54
Rectificado	h	0.4	12	4.8
Tratamiento térmico	Kg	3.95	1.62	6.4
			TOTAL	63.53

3.3. EJE SALIDA

Tabla 19. *Eje salida*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero F1150	Kg	7.54	1.92	14.48
Torneado	h	1.15	25	28.75
Ranurado	h	0.39	30	11.7
Fresado	h	0.465	38	17.67
Rectificado	h	0.45	12	5.4
Tratamiento térmico	Kg	7.54	1.62	12.22
			TOTAL	90.22

4. CARCASA

El presupuesto de la carcasa es:

Tabla 20. *Carcasa*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Fundición gris FG 25	Kg	41.03	1.08	44.31
Moldeo y desbarbado	h	1	82	82
Fresado	h	2.1	30	63
Taladrado	h	1.1	12	13.2
Roscado	h	0.4	5.25	2.1
			TOTAL	204.61

5. TAPAS

El presupuesto de las tapas obtenido es expuesto a continuación:

Tabla 21. *Tapas*

	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Fundición gris FG 25	Kg	20.41	1.08	22.04
Moldeo y desbarbado	h	1	98	98
Fresado	h	3	30	90
Taladrado	h	0.54	12	6.48
Roscado	h	0.33	5.25	1.73
			TOTAL	218.25

6. RODAMIENTOS

En cuanto a los rodamientos el presupuesto obtenido es el expuesto a continuación:

Tabla 22. *Rodamientos*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
SKF 6308	1	25.65	25.65
SKF 6208	1	15.68	15.68
SKF 6313	2	95.07	190.14
SKF 6220	2	125.98	251.96
		TOTAL	483.43

7. CHAVETAS

El presupuesto de las chavetas es:

Tabla 23. *Chavetas*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
12x8x16	2	0.79	1.58
18x11x25	2	2.06	4.12
28x16x35	2	5.42	10.84
		TOTAL	16.54

8. RETENES

En cuanto al presupuesto de los retenes:

Tabla 24. *Retenes*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
HMS5 V 40x50x8	1	60.26	60.26
HMS5 V 100x120x10	1	259.20	259.20
		TOTAL	319.46

9. ARANDELAS ELÁSTICAS

En cuanto al presupuesto de los retenes:

Tabla 25. *Arandelas elásticas*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Ø40x1.75	2	2.15	4.30
Ø65x2.5	2	3.75	7.5
Ø100x3	2	4.5	9

TOTAL	20.8
--------------	-------------

10. CASQUILLOS

En cuanto al presupuesto de los casquillos:

Tabla 26. *Casquillos*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Ø40x33	1	0.73	0.73
Ø65x20.75	1	0.57	0.57
Ø65x21.5	1	0.57	0.57
Ø65x21.75	1	2.8	2.8
Ø100x17.5	1	2.8	2.8
TOTAL			7.11

11. JUNTA ESTANQUEIDAD

En cuanto al presupuesto de la junta estanqueidad:

Tabla 27. *Junta estanqueidad*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
	1	4.25	4.25

12. LUBRICANTE

En cuanto al presupuesto del lubricante:

Tabla 28. *Lubricante*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
Eurol Multisept EP ISO-VG 680	1	19.95	19.95

13. TAPONES

En cuanto al presupuesto de los tapones:

Tabla 29. *Tapones*

DESIGNACIÓN	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL (€)	PRECIO TOTAL (€)
COMERCIAL	1	4.2	4.2
COMERCIAL	1	4.2	4.2
		TOTAL	8.4

14. PRESUPUESTO DE LA EJECUCIÓN MATERIAL

El presupuesto de la ejecución del material obtenido es el siguiente:

Tabla 30. *Ejecución del material*

ELEMENTO	PRECIO €
Engranajes	454.6
Ejes	197.65
Carcasa	204.61
Tapas	218.25
Rodamientos	483.43
Tapones	8.4
Tornillería	6.15
Arandelas elásticas	20.8
Chavetas	16.54
Retenes	319.46
Lubricante	19.95
Casquillos	7.11
Junta estanqueidad	4.25
Montaje	118.13
Total	2439.33

15. PRESUPUESTO DE CONTRATA

El presupuesto de contrata obtenido es el siguiente:

Tabla 31. *Contrata*

	PRECIO (€)
Presupuesto ejecución material	2439.33
Gastos generales (14%)	341.51
Beneficio industrial (12%)	292.72
Presupuesto de la contrata	3073.56

16. PRESUPUESTO TOTAL

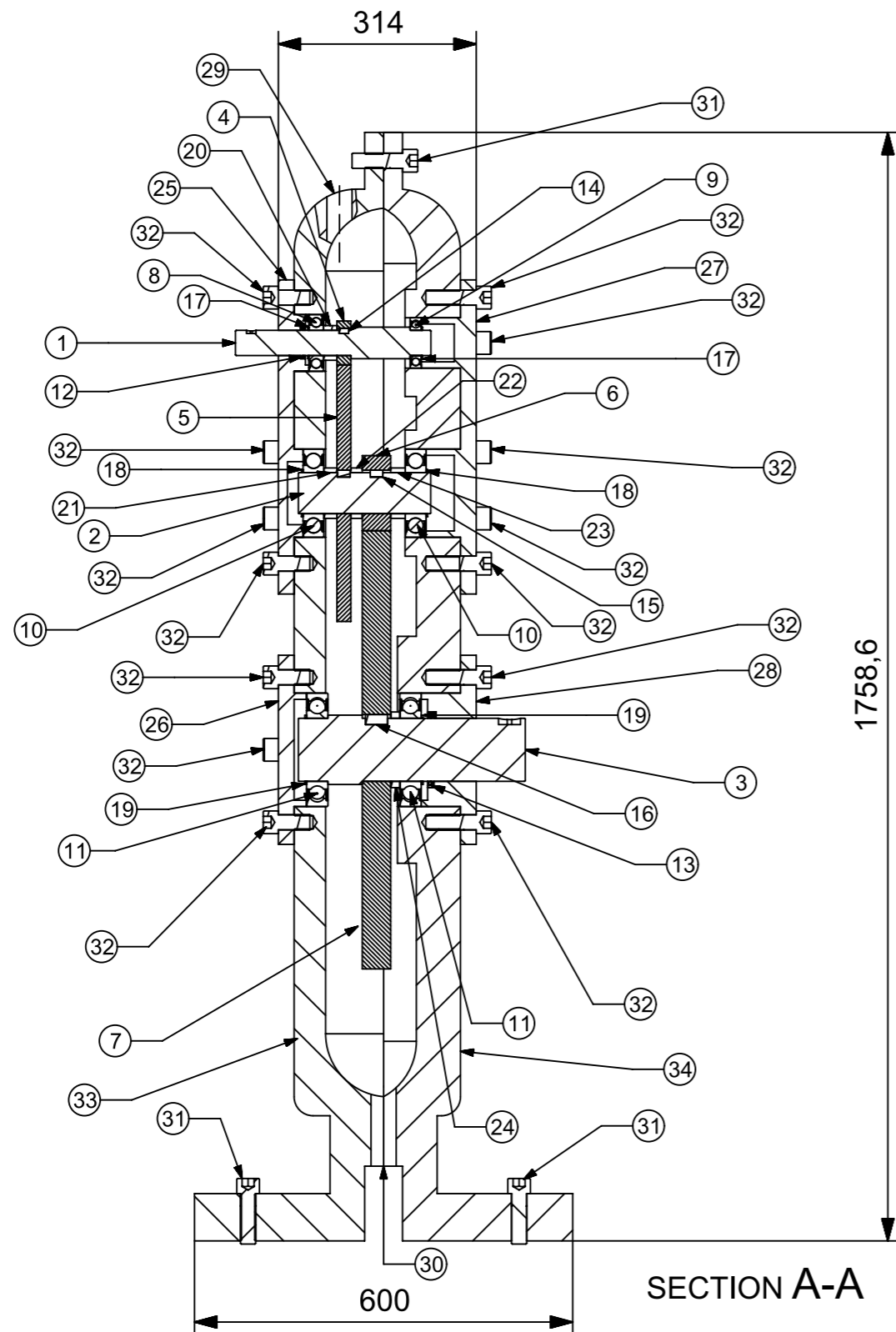
El presupuesto total obtenido es el siguiente:

Tabla 32. *Total*

	PRECIO (€)
Presupuesto base contrata	3073.56
I.V.A. (21%)	645.45
Total	3719.01

El coste total del diseño y construcción de un reductor mecánico estará fijado en **TRES MIL SETECIENTOS DIECINUEVE EUROS Y ÚN CÉNTIMO.**

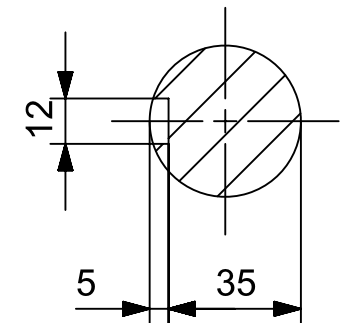
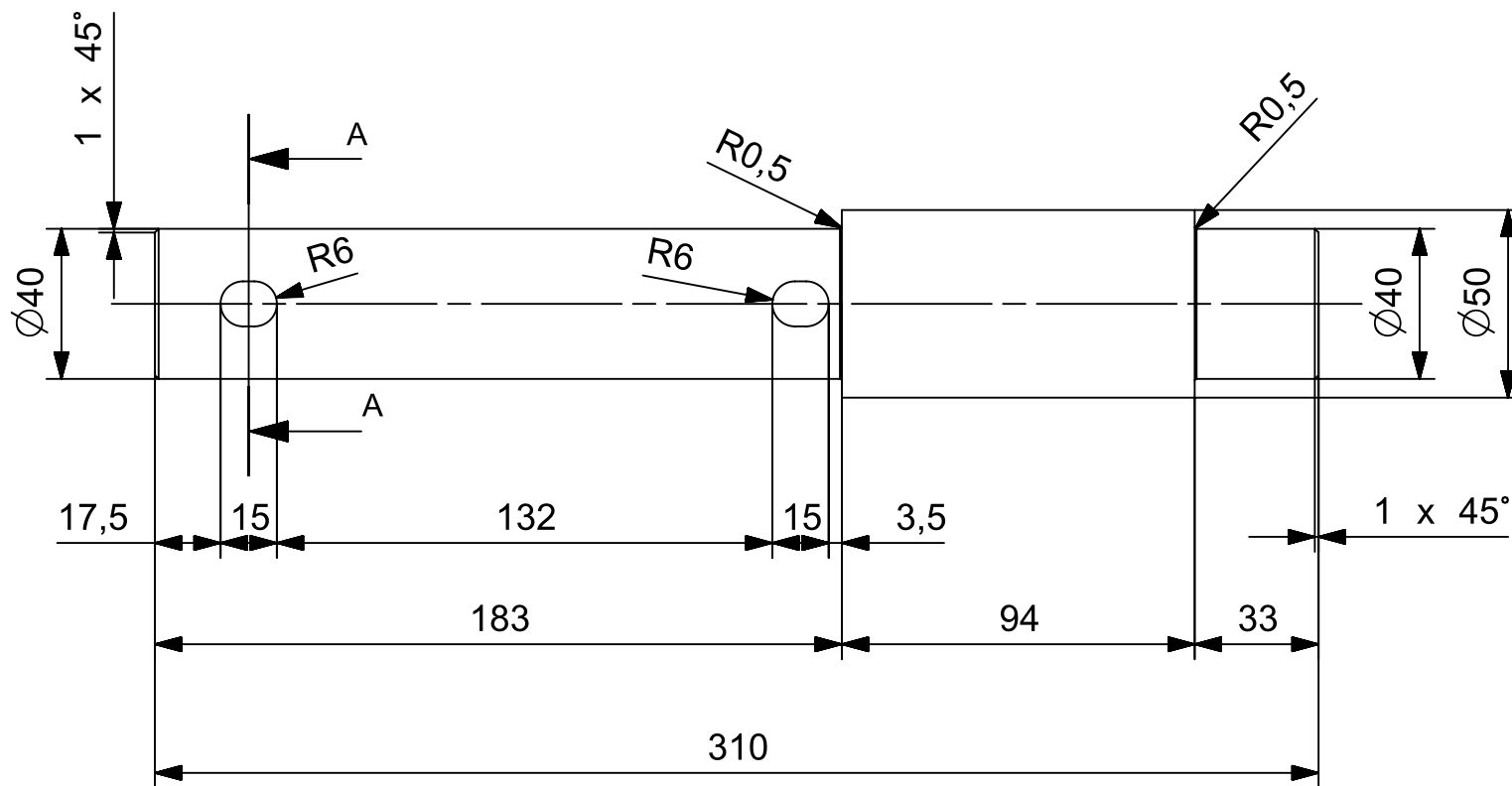
PLANOS



COMPONENTES	
MARCA	DESIGNACIÓN
1	Eje entrada
2	Eje intermedio
3	Eje salida
4	Piñón 1ª etapa
5	Rueda 1ª etapa
6	Piñón 2ª etapa
7	Rueda 2ª etapa
8	Rodamiento SKF 6308
9	Rodamiento SKF 6208
10	Rodamiento SKF 6313
11	Rodamiento SKF 6220
12	Retén HMS5 V 40x50x8
13	Retén HMS5 V 100x120x10
14	Chaveta eje entrada
15	Chaveta eje intermedio
16	Chaveta eje salida
17	Arandela Ø40
18	Arandela Ø65
19	Arandela Ø100

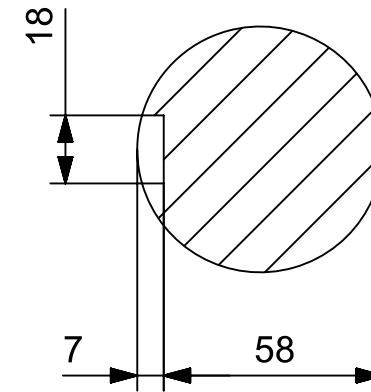
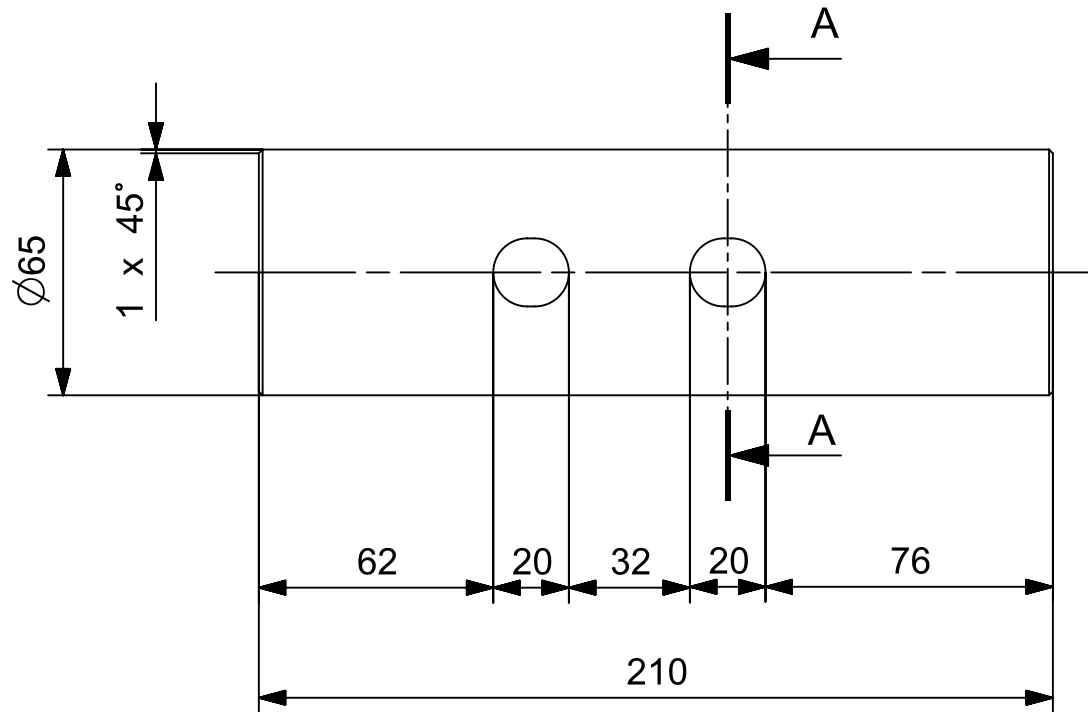
COMPONENTES	
MARCA	DESIGNACIÓN
20	Casquillo Ø20x21.5
21	Casquillo Ø65x20.75
22	Casquillo Ø65x21.75
23	Casquillo Ø65x26
24	Casquillo Ø100x17.5
25	Tapa superior izquierda
26	Tapa inferior izquierda
27	Tapa superior derecha
28	Tapa inferior derecha
29	Tapón lubricante superior
30	Tapón lubricante inferior
31	Tornillo DIN M24x80
32	Tornillo DIN M24x50
33	Carcasa izquierda
34	Carcasa derecha

	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	CONJUNTO REDUCTOR
-		1:10			
		Formato	DIN A3	Marca	-



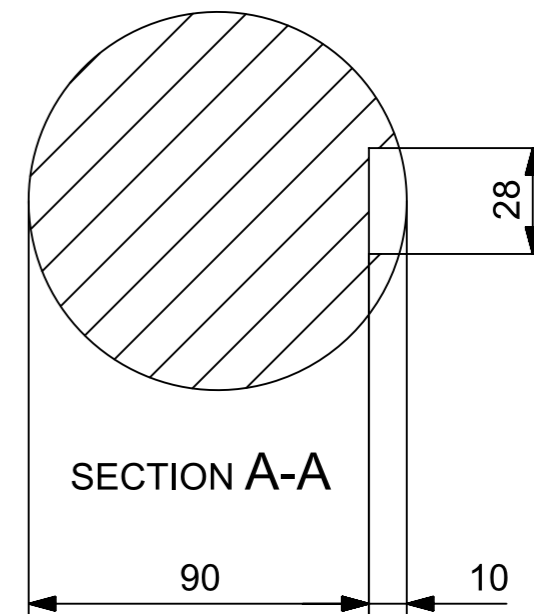
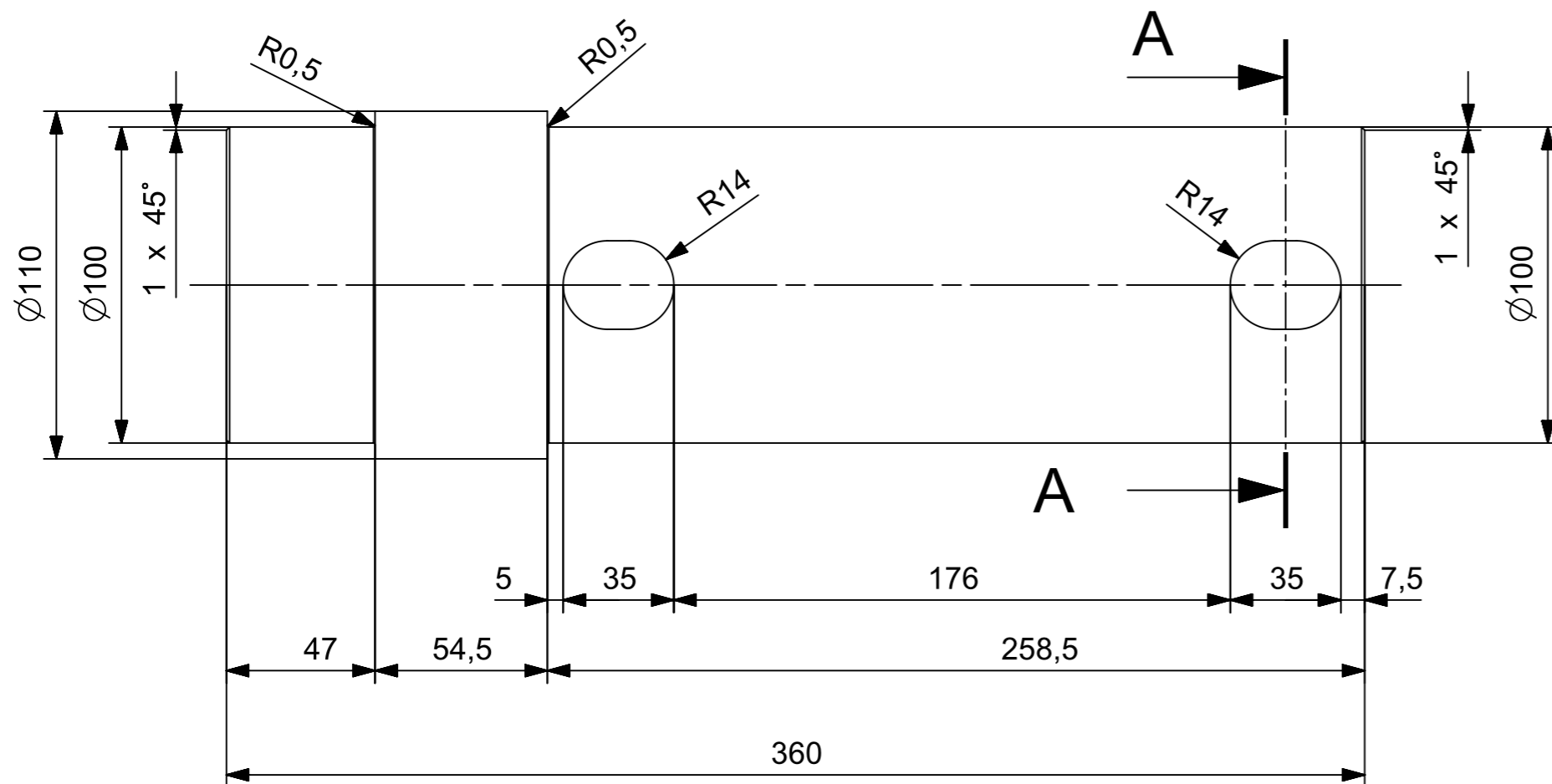
SECTION A-A

	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	EJE ENTRADA
F-1150		1:2			
		Formato	DIN A4	Marca	1

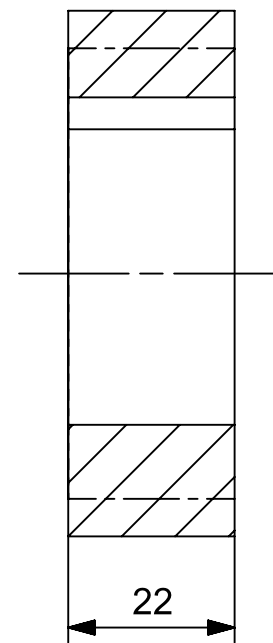
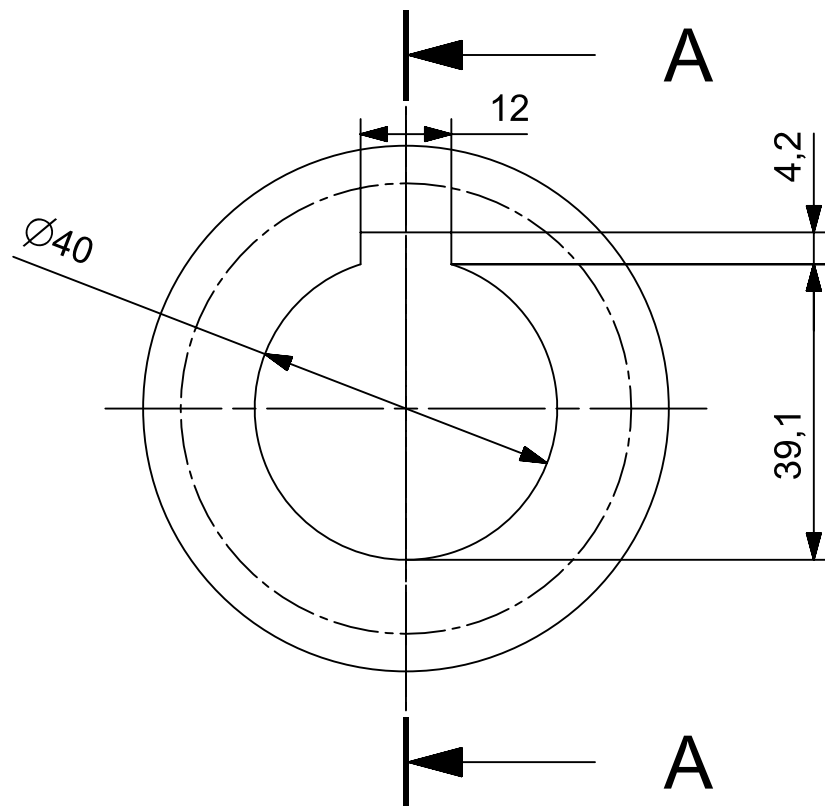


SECTION A-A

	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	EJE INTERMEDIO
F-1150		1:2			
		Formato	DIN A4	Marca	2



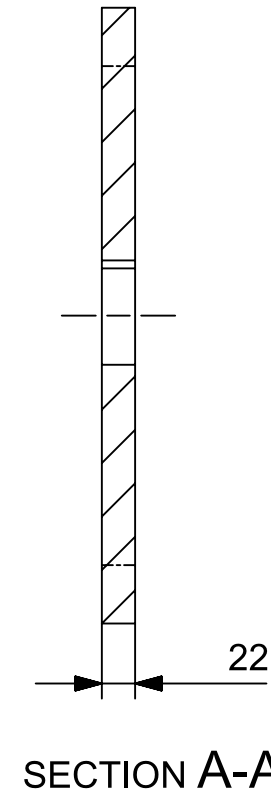
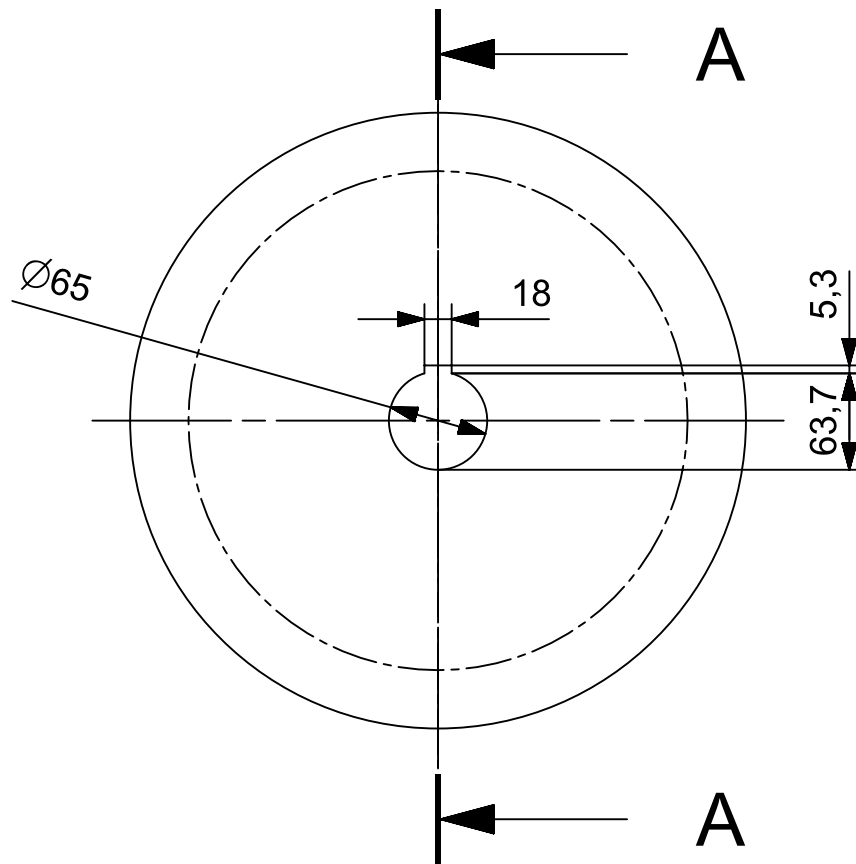
	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	EJE SALIDA
F-1150		1:2		Marca	3
		Formato	DIN A3		



SECTION A-A

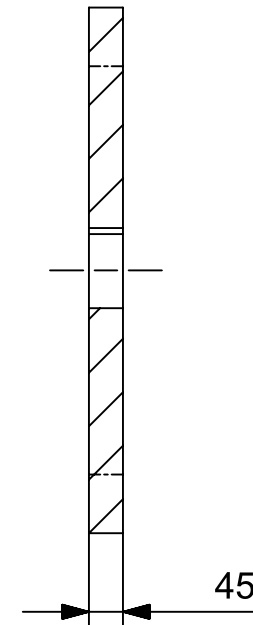
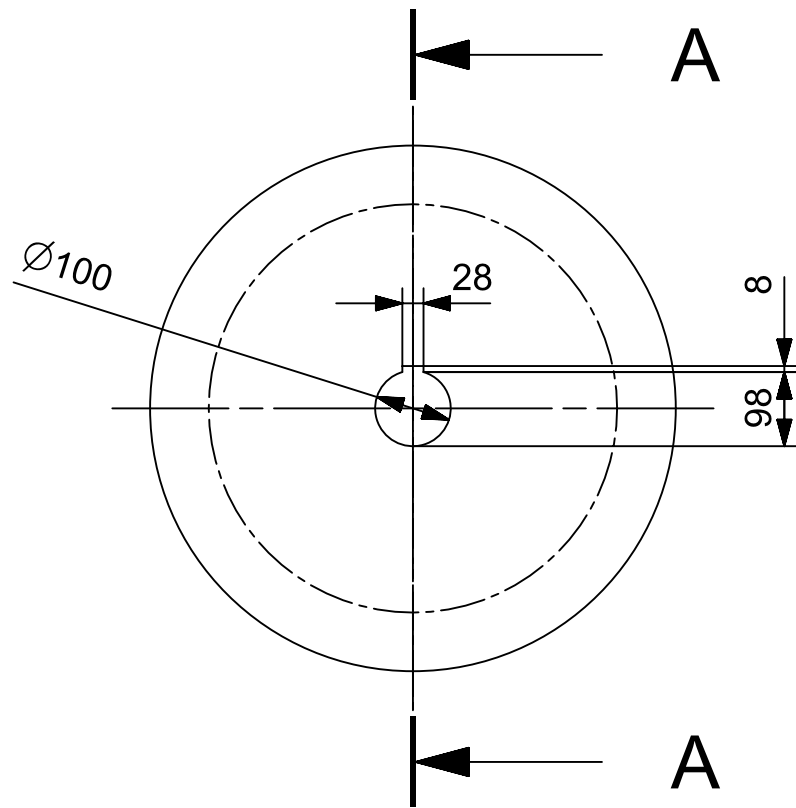
ESPECIFICACIONES	
Nº de dientes	21
Módulo	3
Ángulo de presión	20°
Inclinación del diente	25°
Diámetro primitivo	69.513 mm

	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	PIÑÓN 1ª ETAPA
F150D		1:1			
		Formato	DIN A4	Marca	4



ESPECIFICACIONES	
Nº de dientes	123
Módulo	3
Ángulo de presión	20°
Inclinación del diente	25°
Diámetro primitivo	407.15 mm

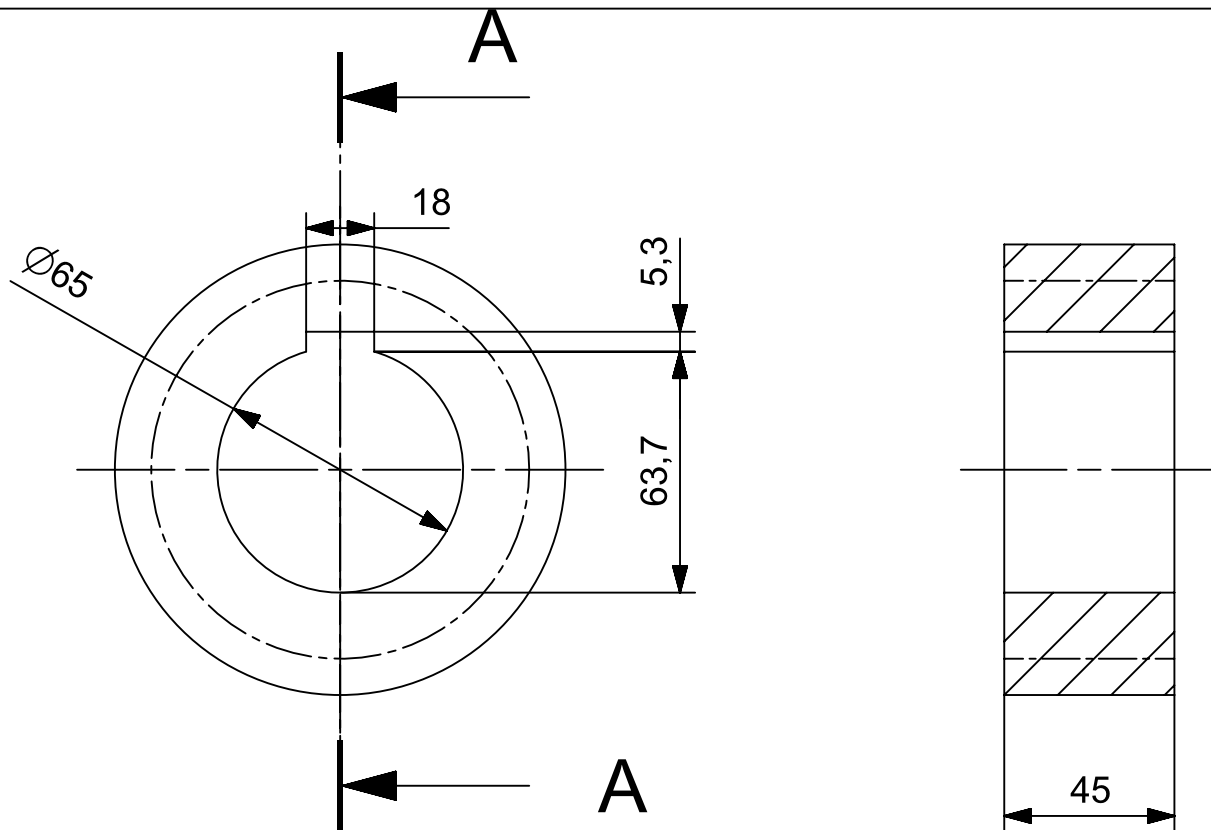
	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	RUEDA 1ª ETAPA
F150D		1:5			
		Formato	DIN A3	Marca	5



SECTION A-A

ESPECIFICACIONES	
Nº de dientes	105
Módulo	6
Ángulo de presión	20°
Inclinación del diente	25°
Diámetro primitivo	695.13 mm

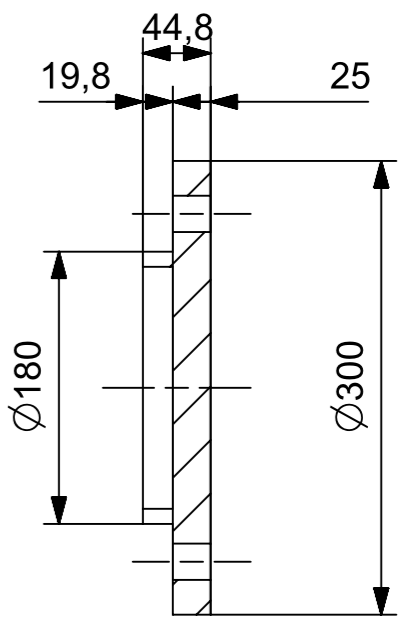
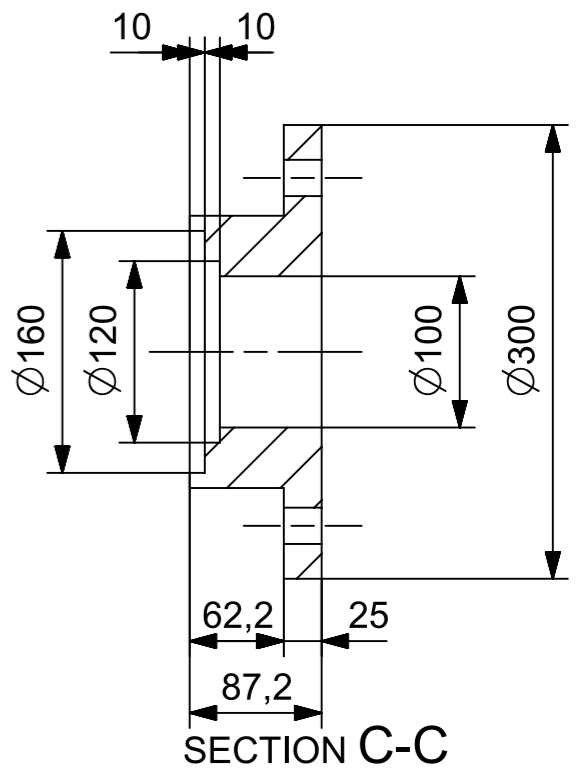
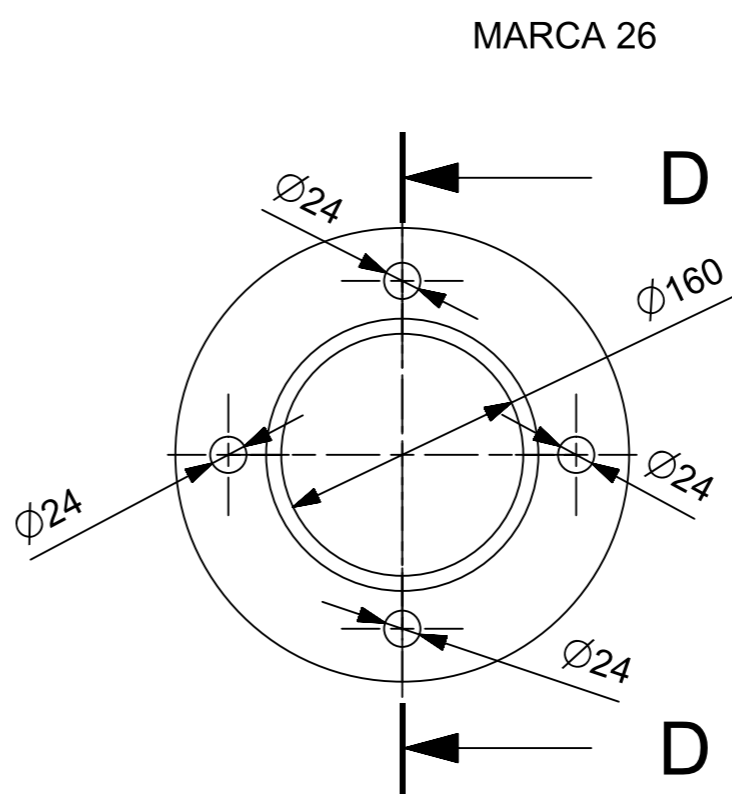
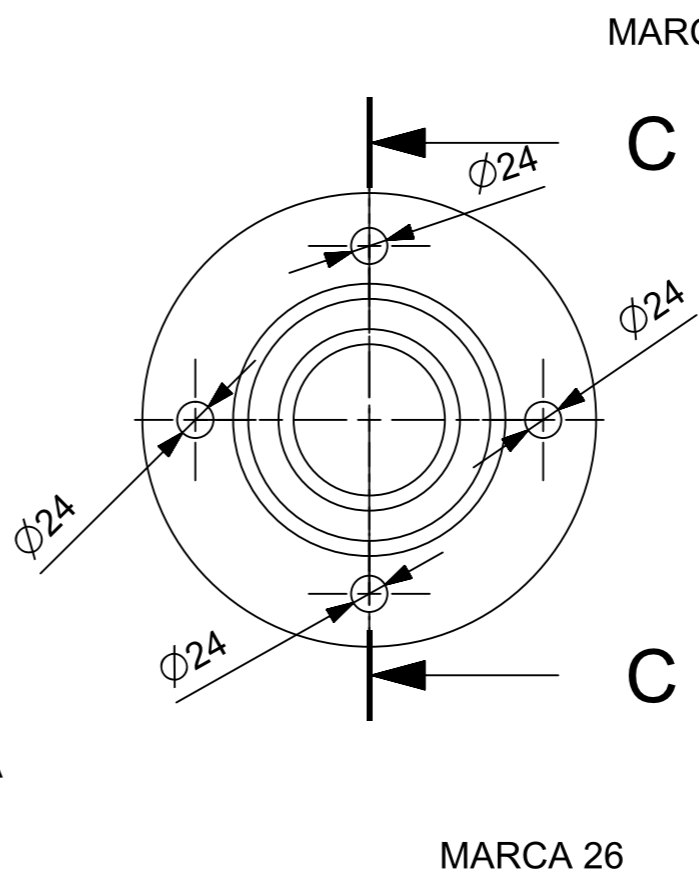
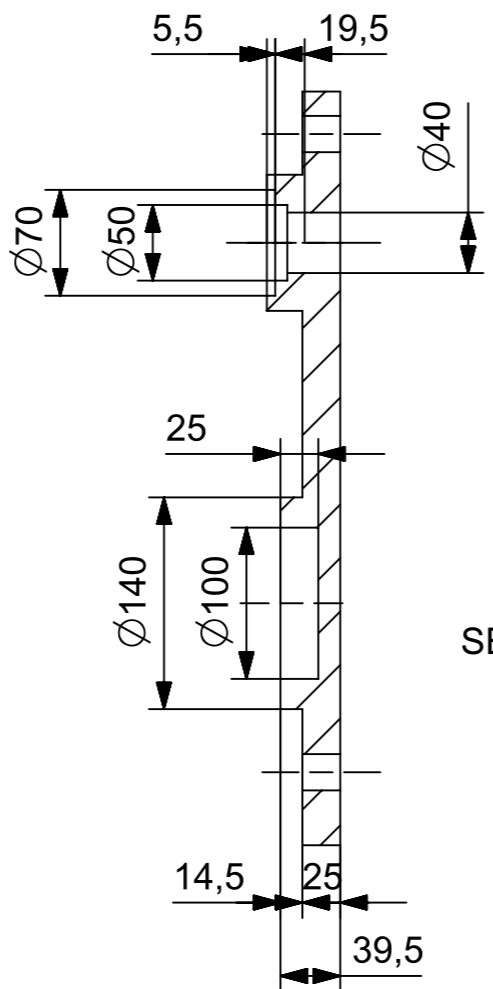
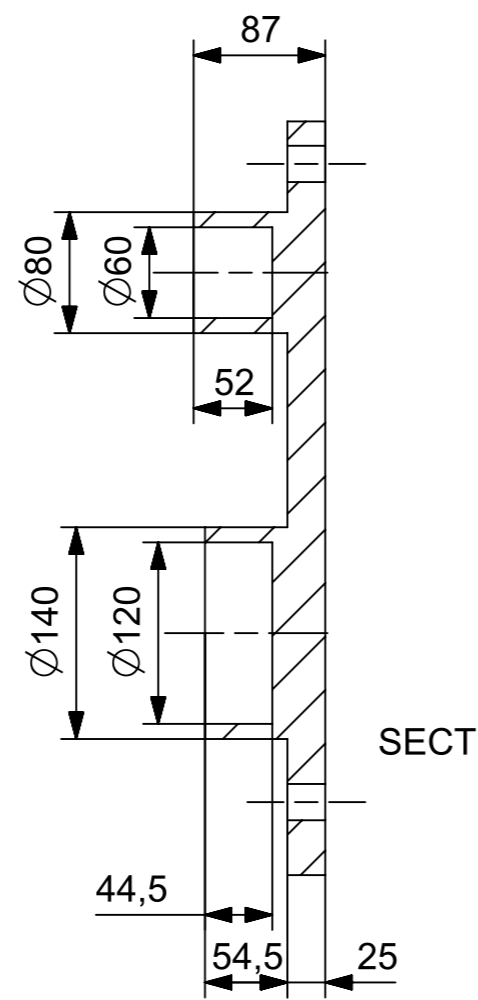
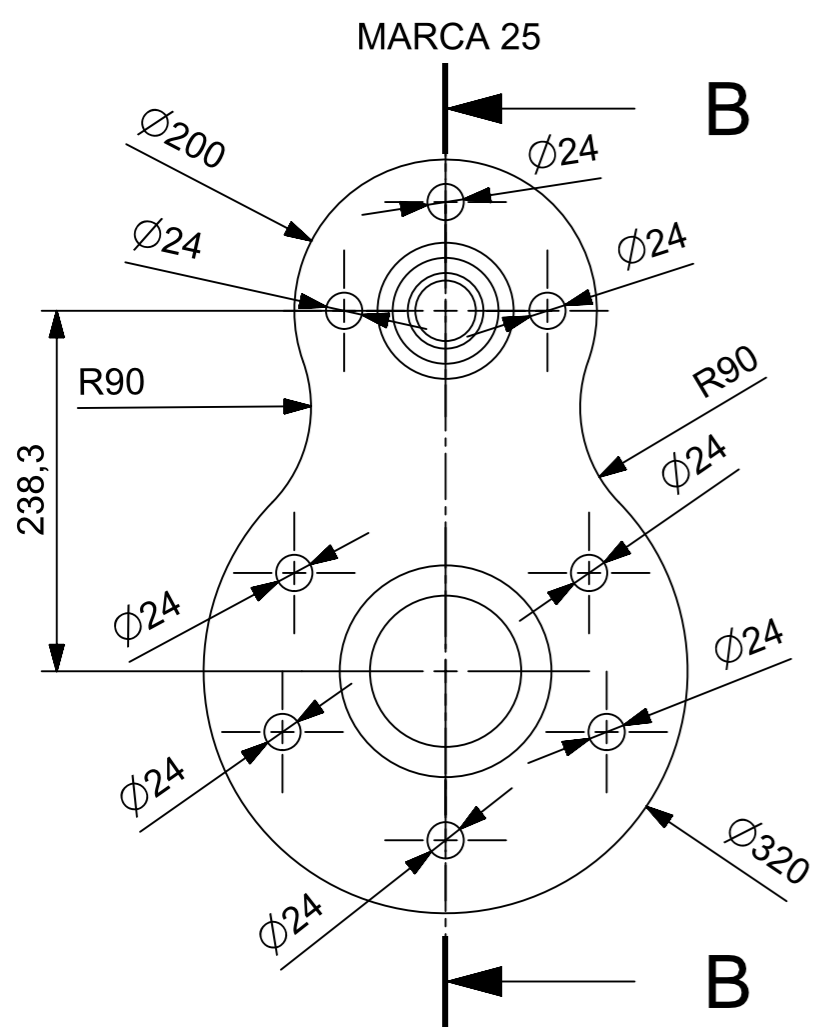
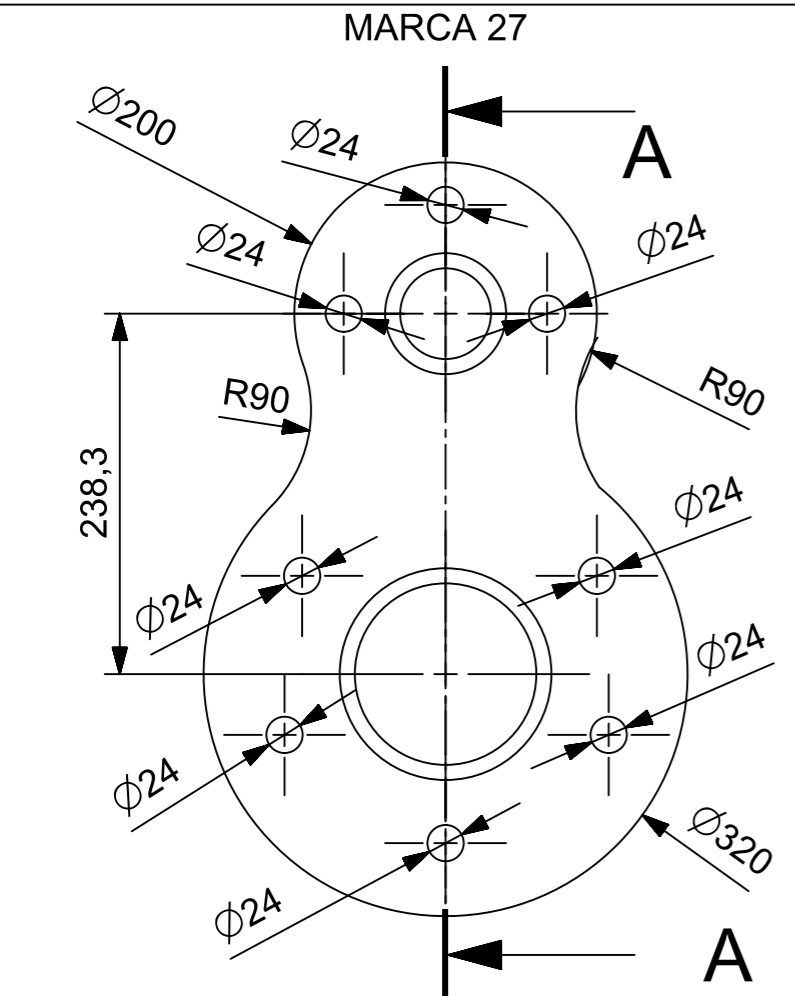
	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	RUEDA 2ª ETAPA
F150D		1:2			
		Formato	DIN A4	Marca	7



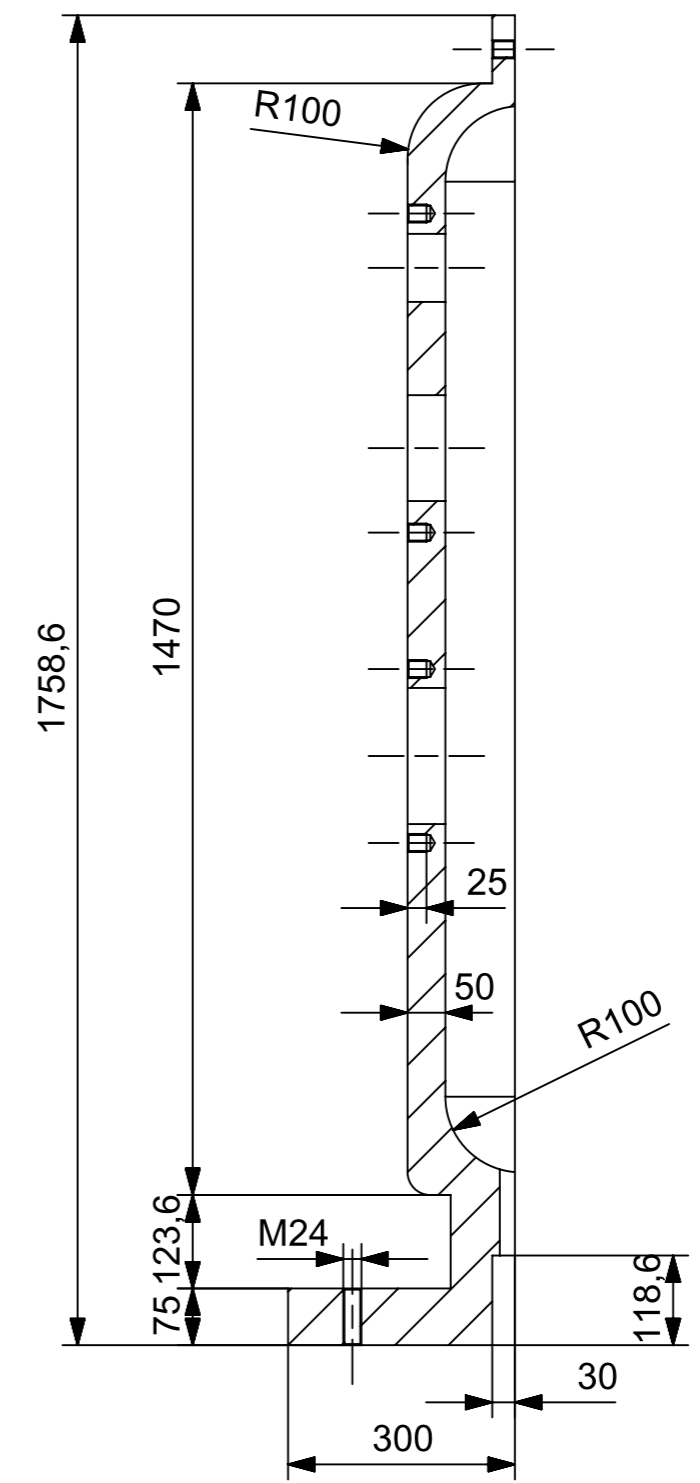
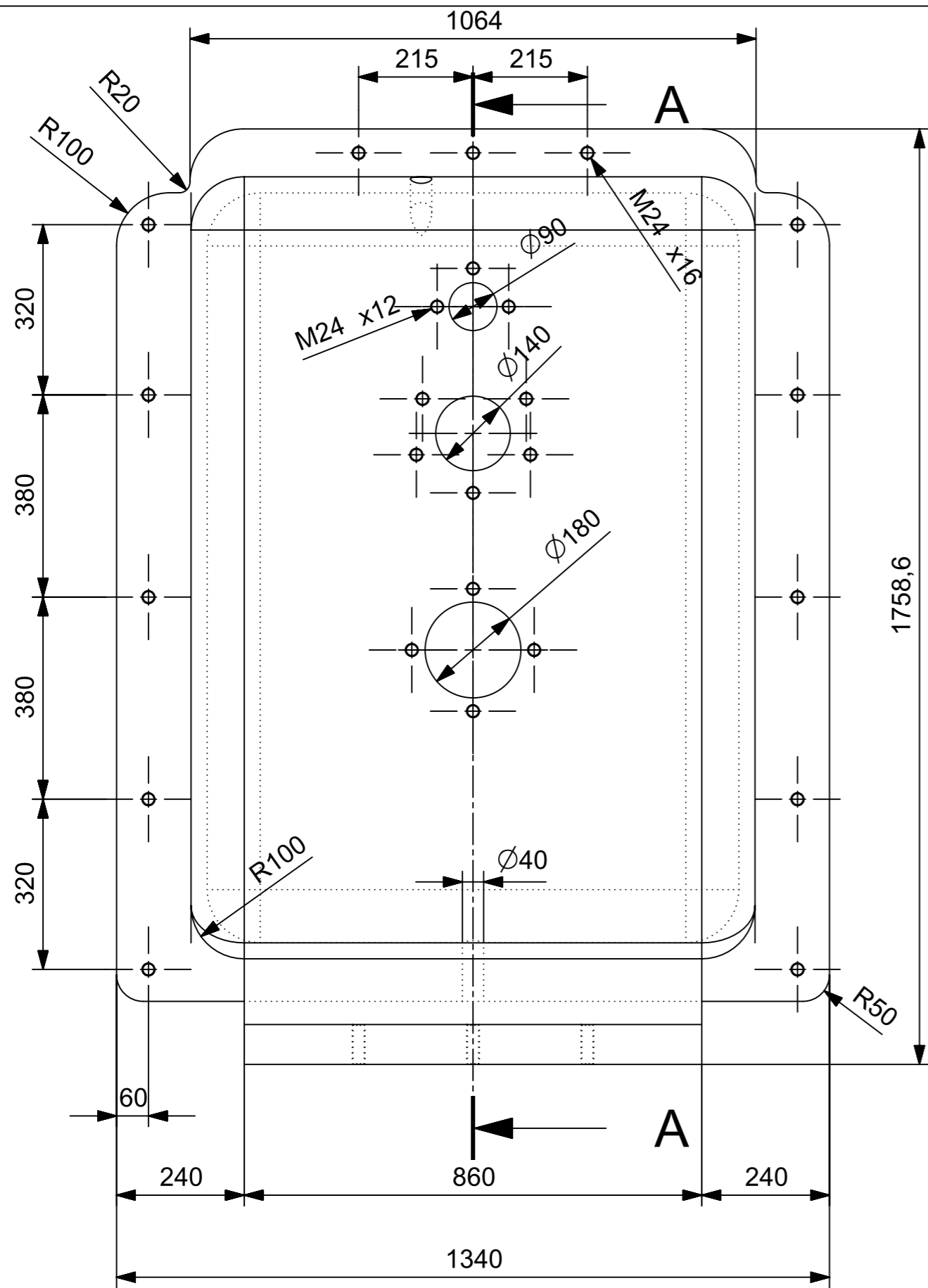
SECTION A-A

ESPECIFICACIONES	
Nº de dientes	18
Módulo	6
Ángulo de presión	20°
Inclinación del diente	25°
Diámetro primitivo	119.165 mm

	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	PIÑÓN 2ª ETAPA
F150D		1:2			
		Formato	DIN A4	Marca	6



	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	CONJUNTO TAPAS
Fundición Gris FG25		1:5			
		Formato	DIN A3	Marca	25;26;27;28



SECTION A-A

	Designación		Normas	Logo	
	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
AUTOR	15/09/17	S.Ferrando		 UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA	
APROBADO	15/09/17	J.E.Tarancón			
MATERIAL		ESCALA		Nombre	CARCASA IZQUIERDA
FUNDICIÓN GRIS FG25		1:10			
		Formato	DIN A3	Marca	33

